

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу відключення циліндрів в бензиновому двигуні
внутрішнього згорання на його ефективність, навантаженість та

врівноваженість

(Research into the impact of cylinder deactivation in a gasoline internal combustion
engine on its efficiency, loads and balance)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-414м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
«Двигуни внутрішнього згорання»
ЗАЛЄВСЬКИЙ Артем Вікторович

Керівник д.т.н., професор
СЛИНЬКО Георгій Іванович

Рецензент декан машинобудівного
факультету, к.т.н., доцент
ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя
2025

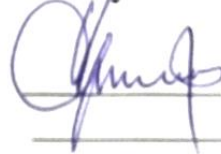
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «АТД та ГЕУ»



Олександр АРТЮХ
2025 року





З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ЗАЛЄВСЬКИЙ Артем Вікторович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу відключення циліндрів в бензиновому двигуні внутрішнього згорання на його ефективність, навантаженість та врівноваженість
керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович
затвержені наказом вищого навчального закладу від 26.11.2025 р. № 531
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2025 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий ДВЗ з системою відключення циліндрів.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) провести аналіз літератури за темою дослідження; розглянути особливості конструкції двигуна Mercedes-Benz M178; розробити дослідницьку методику; визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна на номінальному та частковому режимах, при роботі різної кількості циліндрів; виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі КШМ на номінальному та частковому режимах, при роботі різної кількості циліндрів; виконати розрахунок врівноваженості двигуна на номінальному та частковому режимах, при роботі різної кількості циліндрів; зробити висновки та рекомендації.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту надано основні відомості про роботу, основні формули розрахункової методики, результати досліджень в табличному та графічному вигляді.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Слинько Г.І., професор кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., ст. викладач кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2025	
2	Аналіз літературних джерел. Обґрунтування актуальності дослідження	10.09.2025	
3	Аналіз конструкції двигуна Mercedes-Benz M178	20.09.2025	
4	Розробка методики дослідження	30.09.2025	
5	Тепловий розрахунок двигуна Mercedes-Benz M178	10.10.2025	
6	Динамічний розрахунок двигуна Mercedes-Benz M178	25.10.2025	
7	Розрахунок врівноваженості двигуна Mercedes-Benz M178	15.11.2025	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2025	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2025	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2025	
11	Подання роботи до захисту	12.12.2025	

Студент

Керівник проєкту (роботи)

(підпис)

(підпис)

ЗАЛЄВСЬКИЙ А.В.

(прізвище та ініціали)

СЛИНЬКО Г.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 89 с., 8 табл., 25 рис., 46 джерел, 2 додатка.

ВРІВНОВАЖЕНІСТЬ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ, НАВАНТАЖЕННЯ, СИСТЕМА ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ, MERCEDES-BENZ M178

В роботі вирішено важливу актуальну проблему покращення показників багатociліндрового двигуна внутрішнього згорання з системою відключення циліндрів на прикладі бензинового 8-циліндрового V-подібного двигуна Mercedes-Benz M178.

Мета даної роботи – дослідити вплив відключення циліндрів в бензиновому двигуні внутрішнього згорання на його ефективність, навантаженість та врівноваженість.

Об'єкт дослідження – V-подібний 8-циліндровий бензиновий двигун Mercedes-Benz M178 з штатною системою відключення циліндрів.

Предмет дослідження – вплив відключення циліндрів в ДВЗ на показники його ефективності, навантаженості та врівноваженості.

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.).

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Задачі систем відключення циліндрів в ДВЗ	10
1.2 Конструктивні особливості систем відключення циліндрів	10
1.3 Вплив відключення циліндрів двигуна на його ефективність, економічність, екологічність, навантаженість та врівноваженість	13
1.4 Висновки за розділом	16
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	17
2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна Mercedes-Benz M178	17
2.2 Дослідження роботи системи відключення клапанів та системи відключення циліндрів двигуна Mercedes-Benz M178	22
2.2.1 Система керування газорозподіленням Mercedes-Benz CAMTRONIC	22
2.2.2 Система деактивації циліндрів Mercedes-Benz Cylinder Management	25
2.3 Методика дослідження	27
2.4 Висновки за розділом	28
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА MERCEDES-BENZ M178 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	29
3.1 Вихідні дані до розрахунку	29
3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	29
3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку	35
3.4 Висновки за розділом	41
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MERCEDES-BENZ M178 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	42
4.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	42

4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	45
4.3 Сили інерції обертальних мас	48
4.4 Обертальний момент двигуна	49
4.5 Розрахунок врівноважування двигуна	53
4.6 Нерівномірність обертального моменту	55
4.7 Висновки за розділом	55
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ В ДВИГУНІ MERCEDES-BENZ M178 НА ЙОГО ЕФЕКТИВНІСТЬ, НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТА ВРІВНОВАЖЕНІСТЬ	56
5.1 Розрахунок впливу відключення циліндрів на ефективні показники двигуна	56
5.2 Розрахунок впливу відключення циліндрів на навантаженість деталей двигуна	59
5.2.1 Розрахунок сил, що діють на поршень та кривошипно- шатунний механізм	59
5.2.2 Розрахунок обертальних моментів	61
5.2.3 Нерівномірність обертального моменту	62
5.3 Розрахунок врівноважування двигуна	63
5.3.1 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 8 циліндрах	64
5.3.2 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 6 циліндрах	64
5.3.3 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 4 циліндрах	68
5.3.4 Результати розрахунку	71
5.4 Висновки за розділом	72
ВИСНОВКИ	73
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	79
ДОДАТОК А	84
ДОДАТОК Б	85

ВСТУП

Пошуки способів зниження витрати палива в автомобільних двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ), одночасно з необхідністю виконання все більш жорстких вимог екологічного законодавства, призвели до прогресу в технологіях енергоефективності. Прикладом є концепція деактивації (відключення) циліндрів, коли згорання в одному або в кількох циліндрах двигуна переривається під час їх роботи. Ця стратегія зазвичай застосовується до двигунів великого об'єму з шістьма або більше циліндрами, хоча на ринку вже є три- та чотирициліндрові двигуни з цією системою.

Системи відключення циліндрів використовується в легкових автомобілях вже багато років. Однак їх застосування частіше зустрічається в двигунах великого об'єму. Численні наукові роботи, присвячені визначенню впливу роботи системи відключення циліндрів на різних режимах роботи ДВЗ на їх показники ефективності, економічності та екологічності, проте питання навантаженості та врівноваженості вивчені недостатньо. Таким чином, тема дослідження є актуальною.

Мета і завдання дослідження

Мета даної роботи – дослідити вплив відключення циліндрів в бензиновому двигуні внутрішнього згорання на його ефективність, навантаженість та врівноваженість.

Для досягнення мети, вирішувався ряд **завдань**:

- провести аналіз літератури за темою дослідження; визначити особливості конструктивні особливості систем відключення циліндрів різних виробників ДВЗ; дослідити вивченість питання в працях інших науковців;
- розглянути особливості конструкції двигуна Mercedes-Benz M178, який вибрано за об'єкт дослідження;
- розробити методику визначення впливу відключення циліндрів в ДВЗ

на його ефективність, навантаженість та врівноваженість;

– за допомогою теплового розрахунку ДВЗ визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна, на номінальному режимі та на часткових режимах, при роботі різної кількості циліндрів;

– виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, на номінальному режимі та на часткових режимах, при роботі двигуна на різній кількості циліндрів;

– визначити, як впливає відключення 2-х та 4-х циліндрів в ДВЗ на його ефективність, завантаженість та врівноваженість;

– після аналізу отриманих результатів зробити висновки та рекомендації щодо ефекту відключення циліндрів в багатоциліндровому бензиновому ДВЗ.

Об’єкт дослідження – V-подібний 8-циліндровий бензиновий двигун Mercedes-Benz M178 з штатною системою відключення циліндрів.

Предмет дослідження – вплив відключення циліндрів в ДВЗ на показники його ефективності, навантаженості та врівноваженості.

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

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

– розроблена розрахункова методика, яка дозволяє дослідити вплив відключення циліндрів в ДВЗ на його ефективність, навантаженість та врівноваженість.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– методика розрахунку впливу відключення циліндрів в ДВЗ на його

ефективність, навантаженість та врівноваженість може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

– технічний ефект від відключення циліндрів в багатоциліндровому ДВЗ може бути впроваджено в навчальний процес в лекційний курс дисциплін «Теорія ДВЗ», «Динаміка ДВЗ» в якості порівняльних даних.

Апробація

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.) **(акт апробації впровадження результатів роботи в навчальний процес від 25 листопада 2025 р.)**.

За результатами досліджень підготовлено роботу для участі в конкурсі студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2025/2026 навчального року за секцією «Транспортна».

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Задачі систем відключення циліндрів в ДВЗ

Пошуки способів зниження витрати палива в автомобільних двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ), одночасно з необхідністю виконання все більш жорстких вимог екологічного законодавства, призвели до прогресу в технологіях енергоефективності. Прикладом є концепція деактивації (відключення) циліндрів, коли згорання в одному або в кількох циліндрах двигуна переривається під час їх роботи. Системи відключення циліндрів (СВЦ) зазвичай застосовуються на двигунах великого об'єму (з шістьма або більше циліндрами), хоча на ринку вже є деякі три- або чотирициліндрові двигуни з цією системою [1, 2, 6–10].

Відключення частини циліндрів як спосіб поліпшення робочого процесу ДВЗ на часткових режимах є досить відомим. Такий захід використовується на тепловозних (середньооберткових), автотракторних двигунах та ін. вже багато років [19–27].

1.2 Конструктивні особливості систем відключення циліндрів

Першим автомобілем масового виробництва з двигуном з СВЦ, був Enger Twin-Unit Twelve, виготовлений компанією Enger Motor Car Company у 1917 році. Щоб деактивувати половину циліндрів двигуна, водій мав важіль, розташований за кермом [2].

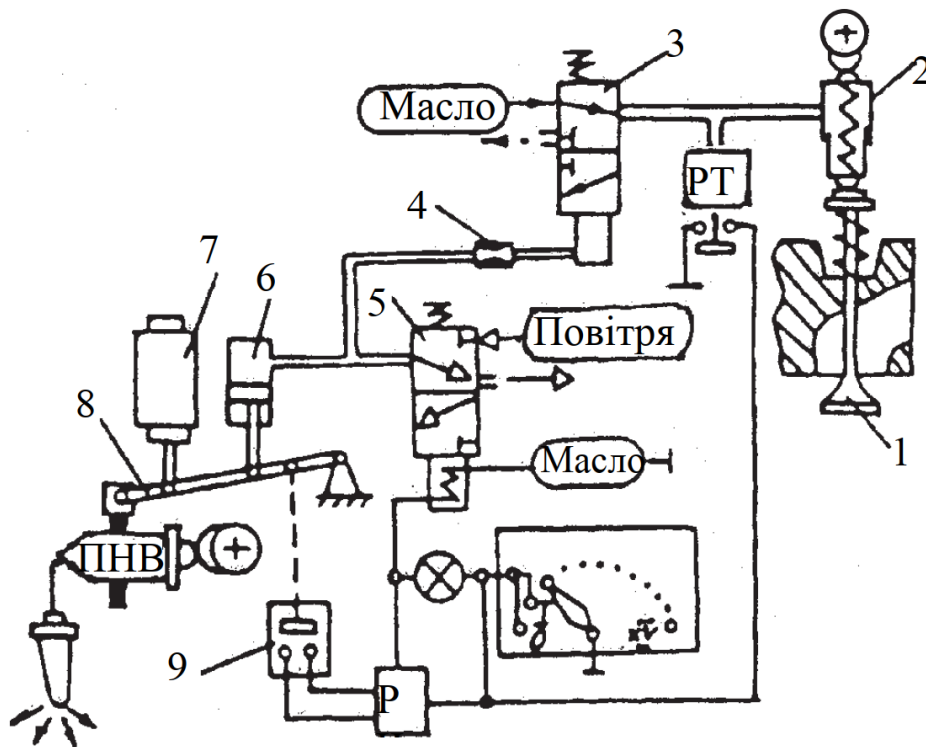
Найперші двигуни із СВЦ потребували вдосконалення, оскільки відключення циліндрів базувалася лише на відключенні впорскування палива та, в деяких випадках, закритті впускних клапанів (тоді як випускні клапани залишалися відкритими протягом періоду деактивації). Таким чином, частина

енергії згоряння витрачається поршнями на впуск повітря в циліндри та викид вихлопних газів (насосні втрати). Перешкода потоку повітря, спричинена закриттям впускних та випускних клапанів під час деактивації, усуває втрати на накачування в неактивних циліндрах та зменшує їх в активних циліндрах.

Однак складність механізмів, що використовуються для відключення циліндрів, та труднощі в їх контролі перешкоджали впровадженню СВЦ в двигунах транспортних засобів в промислових масштабах [3-5]. Лише з розвитком доступної недорогої електроніки та появою бортового комп'ютера (з алгоритмами, здатними забезпечувати швидку та точну роботу) стало можливим деактивувати певний циліндр (на відміну від попередніх конструкцій, які вибирали групу циліндрів). Однією з перших електронних СВЦ циліндрів була Valve Selector компанії Eaton. Valve Selector використовувалась у першому автомобілі, випущеному у великих масштабах із СВЦ: Cadillac V8-6-4, виготовлений у 1981 році компанією General Motors [30]. Хоча випробування показали помітну економію палива для прототипів Cadillac V8-6-4, комерційні автомобілі мали проблеми з електронною системою вибору циліндрів, і модель вийшла з виробництва за один рік [32]. Mitsubishi та Alfa Romeo також впровадили СВЦ у свої автомобілі, які випускались малими серіями [2]. Лише у 1998 році, коли в компанії Mercedes-Benz розробили систему автоматичного відсікання циліндрів, система деактивації циліндрів та клапанів стала реальністю в автомобілях, що виробляються у великих масштабах [2].

Серед відомих способів відключення циліндрів двигуна та відповідних механізмів і пристроїв найбільш прийнятним слід вважати спосіб відключення під час експлуатації в окремих циліндрах паливоподачі та повітропостачання із зупинкою клапанів газорозподілу у закритому стані при використанні гідравлічних та пневматичних виконавчих механізмів у їхніх приводах [27].

На рисунку 1.1 наведено схему системи керування з циліндрами, що відключаються, дизелів типу ЧН 26/26 [27].



1 – газорозподільчий клапан; 2 – механізм відключення газообміну (гідроштанга); 3 – пневмогідрравлічний вентиль; 4 – дросель; 5 – електропневматичний вентиль; 6 – механізм відключення паливоподачі; 7 – всережимний регулятор; 8 – привід ПНВТ; 9 – стежучий пристрій
Рисунок 1.1 – Схема блока керування тепловозним дизелем з циліндрами, що відключаються [27]

У початковому стані, зображеному на схемі, й такому, що відповідає режиму роботи двигуна зі всіма працюючими циліндрами, що визначається положенням контролера машиніста (КМ), електричне живлення (“Мережа”) до електропневматичного вентиля 5 не надходить і подавання стиснутого повітря не відбувається [11].

Всережимний регулятор 7, що діє на привід 8 ПНВТ, забезпечує подачу палива крізь форсунки до циліндрів двигуна відповідно до часткового режиму роботи двигуна. Пневмогідрравлічний вентиль 3 від “маслоджерела” забезпечує заповнення маслом гідротрактів механізмів відключення газообміну 2 привода газорозподільчих клапанів 1. Двигун функціонує з усіма включеними циліндрами.

При переводі КМ на позиції “0” чи “1”, які відповідають роботі двигуна з відключенням частини циліндрів, подається електричне живлення крізь реле часу РЧ до вентиля 5. Останній відкриває подачу стиснутого повітря до механізму відключення паливоподачі 6 та вентиля 3, перший з яких переводить привід 8 ПНВТ у положення нульової паливоподачі, а другий закриває маслоподачу до виконавчих механізмів відключення газообміну 2. Таким чином реалізується момент часу, коли задані циліндри двигуна відключені як за паливоподачею, так і за газообміну Дросель 4 призначений для забезпечення запізнення відключення газообміну відносно паливоподачі. Як дросель використовується відповідне підбирання перерізів ділянок повітряних магістралей [12].

Стежучий пристрій 9 разом з реле часу призначений для включення до роботи газорозподільчих клапанів у випадку порушень у роботі привода 8 паливних насосів, наприклад, при заїданні рейки ПНВТ чи штока механізму відключення паливоподачі. Як відстежувальний пристрій використовується датчик переміщень.

Реле тиску РТ забезпечує відключення паливоподачі при порушенні герметичності магістралі керувального потоку масла та зупинки клапанів газорозподілення у закритому положенні.

1.3 Вплив відключення циліндрів двигуна на його ефективність, економічність, екологічність, навантаженість та врівноваженість

Розглянемо використання відключення окремих циліндрів у практиці експлуатації серійних двигунів тепловозів [27].

Так, фірма MTU (Німеччина) застосувала послідовне відключення циліндрів залежно від навантаження двигуна в цілому при відповідній модернізації тепловозних дизелів 12V 956 TB. Одночасно з підвищенням тиску

наддуву такі заходи дозволили знизити питому витрату палива на часткових режимах, емісію монооксиду вуглецю CO – на 63 %, вуглеводнів C_nH_m – на 84 %, викид сажі – на 86 % [27].

На дворядних двигунах ЕМД (США) для тепловозів з метою зменшення токсичності ВГ при роботі на холостому ході запроваджено пристрій, що автоматично перекидає паливopoдачу попереминно з витримкою від 15 секунд до 4 хвилин в один з блоків циліндрів [27].

На двигунах 6ЧН21/21 тепловозів ТГМ4 автоматика одночасного відключення половини циліндрів щодо паливо- та повітроподачі дозволила знизити часову витрату палива на режимах холостого ходу на 20...22 %, а на дизелях типу ЧН26/26 – на 22...30 %, відповідно знизилася токсичність відпрацьованих газів на зазначених режимах [27, 13-15].

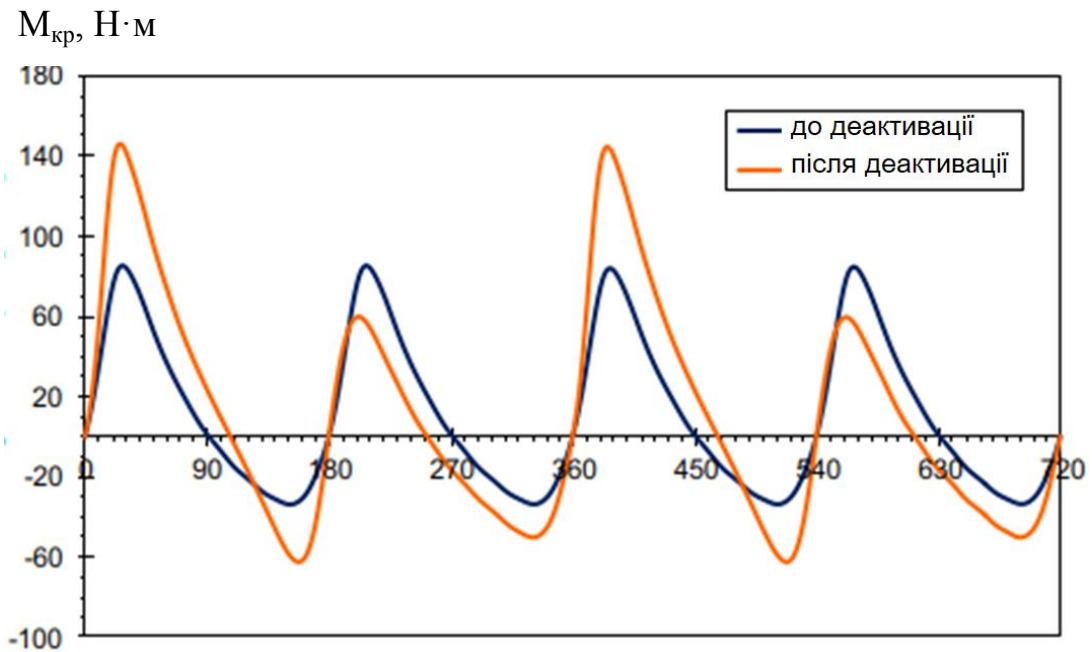
Все сказане пояснюється поліпшенням робочого процесу у працюючих циліндрах. По-перше, відключення паливopoдачі до частини циліндрів на режимах холостого ходу і малих навантажень збільшує циклову подачу палива у робочі циліндри, що, у свою чергу, поліпшує якість розпилювання палива, його спалахування та згорання. Отже, підвищується індикаторний ККД двигуна, а у випадку відключення газообміну в циліндрах (зупинка клапанів газорозподілу у закритому стані) зменшуються втрати на стискання повітря у непрацюючому циліндрі та на перетікання газів через клапанні щілини [27].

Крім того, при керуванні кількістю працюючих циліндрів можливе прискорення прогрівання і запуску двигуна, регулювання повітряного заряду циліндра, використання додаткового повітря протягом перехідного процесу, регулювання фаз газорозподілення у працюючих циліндрах на часткових навантаженнях двигуна щодо агрегатної потужності [27, 16-18].

У цілому при виключенні до 50 % циліндрів та роботі за позиціями контролера (тобто за тепловозною характеристикою) виявлено поліпшення експлуатаційної витрати палива тепловоза 2ТЕ116 при вантажних перевезеннях на 2,1...2,7 %. Це свідчить про більшу ефективність згорання у працюючих циліндрах, що й зумовлює зменшення токсичності відпрацьованих газів в них

[27].

Автори роботи [2] зазначають, що важливою характеристикою СВЦ є зниження ефективності турбокомпресора, і мало досліджень розглядали це питання. В їх праці проаналізовано вплив відключення циліндрів на двигун з іскровим запалюванням і турбонаддувом Fiat Fire T-Jet 1.4. Спочатку авторами було створено числову модель для прогнозування поведінки двигуна після відключення циліндрів. Результати показали зниження витрати палива та підвищення ефективності перетворення палива, головним чином при низькому навантаженні. Також піки тиску та температури на індикаторній діаграмі збільшилися в активних циліндрах і зменшилися в неактивних. Деактивація циліндрів також спричинила нерівномірність імпульсів крутного моменту двигуна (див. рисунок 1.2) (що на практиці збільшує вібрацію) та зменшення кількості імпульсів тиску на вході турбіни, тим самим зменшуючи потужність турбокомпресора. Робочі точки змістилися в менш ефективні області на карті компресора, а в деяких випадках змістилися за межі карти, що вказує на початок помпажу компресора. Після числового моделювання деактивації циліндрів, фізичні зміни в розподільному валу та перепрограмування ЕБУ дозволили застосувати СВЦ в випробуваному двигуні. Експериментальні результати показали зниження витрати палива в областях низького та середнього навантаження (від 0,5 % до 29,5 %), а при високому навантаженні спостерігалось максимальне збільшення на 7,5 % [2].



Кут повороту кривошипа, град.

Рисунок 1.2 – Пульсації крутного моменту двигуна до та після виключення з роботи одного циліндра 4-циліндрового бензинового двигуна, при 1500 хв^{-1} [2]

1.4 Висновки за розділом

Системи відключення циліндрів використовується в легкових автомобілях вже багато років. Однак їх застосування частіше зустрічається в двигунах більшого об'єму, і деякі проблеми, пов'язані з деактивацією циліндрів, не виправдовують інвестиції та впровадження цієї технології в двигунах малого об'єму.

Численні наукові роботи, присвячені визначенню впливу роботи СВЦ на різних режимах роботи ДВЗ на їх показники ефективності, економічності, екологічності, проте питання навантаженості та врівноваженості вивчені недостатньо.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна Mercedes-Benz M178

Для дослідження обрано бензиновий двигун Mercedes-Benz M178 (рисунки 2.1, 2.2) – розробка Mercedes-AMG. Цей двигун виготовляється з 2015 року і по даний час, і оснащується системою Mercedes-AMG Cylinder Management. Двигун M178 є більш форсованою версією двигунів M176 і M177.

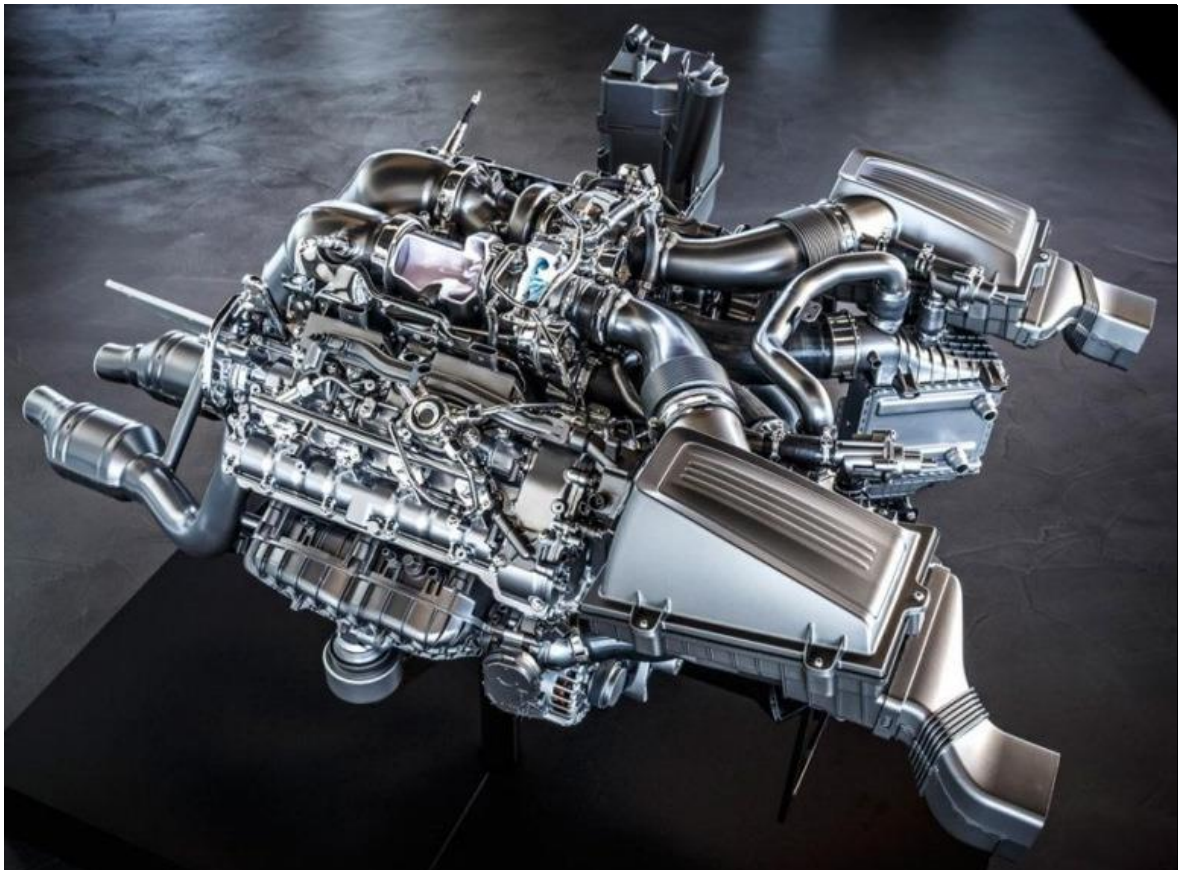


Рисунок 2.1 – Двигун Mercedes-Benz M178 [35]

Двигун V-подібний 8-циліндровий, номінальною потужністю (в залежності від модифікації) $N_e = 340 \dots 609$ кВт, призначений для встановлення на спортивні автомобілі Mercedes-AMG GT / GT S / GT C / GT R / GT Black Series / GT Track Series (C190), Mercedes-AMG C63, Aston Martin Valhalla.



Рисунок 2.2 – Двигун Mercedes-Benz M178 [35]

Для дослідження вибрано помірно форсовану версію двигуна Mercedes-Benz M178 DE40 AL потужністю $N_e = 525$ к.с. (384 к.с.) при $n = 6200 \dots 6500$ хв⁻¹, з максимальним обертальним моментом $M_{кр} = 650$ Н·м при $n = 1750 \dots 4750$ хв⁻¹. Максимальна частота обертання $n_{max} = 7000$ хв⁻¹. Завдяки впровадженим технічним рішенням двигун отримав високі показники ефективності. Технічні характеристики двигуна наведені в таблиці 2.1.

Блок циліндрів виготовлений з алюмінієвого сплаву, литий. Головки циліндрів литі з алюмінієвого і цирконієвого сплаву.

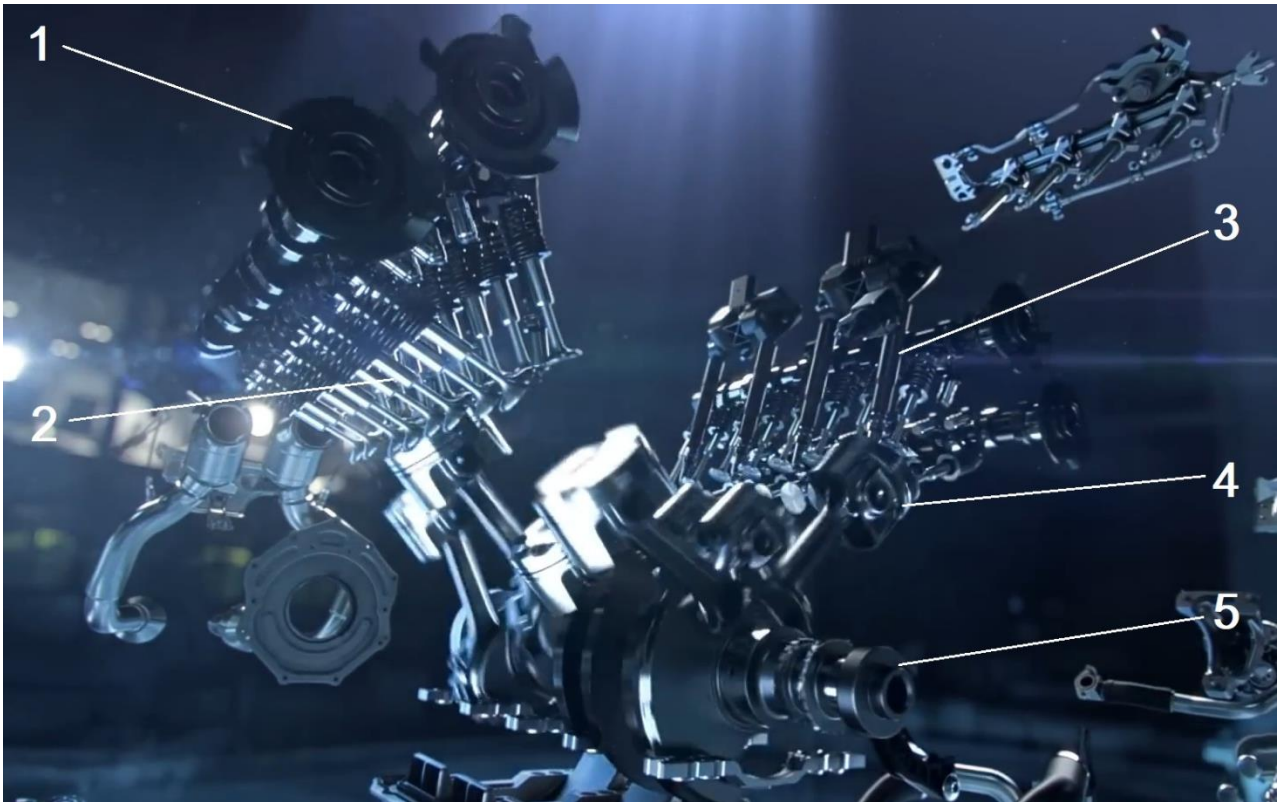
Для покращеної зносостійкості з мінімальним тертям, в двигуні використано технологію Nanoslide – покриття поверхні алюмінієвих отворів тонким пористим шаром заліза [38].

Механізм газорозподілу (рисунок 2.3) – типу DOHC – з окремими розподільними валами для впускних і випускних клапанів, які розташовуються в головках циліндрів, на кожний циліндр по 4 клапана. Реалізовано систему

зміни фази газорозподілу, здійснюється регулювання і впускного, і випускного розподільного валу.

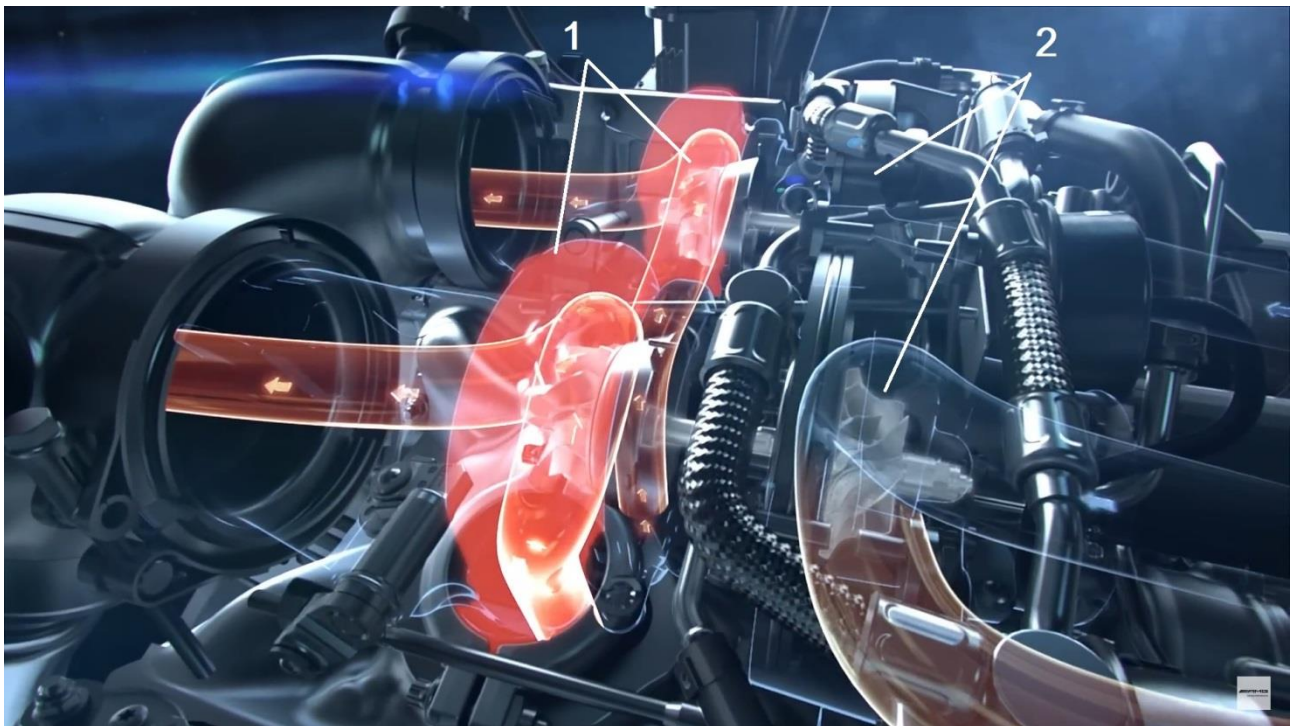
Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна Mercedes-Benz M178 [33, 35, 36, 39]

Технічні характеристики	Чисельне значення або величина
Кількість і розташування циліндрів	V8
Кут нахилу циліндрів, град.	90
Привід клапанів	DOHC
Кількість клапанів на циліндр	4
Кількість клапанів	32
Діаметр циліндра, мм	83
Хід поршня, мм	92
Відстань між циліндрами, мм	90
Робочий об'єм двигуна, см ³	3982
Ступінь стиснення	10,5
Номинальна потужність, кВт	384
Система живлення	Безпосереднє впорскування
Максимальний обертальний момент, Н·м	650
Частота обертанням відповідна максимальній потужності, хв ⁻¹	6200...6500
Частота обертанням відповідна максимальному обертальному моменту, хв ⁻¹	1750...4750
Подача повітря	2 турбокомпресора BorgWarner
Максимальний тиск наддуву, МПа	0,12
Максимальний тиск в циліндрі, бар (МПа)	130 (13)
Екологічні норми	Євро-6
Викиди CO ₂ , г/км	192...20
Моторна олива	0w/40 и 5w/40, допуск 229.5
Паливо	Бензин А-98
Маса двигуна (суха), кг	209
Витрата пального в змішаному циклі NEDC, л/100 км	<10



1 – фазорегулятор розподільного валу; 2 – клапан механізму газорозподілу; 3 – паливна форсунка; 4 – поршень; 5 – колінчастий вал

Рисунок 2.3 – Механізм газорозподілу двигуна Mercedes-Benz M178 [37]

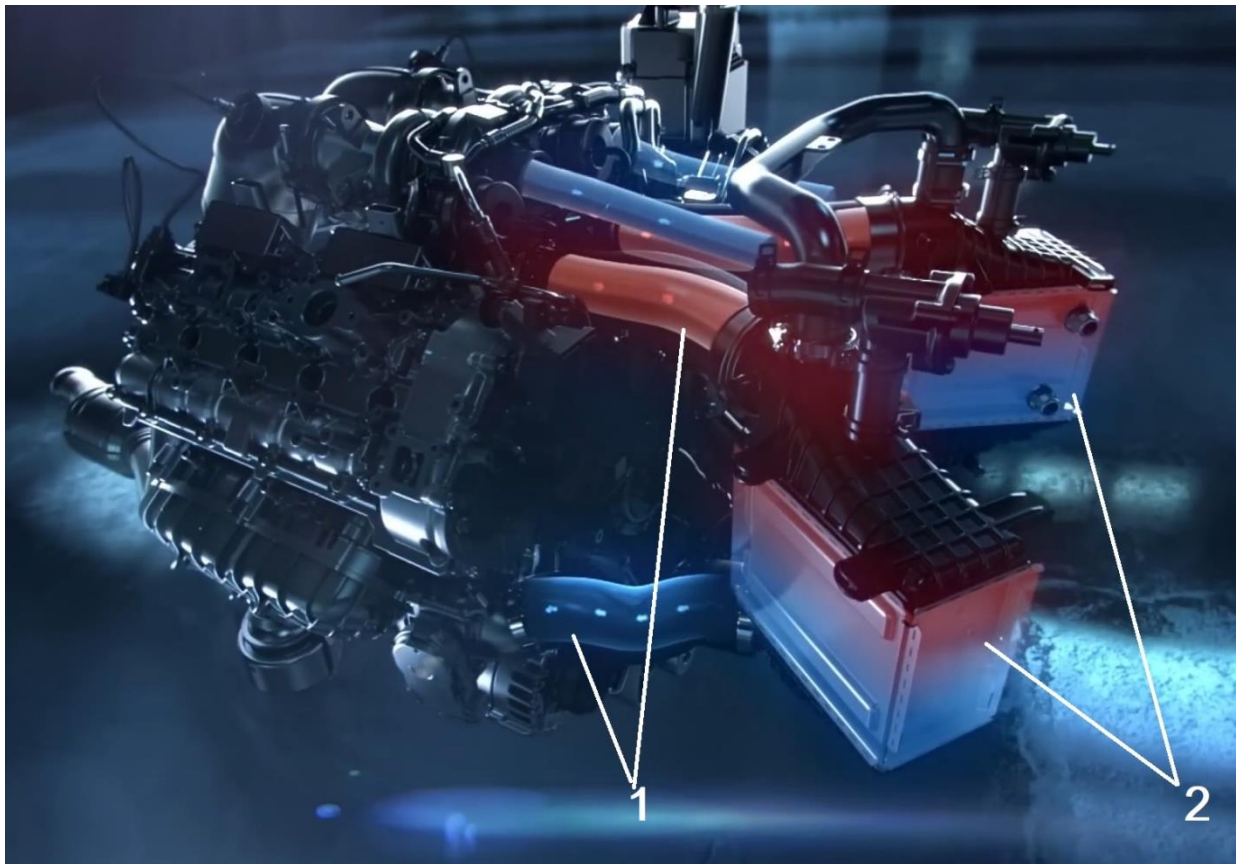


1 – турбіни; 2 – компресори

Рисунок 2.4 – Турбонаддув двигуна Mercedes-Benz M178 [37]

Подача повітря здійснюється примусово двома турбокомпресорами BorgWarner з подвійною спіраллю (рисунок 2.3), що обертаються до $n_{\max} = 186\,000 \text{ хв}^{-1}$, з електронно керованими перепускними клапанами. Максимальний тиск наддув (надлишковий) 1,2 бар (0,12 МПа).

Охолодження наддувного повітря здійснюється в водо-повітряному теплообміннику, який забезпечує при повному навантаженні двигуна охолодження наддувного повітря від 140 °С до 25 °С (рисунок 2.5).



1 – теплообмінник; 2 – повітряні канали

Рисунок 2.5 – Система охолодження повітря двигуна Mercedes-Benz M178 [37]

Система паливоподачі – електронно кероване пряме впорскування бензину з розпиленням в циліндр, тиск палива 100...200 бар (10...20 МПа). Форсунки Bosch п'єзоелектричні, забезпечують до 5 впорскувань протягом одного циклу.

Система охолодження включає 3-фазний термостат, водяний насос з

ланцюговим приводом з номінальною подачею 420 л/хв.

Система мащення з сухим картером, з двоступеневим керованим всмоктувальним насосом з подачею 250 л/хв, напірним насосом, зовнішнім масляним баком на 12 л. Охолодження оливи здійснюється зовнішнім масляним радіатором спереду двигуна.

Щоб зменшити навантаження на блок керування двигуном, на кожному циліндрі встановлено вісім окремих котушок запалювання з інтегрованим електронним модулем, відомим як підсилювач запалювання. Вони забезпечують сильну іскру запалювання на всіх обертах двигуна та за будь-яких умов навантаження.

2.2 Дослідження роботи системи відключення клапанів та системи відключення циліндрів двигуна Mercedes-Benz M178

2.2.1 Система керування газорозподіленням Mercedes-Benz CAMTRONIC

Для забезпечення найкращого наповнення циліндрів в ДВЗ, необхідно забезпечити якнайбільшу кількість заряду свіжого повітря.

Для цього на більшості ДВЗ використовуються два або більше впускних клапанів на циліндр, газотурбінний наддув, впускний колектор зі змінною геометрією. Проте і ці способи мають обмеження. Коли оберти двигуна збільшуються, тривалість кожного такту впуску та випуску зменшується, так що потік свіжого повітря стає недостатньо швидким для потрапляння в камеру згоряння, а вихлопні гази недостатньо швидкі, щоб вийти з камери згоряння. Одним з найкращих рішень є раніше відкривати впускні клапани та пізніше закривати випускні. Іншими словами, час перекриття між періодом впуску та випуску слід збільшувати зі збільшенням обертів [34].

Так з'явилась концепція зміни фаз газорозподілу (VVT), реалізована на

двигуні. Ми всі пам'ятаємо дебют цієї функції в двигуні Mercedes-Benz M272. Подальшою модернізацією цієї системи є система зміни висоти підйому клапана Mercedes-Benz CAMTRONIC. В таких двигунах розподільні вали замість одного кулачка традиційної (компромісної) форми на кожен клапан мають два кулачки з різним профілем, для кращої продуктивності як на малих, так і на великих частотах обертання двигуна.

Два різні профілі кулачків виготовляються поруч один з одним, кожен для певного режиму руху. У своїй найпростішій формі, в системі CAMTRONIC використовується розподільний вал, кулачки якого на валу можуть рухатися по осі, щоб розташувати відповідний кулачок над клапаном у потрібний час. Це досягається за допомогою приводу, встановленого над розподільним валом у кришці головки блоку циліндрів, який приводить штовхач у спіральну вирізану канавку розподільного вала. Коли штовхач рухається в спіральній канавці, профіль розподільного вала змушений рухатися по осі, щоб правильний профіль кулачка знаходився над клапаном у потрібний час [34].

Впускний розподільний вал складається з кількох компонентів (див. рисунок 2.6): два порожністі напіввали однакового розміру встановлені на валу ведучого типу. Перший напіввал керує впускними клапанами циліндрів 1 та 2, а другий – циліндрів 3 та 4. Поверхня, що керує клапанами через роликові коромисла, вдвічі менша, ніж у звичайного розподільного вала. Коли активний напіввал з вищими кулачками, підйом клапанів збільшується, і клапани залишаються відкритими довше [34].

Перемикання на напіввал з меншими кулачками скорочує підйом клапанів, і клапани закриваються швидше.

Регулювання потужності двигуна, оснащеного системою CAMTRONIC, здійснюється в залежності від навантаження на двигун:

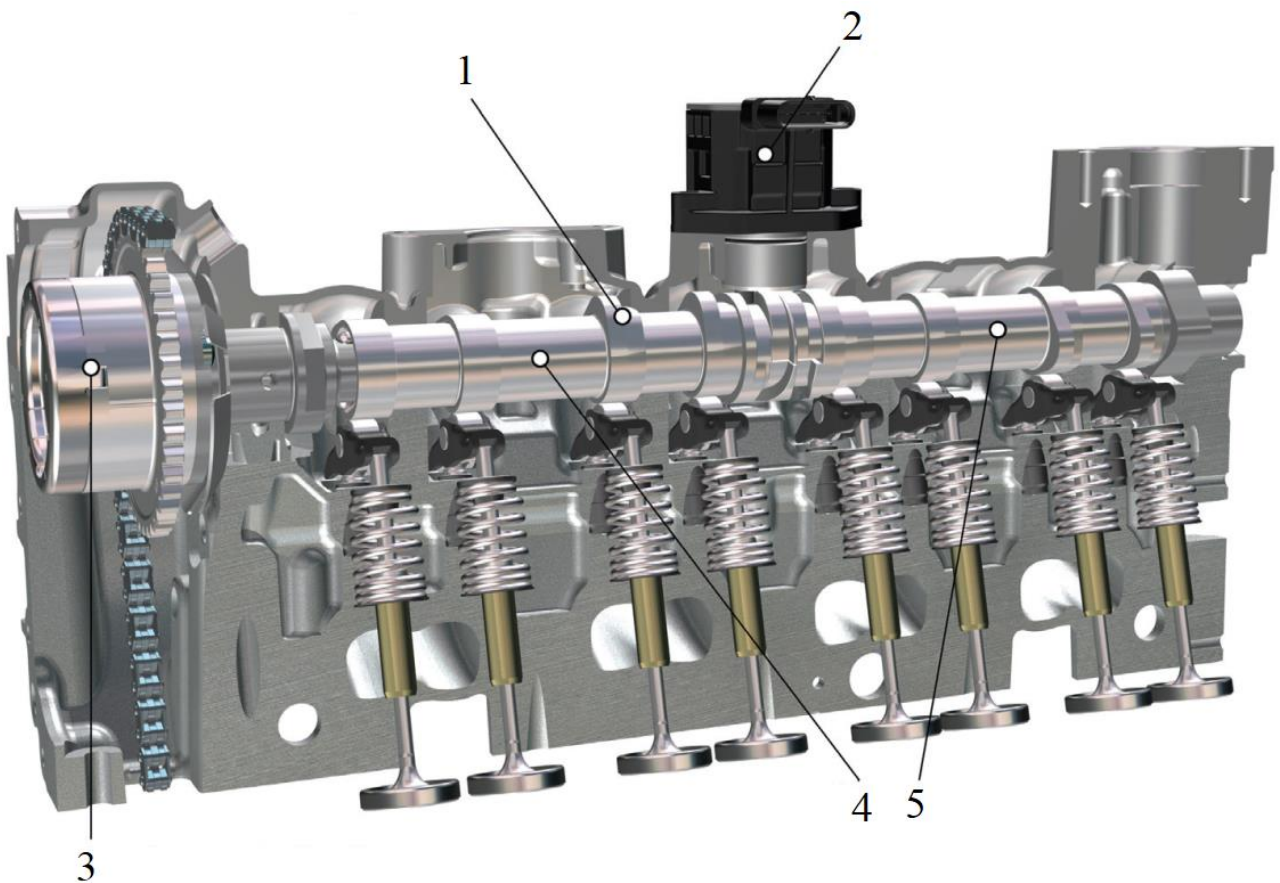
- при дуже низькому крутному моменті двигуна регулювання навантаження є традиційним – використовуючи положення дросельної заслінки;

- при середніх рівнях крутного моменту для керування

використовується регулювання положення впускного розподільного валу;

– при високих рівнях крутного моменту для використовується рівень наддуву турбокомпресора.

Через менший підйом клапанів та раннє закриття впускного клапана, турбулентність у камері згоряння біля свічки запалювання зменшується. Через це зменшується швидкість згорання та повнота згорання паливоповітряної суміші. Щоб компенсувати цей очевидний недолік, в нижньому діапазоні часткового навантаження двигуна турбулентність збільшується за допомогою багаторазового впорскування форсункою, тоді як багатоіскрове запалювання забезпечує надійне згорання [34].



1 – подвійний кулачок з профілями різної висоти; 2 – центральний актуатор; 3 – гідравлічний коректор фаз газорозподілу; 4, 5 – рухомі напіввали

Рисунок 2.6 – Схема керування висотою підйому клапана CAMTRONIC на прикладі 4-циліндрової головки блоку циліндрів двигуна Mercedes-Benz [34]

Перемикання з меншого на більший підйом клапанів залишається

непоміченим водієм. Оскільки циліндри 1 та 2, а також 3 та 4 з'єднані попарно з одним кулачковим елементом кожен, можна регулювати підйом клапанів усіх чотирьох циліндрів протягом одного оберту розподільного вала, використовуючи лише один подвійний привід. Змінні гідравлічні регулятори розподільних валів лопатевого типу на впускній та випускній сторонах мають широкий діапазон регулювання 40 градусів відносно колінчастого вала.

2.2.2 Система деактивації циліндрів Mercedes-Benz Cylinder Management

У двигуні Mercedes-AMG з деактивацією циліндрів Cylinder Management («керування циліндрами») (рисунок 2.7) використовується модифікована версія системи CAMTRONIC. На кожному ряду циліндрів є 4 виконавчі механізми, два на випускному розподільному валу та два на впускному розподільному валу. На циліндрах 2, 3, 5 та 8 поруч зі звичайним кулачковим розподільним валом так званий «нульовий» кулачковий вал – який не має власне кулачків, щоб відкривати клапан [34].

Коли це потрібно, штовхач від приводу переміщується в спіральну канавку на розподільному валу та змушує його рухатися вздовж своєї осі, щоб розташувати нульовий кулачок кулачка над клапаном, щоб клапан більше не відкривався.

Коли циліндр відключається, спочатку деактивуються випускні клапани. Одночасно впорскування палива та запалювання для відповідного циліндра відключаються. Потім повітря всмоктується через впускні клапани, після чого вони деактивуються. Мета цього полягає в тому, щоб повітря в циліндрах запобігало створенню вакууму, який призводить до всмоктування моторної оливи повз поршневі кільця. Другий штовхач від приводу входить у спіральну канавку, щоб повернути профіль кулачка назад у положення 8 циліндрів, коли

це визначає система керування двигуном [34].

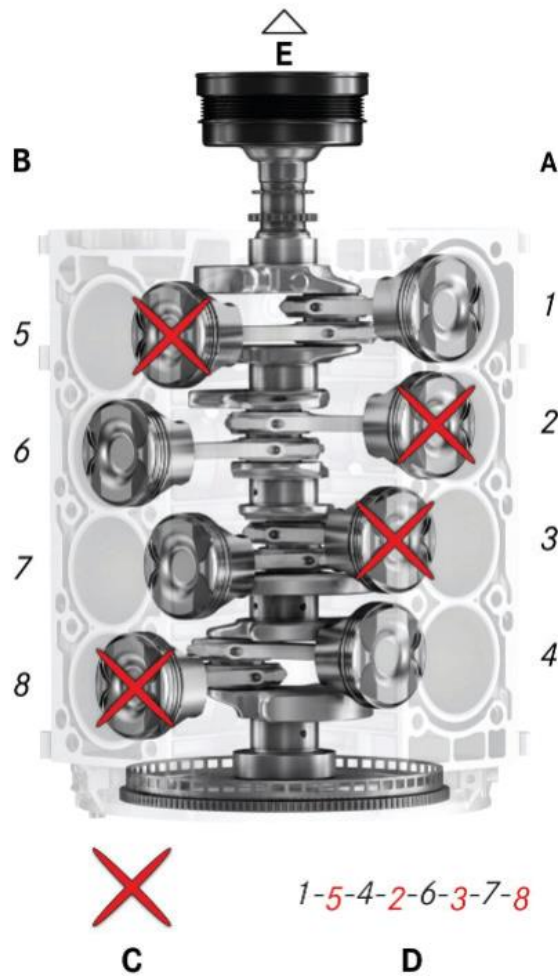


Рисунок 2.7 – Схема циліндрів V8 двигуна Mercedes-Benz, у якого відключаються циліндри 2, 3, 5, 8 [34]

Усі функції двигуна контролюються та задаються блоком керування Bosch, який контролює не лише безпосереднє впорскування палива, а також відключення циліндрів та ефективність роботи насоса системи мащення, взаємодіє з іншими бортовими блоками керування. Мікропроцесор зберігає в пам'яті понад 30 000 різних параметрів і функцій і здатний виконувати до 260 мільйонів окремих операцій за секунду [34].

2.3 Методика дослідження

Номінальна потужність 8-циліндрового двигуна Mercedes-Benz M178 складає $N_e = 384$ кВт. Половину цієї потужності, 192 кВт, можна отримати, при роботі двигуна на 8-ми циліндрах (частковий режим), 6-ти (частковий режим) або на 4-х циліндрах (максимальне навантаження). Очевидно, що зі зменшенням кількості робочих циліндрів двигуна, зміниться витрата палива, тепловий режим роботи двигуна, навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму та поршневої групи, врівноваженість двигуна.

Для досягнення мети роботи, складено методику визначення впливу відключення циліндрів в ДВЗ на його ефективність, навантаженість та врівноваженість, яка включає наступні пункти:

- тепловим розрахунком двигуна Mercedes-Benz M178 згідно рекомендацій [41, 43, 45] визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна, на номінальному режимі та на часткових режимах, при роботі різної кількості циліндрів;

- згідно рекомендацій [1, 41] виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, на номінальному режимі та на часткових режимах, при роботі різної кількості циліндрів;

- дослідити, як впливає відключення 2-х та 4-х циліндрів в двигуні Mercedes-Benz M178 на ефективні та циклові показники двигуна; навантаженість деталей його кривошипно-шатунного механізму силами та моментами; нерівномірність обертального моменту; врівноваженість двигуна. Двигун Mercedes-Benz M178 базової конструкції працює в 2-х режимах – на 8-ми або на 4-х циліндрах. Для дослідження приймаємо, що цей двигун може працювати з потужністю $N_e = N_{e \text{ max}} / 2 = 192$ кВт на 3-х режимах – на 8-ми циліндрах при $n = 3300$ хв⁻¹, на 6-ти циліндрах при $n = 4500$ хв⁻¹ або на 4-х циліндрах при $n = 6500$ хв⁻¹;

- після аналізу отриманих результатів зробити висновки щодо ефекту

відключення циліндрів в багатоциліндровому бензиновому ДВЗ.

Нумерація циліндрів прийнята за схемою, наведеною на рисунку 2.7.

Приймаємо порядок роботи циліндрів:

- у двигуна, у якого працюють всі 8 циліндрів 1–5–4–2–6–3–7–8;
- у двигуна з відключеними 2-ма циліндрами 1–5–4–6–3–7;
- у двигуна з відключеними 4-ма циліндрами 1–4–6–7.

2.4 Висновки за розділом

Розроблена методика дозволяє дослідити вплив відключення циліндрів в бензиновому двигуні внутрішнього згорання (на прикладі V-подібного 8-циліндрового двигуна Mercedes-Benz M178) на його ефективність, навантаженість та врівноваженість.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА MERCEDES-BENZ M178 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконуємо відповідно до методики [41, 43, 45]. За результатами розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна.

Згідно до технічних характеристик двигуна Mercedes-Benz M178 (див. розділ 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів $i = 8$;
- тактність – 4-тактний;
- розташування циліндрів – V-подібно;
- потужність $N_e = 384$ кВт;
- частота обертання валу $n = 6500$ хв⁻¹;
- тиск повітря (абсолютний) $p_k = 0,22$ МПа;
- температура повітря $T_o = 298$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 10,5$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 1,11$;
- паливо – бензин.

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

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

Показник процесу згорання для бензинового ДВЗ приймаємо $m_1 = 3,6$ [41].

Діаметр циліндра $D = 0,083$ м.

Хід поршня $S = 0,092$ м.

Робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = V_n / i = 0,003982 / 8 = 0,0004978 \text{ м}^3. \quad (3.1)$$

Площа поршня – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, визначається за формулою

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0,083^2 = 0,00541 \text{ м}^2, \quad (3.2)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,092}{2} = 0,046 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Довжина шатуна (міжцентрова) $L_{ш} = 0,153$ м [44], тоді відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна

$$\lambda_k = r_k / L_{ш} = 0,046 / 0,153 = 0,3. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну поршня F_n' залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_n' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_n$ [41]. Поршень двигуна Mercedes-Benz M178 має заглиблення під клапани, тому

$$F_n' = 1,1 \cdot F_n = 1,1 \cdot 0,00541 = 0,00595 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\Pi}$ [41]. Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 0,00541 = 0,00649 \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.7)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,083^2 \cdot 0,046 \cdot \frac{1}{10,5 - 1} = 0,0000524 \text{ м}^3.$$

Двигун оснащено турбокомпресором. Оскільки ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 2,2$, тоді тиск наддуву

$$p_k = p_o \cdot \pi_k = 101300 \cdot 2,2 = 222860 \text{ Па}. \quad (3.8)$$

Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right) = 298 \left(1 + \frac{2,2^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,8} \right) = 392,1 \text{ К}, \quad (3.9)$$

де $\kappa = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{\text{к ад}} = 0,8$ – адіабатний ККД компресора.

Після компресора встановлено охолоджувач наддувочного повітря (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T_k' - T_o) = 298 + 0,1 \cdot (392,1 - 298) = 307,4 \text{ K}, \quad (3.10)$$

де $\sigma = 0,1$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.11)$$

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 60 = 390^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.12)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40...60^\circ$ – для бензинових ДВЗ [41].

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6500}{60} = 680,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.13)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0,95$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0004978 \cdot 2,526 \cdot 0,691 = 0,868 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (3.14)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{222860}{287 \cdot 307,4} = 2,526 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.15)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.16)$$

$$\eta_v = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{222860 - 44572}{222860} \cdot \frac{307,4}{307,4 + 20 + 0,06 \cdot 1100} = 0,803;$$

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

$$\Delta p_{\text{вп}} = 0,2 \cdot p_k = 0,2 \cdot 222860 = 44572 \text{ Па}; \quad (3.17)$$

$\Delta T = 20 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

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

$T_r = 1100 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вп}}}{\alpha \cdot l_o} = \frac{0,868 \cdot 10^{-3}}{0,95 \cdot 14,96} = 61,10 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.18)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Стінки циліндра та головка блоку з алюмінієвого сплаву, тому приймаємо $T_w = 470 \text{ К}$.

Початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 222860 - 44572 = 178288 \text{ Па.} \quad (3.19)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,06} (307,4 + 20 + 0,06 \cdot 1100) = 371,1 \text{ К.} \quad (3.20)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,06) \cdot 0,868 \cdot 10^{-3} = 0,920 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (3.21)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot 0,0004978 = 0,550 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.22)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.23)$$

$$178288 \cdot 0,550 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 0,920 \cdot 10^{-3} \cdot 371,1,$$

$$98,0584 = 97,9852.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,075 %.

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:

$$m_A = [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_n, \quad (3.24)$$

$$m_A = (100 + 0,25 \cdot 150) \cdot 0,00541 = 0,744 \text{ кг},$$

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

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Mercedes-Benz M178 в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2). 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). З метою скорочення протокол подано з кроком запису 10° ПКВ.

В результаті розрахунку циклу двигуна Mercedes-Benz M178 визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 1235,02$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 2,481$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4941$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1781$ кг/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 8 \cdot 1235,02 \cdot \frac{6500}{2 \cdot 60} \cdot 0,72 = 385,33 \text{ кВт}, \quad (3.25)$$

де $\eta_m = 0,72$ – прийнятий механічний ККД бензинового двигуна.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{шт}}$, Дж/кг
2. Показник процесу згорання	3,6	m_1
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	8	i
4. Рядний (1); V-подібний (0)	0	–
5. Діаметр циліндра	0,083	D , м
6. Площа поршня	0,00541	$F_{\text{п}}$, м ²
7. Радіус кривошипа	0,046	$r_{\text{к}}$, м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,3	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	0,00595	$F_{\text{п}}'$, м ²
10. Площа теплообміну кришки	0,00649	$F_{\text{к}}$, м ²
11. Об'єм камери стиснення	0,0000524	$V_{\text{с}}$, м ³
Наддув		
12. Тиск наддуву	222860	$p_{\text{к}}$, Па
13. Температура повітря	307,4	$T_{\text{к}}$, К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	330	$\varphi_{\text{с}}$, град.
15. Кут кінця згорання	390	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	680,3	ω , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,95	α
18. Циклова подача палива	0,0000611	$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл
19. Середня температура стінок	470	T_{w} , К
Початкові умови		
20. Тиск	178288	$p_{\text{а}}$, Па
21. Температура	371,1	$T_{\text{а}}$, К
22. Маса робочого тіла	0,00092	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	0,00055	$V_{\text{а}}$, м ³
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,744	$m_{\text{А}}$, кг
Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$, град.

Магістрант

Артем ЗАЛЄВСЬКИЙ

Керівник

Георгій СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V·10 ³ , м ³
1	2	3	4	5
0	178288,0	371,1	0,920	0,052
10	178288,0	371,1	0,920	0,057
20	178288,0	371,1	0,920	0,072
30	178288,0	371,1	0,920	0,095
40	178288,0	371,1	0,920	0,126
50	178288,0	371,1	0,920	0,163
60	178288,0	371,1	0,920	0,205
70	178288,0	371,1	0,920	0,249
80	178288,0	371,1	0,920	0,294
90	178288,0	371,1	0,920	0,339
100	178288,0	371,1	0,920	0,381
110	178288,0	371,1	0,920	0,419
120	178288,0	371,1	0,920	0,454
130	178288,0	371,1	0,920	0,483
140	178288,0	371,1	0,920	0,507
150	178288,0	371,1	0,920	0,526
160	178288,0	371,1	0,920	0,539
170	178288,0	371,1	0,920	0,547
180	172545,5	371,1	0,920	0,550
190	173899,0	372,2	0,920	0,547
200	177696,7	374,8	0,920	0,539
210	184235,7	379,0	0,920	0,526
220	194049,9	384,9	0,920	0,507
230	207983,7	392,9	0,920	0,483
240	227322,9	403,2	0,920	0,454
250	254015,8	416,5	0,920	0,419
260	291052,4	433,2	0,920	0,381
270	343122,7	454,2	0,920	0,339
280	417782,6	480,7	0,920	0,294
290	527555,2	513,8	0,920	0,249
300	693722,7	555,6	0,920	0,205
310	952886,5	608,0	0,920	0,163
320	1366358,4	673,4	0,920	0,126
330	2023216,0	752,1	0,920	0,095
340	3018037,9	846,8	0,920	0,072
350	4890742,9	1092,3	0,923	0,057
360	9435491,7	1899,8	0,936	0,052
370	13410660,2	2875,4	0,961	0,057
380	12500476,7	3298,6	0,978	0,072

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
390	8821707,1	3075,2	0,981	0,095
400	6019996,9	2782,2	0,981	0,126
410	4246031,8	2540,8	0,981	0,163
420	3123482,2	2345,8	0,981	0,205
430	2396239,0	2188,7	0,981	0,249
440	1910898,6	2061,7	0,981	0,294
450	1577575,5	1958,5	0,981	0,339
460	1342900,4	1874,4	0,981	0,381
470	1174373,0	1805,6	0,981	0,419
480	1051636,4	1749,4	0,981	0,454
490	961595,5	1703,4	0,981	0,483
500	895639,1	1666,0	0,981	0,507
510	848026,3	1635,9	0,981	0,526
520	814934,3	1612,0	0,981	0,539
530	793892,1	1593,6	0,981	0,547
540	768844,5	1581,4	0,981	0,550
550	616899,1	1581,4	0,981	0,547
560	464953,7	1581,4	0,981	0,539
570	313008,3	1581,4	0,981	0,526
580	161062,9	1581,4	0,981	0,507
590	9117,5	1581,4	0,981	0,483
600	24312,0	1581,4	0,981	0,454
610	24312,0	1581,4	0,981	0,419
620	24312,0	1581,4	0,981	0,381
630	24312,0	1581,4	0,981	0,339
640	24312,0	1581,4	0,981	0,294
650	24312,0	1581,4	0,981	0,249
660	24312,0	1581,4	0,981	0,205
670	24312,0	1581,4	0,981	0,163
680	24312,0	1581,4	0,981	0,126
690	24312,0	1581,4	0,981	0,095
700	24312,0	1581,4	0,981	0,072
710	24312,0	1581,4	0,981	0,057
720	24312,0	1581,4	0,981	0,052

M178

Дата: 15.05.2025

 $L_i = 1235,019822$ Дж/цикл $p_i = 2481354,621400$ Па $\eta_i = 0,494159$ $g_i = 0,178102$ кг/(кВт·год)

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1781 / 0,72 = 0,2474 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}. \quad (3.26)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 2,481 \cdot 0,72 = 1,786 \text{ МПа}. \quad (3.27)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4941 \cdot 0,72 = 0,356. \quad (3.28)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,3 %, за середнім ефективним тиском 0,4 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 13,7511 \text{ МПа}$ (при 373° ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3298,6 \text{ К}$ (при 380° ПКВ). Ці величини перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ $p_{\text{доп}} = 8..10 \text{ МПа}$, $T_{\text{доп}} = 3000...3200 \text{ К}$ [41], оскільки двигун форсований, але за рахунок ефективної системи охолодження та посиленних елементів кривошипно-шатунного механізму двигуна забезпечується надійна тривала робота двигуна на номінальному режимі.

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

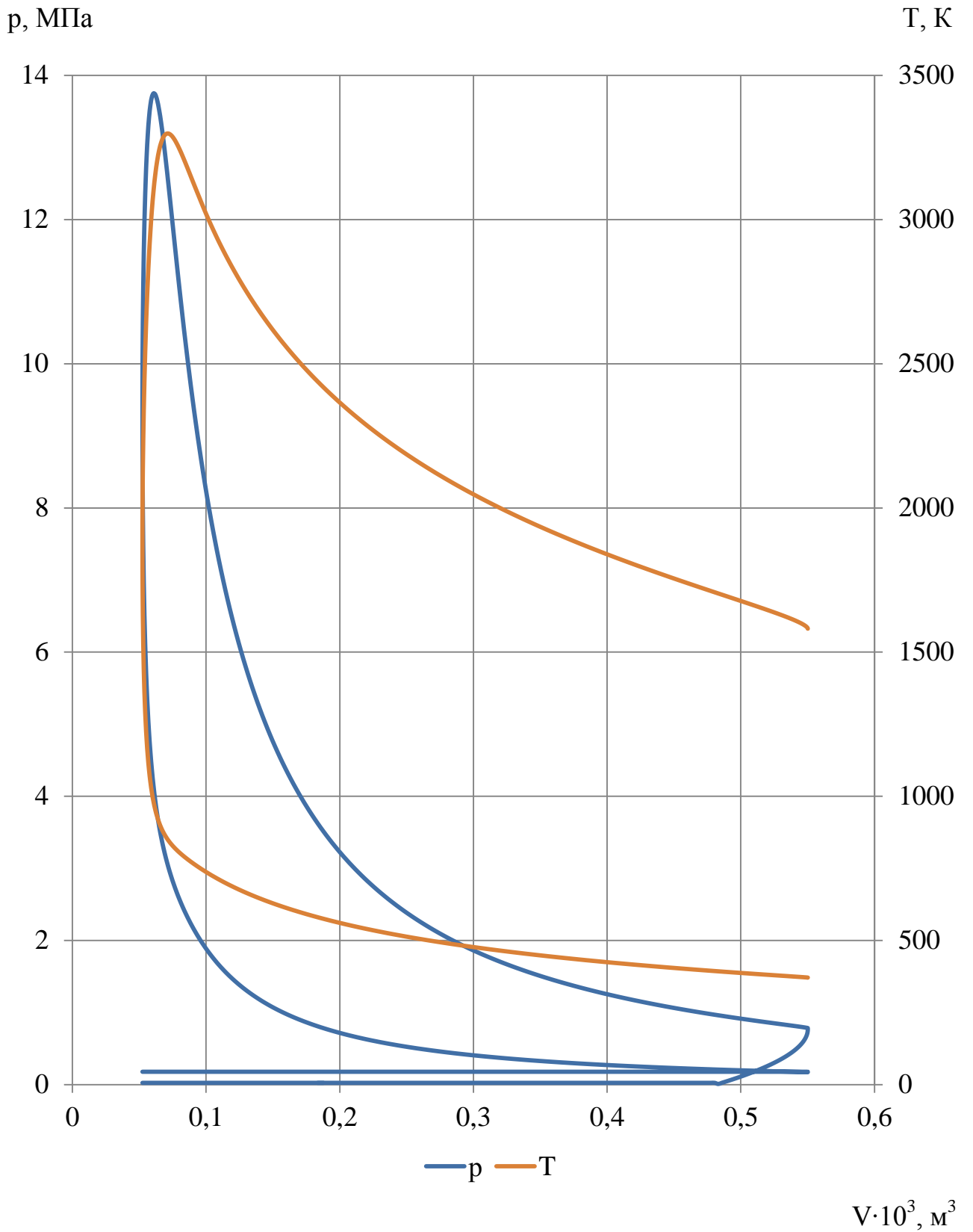


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ та температури $T(V)$ в циліндрі двигуна Mercedes-Benz M178

3.4 Висновки за розділом

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі роботи. За результатами розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна.

Розраховані індикаторні показники двигуна Mercedes-Benz M178 узгоджуються з відповідними показниками ДВЗ аналогічних конструкцій. Розраховані ефективні показники двигуна: ефективна потужність $N_e = 385,33$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2474$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,786$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,356$. Розраховані ефективні показники N_e , p_e відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,4 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MERCEDES-BENZ M178 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 4.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$.

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо за методикою [1, 41].

На поршень діють сили:

– осьова P

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (4.1)$$

де p – тиск в циліндрі при певному куті повороту колінчастого валу, Па;

$p_o = 101300$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

F_{π} – площа перерізу циліндра, Па;

m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця), кг;

r_k – радіус кривошипа, м

ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу $^\circ$ ПКВ;

λ_k – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

– бічна N

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (4.2)$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (4.3)$$

Вздовж осі шатуна діє сила S

$$S = \frac{P}{\cos\beta}. \quad (4.4)$$

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}; \quad (4.5)$$

– нормальна K

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (4.6)$$

Проводимо розрахунок для кута $\varphi = 500^\circ$ ПКВ:

$$P = (895639,1 - 101300) \cdot 0,00541 - 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot$$

$$\cdot (\cos 500^\circ + 0,3 \cdot \cos 1000^\circ) = 15605,7 \text{ Н};$$

$$N = 15605,7 \cdot (\operatorname{tg} 11,12^\circ) = 3066,9 \text{ Н};$$

$$\beta = \arcsin(0,3 \cdot \sin 500^\circ) = 11,12^\circ;$$

$$S = \frac{31064,3}{\cos 11,12^\circ} = 15904,2 \text{ Н};$$

$$T = 15605,7 \cdot \frac{\sin(500^\circ + 11,12^\circ)}{\cos 11,12^\circ} = 7681,8 \text{ Н};$$

$$K = 15605,7 \cdot \frac{\cos(500^\circ + 11,12^\circ)}{\cos 11,12^\circ} = -13926,1 \text{ Н}.$$

Для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ розрахунки виконуються аналогічно (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна Mercedes-Benz M178

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-20174,4	0,0	-20174,4	0,0	-20174,4	0,0
15	-18998,1	-1479,6	-19055,6	-6346,2	-17967,8	-291,9
30	-15676,5	-2378,4	-15855,9	-9898,0	-12387,0	-455,3
45	-10783,5	-2340,8	-11034,6	-9280,3	-5969,9	-426,9
60	-5127,2	-1379,5	-5309,5	-5130,0	-1369,0	-236,0
75	432,2	130,8	451,5	451,3	-14,5	20,8
90	5168,3	1625,3	5417,8	5168,3	-1625,3	237,7
105	8631,1	2613,2	9018,0	7660,7	-4758,1	352,4
120	10711,9	2882,0	11092,9	7835,8	-7851,9	360,4
135	11616,5	2521,6	11887,0	6431,0	-9997,1	295,8
150	11757,7	1783,8	11892,3	4334,0	-11074,4	199,4
165	11600,8	903,5	11635,9	2129,8	-11439,4	98,0
180	11472,8	0,0	11472,8	0,0	-11472,8	0,0
195	11585,6	-902,3	11620,7	-2127,0	-11424,4	-97,8
210	11789,9	-1788,7	11924,8	-4345,9	-11104,7	-199,9
225	11736,3	-2547,6	12009,6	-6497,4	-10100,2	-298,9
240	10977,2	-2953,4	11367,6	-8029,9	-8046,3	-369,4
255	9132,7	-2765,1	9542,1	-8105,8	-5034,6	-372,9
270	6060,0	-1905,8	6352,6	-6060,0	-1905,8	-278,8
285	1995,3	-604,1	2084,7	-2083,6	-67,1	-95,8
300	-2338,7	629,2	-2421,9	2340,0	-624,4	107,6
315	-5606,1	1216,9	-5736,6	4824,6	-3103,6	221,9
330	-5695,4	864,1	-5760,6	3596,0	-4500,3	165,4
345	348,0	-27,1	349,0	-116,2	329,1	-5,3
360	29907,1	0,0	29907,1	0,0	29907,1	0,0
375	53933,0	4200,4	54096,3	18016,1	51008,1	828,7
390	31084,4	4716,0	31440,1	19626,4	24561,9	902,8
405	15467,1	3357,5	15827,3	13311,0	8562,8	612,3
420	10806,3	2907,4	11190,6	10812,2	2885,3	497,4
435	10991,2	3327,8	11483,9	11478,0	-369,7	528,0
450	12738,4	4006,0	13353,5	12738,4	-4006,0	586,0
465	14439,1	4371,7	15086,4	12815,6	-7959,9	589,5
480	15436,8	4153,2	15985,7	11292,0	-11315,2	519,4
495	15661,7	3399,7	16026,4	8670,5	-13478,5	398,8

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
510	15381,0	2333,6	15557,0	5669,6	-14487,1	260,8
525	14980,6	1166,7	15026,0	2750,3	-14772,1	126,5
540	14698,8	0,0	14698,8	0,0	-14698,8	0,0
555	13562,7	-1056,3	13603,8	-2490,0	-13373,9	-114,5
570	12486,6	-1894,4	12629,5	-4602,7	-11760,9	-211,7
585	11112,3	-2412,2	11371,1	-6151,9	-9563,2	-283,0
600	9878,9	-2657,9	10230,2	-7226,5	-7241,3	-332,4
615	7798,1	-2361,0	8147,7	-6921,3	-4298,9	-318,4
630	4335,2	-1363,4	4544,6	-4335,2	-1363,4	-199,4
645	-400,8	121,4	-418,8	418,6	13,5	19,3
660	-5960,2	1603,6	-6172,2	5963,5	-1591,4	274,3
675	-11616,5	2521,6	-11887,0	9997,1	-6431,0	459,9
690	-16509,5	2504,8	-16698,4	10423,9	-13045,2	479,5
705	-19831,1	1544,5	-19891,1	6624,5	-18755,6	304,7
720	-21007,4	0,0	-21007,4	0,0	-21007,4	0,0

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

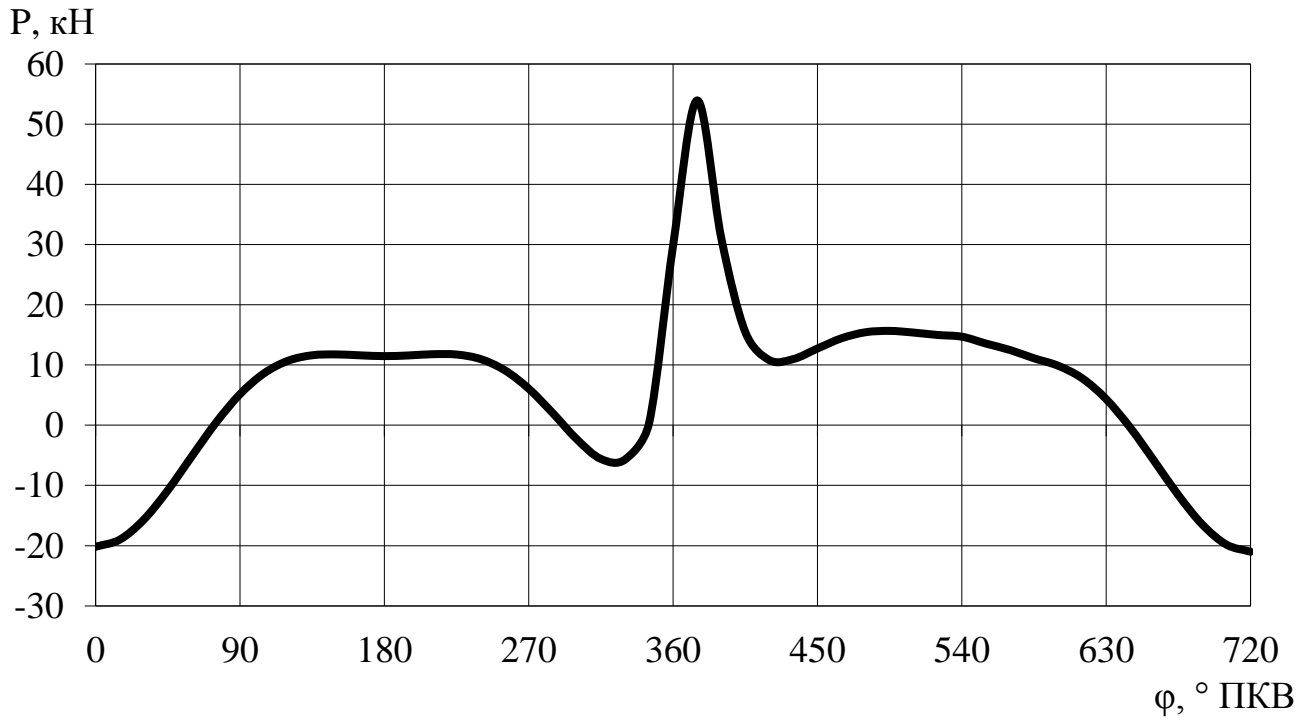
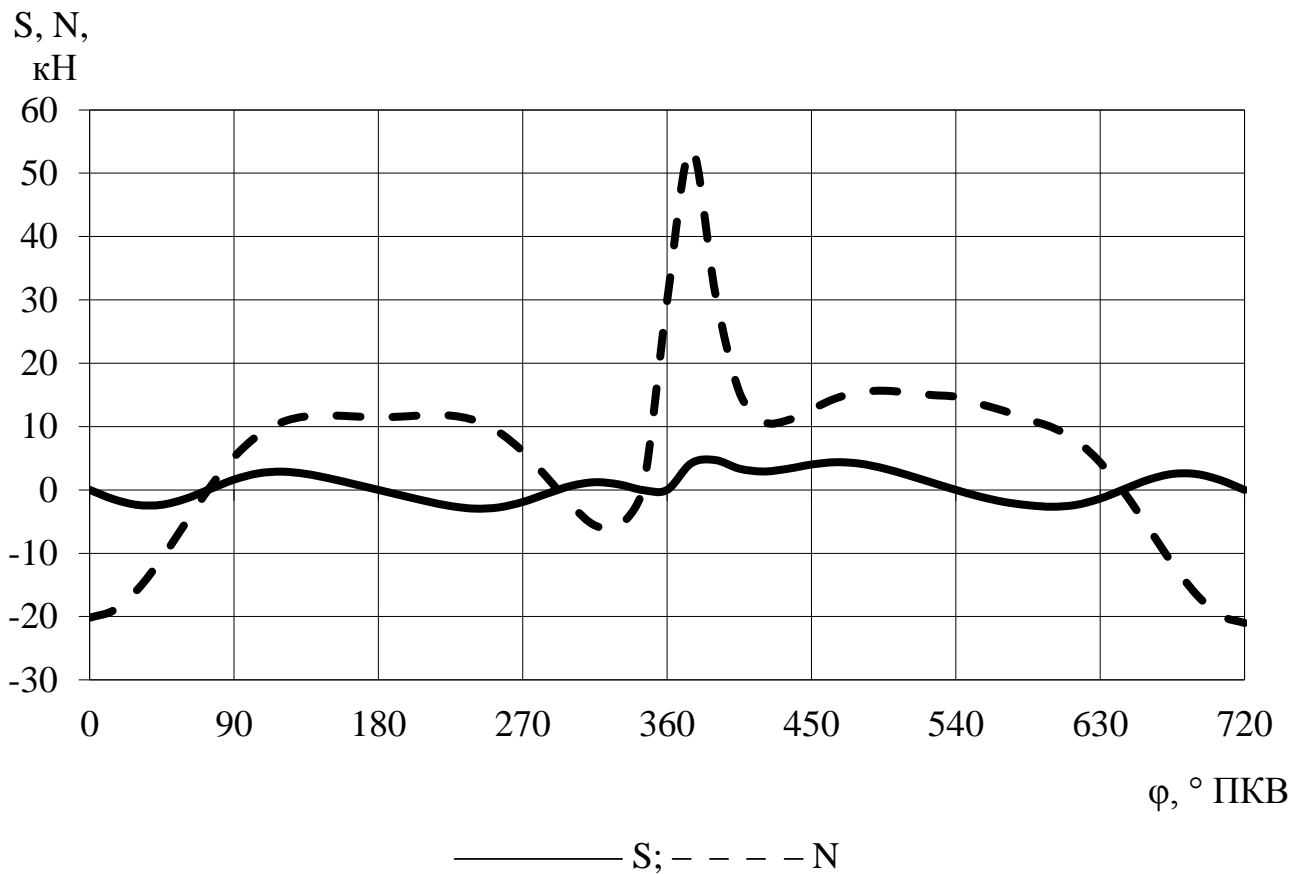
$$M = T \cdot r_k, \quad (4.7)$$

$$M = 7681,8 \cdot 0,046 = 353,36 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P (рис. 4.1), бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 4.2), нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T (рис. 4.3) від кута повороту кривошипа φ .

4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Рисунок 4.1 – Графік сили P , що діє на поршеньРисунок 4.2 – Графік бічної сили N , що діє на поршень і сили S , що діє вздовж осі шатуна

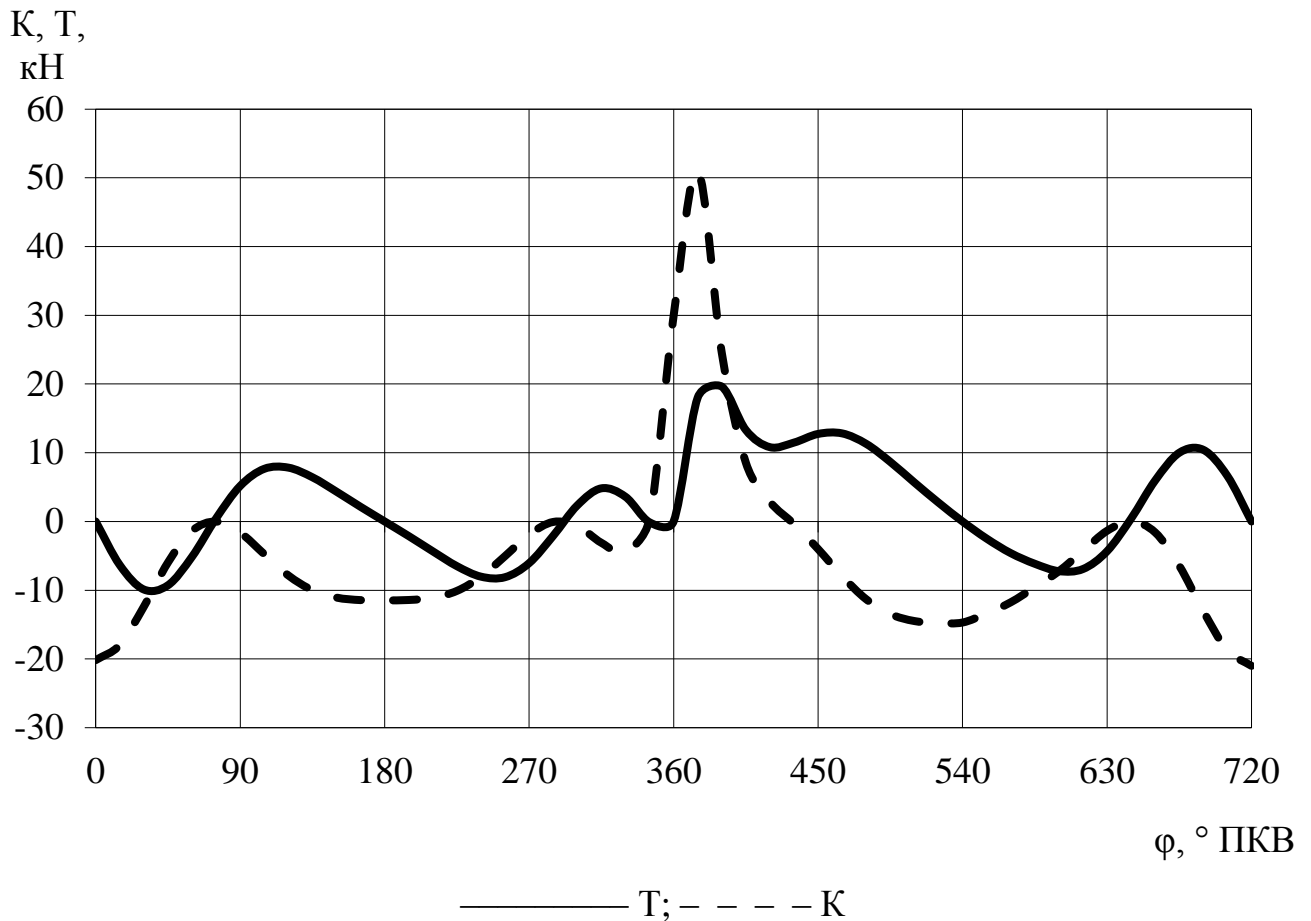


Рисунок 4.3 – Графік сил К і Т, що діють на кривошип

Маса поршневої групи [41]

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.8)$$

$$m_{\text{п}} = 100 \cdot 0,00541 = 0,541 \text{ кг.}$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.9)$$

$$m_{\text{ш}} = 150 \cdot 0,00541 = 0,812 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.10)$$

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,812 = 0,203 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.11)$$

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,812 = 0,609 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.12)$$

$$m_{\text{к}} = 150 \cdot 0,00541 = 0,812 \text{ кг,}$$

де $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}} / F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m'_{\text{к}} = 150 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{j}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}, \quad (4.13)$$

$$m_{\text{j}} = 0,541 + 0,203 = 0,744 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}}, \quad (4.14)$$

$$m_{\text{R}} = 0,812 + 0,609 = 1,420 \text{ кг.}$$

4.3 Сили інерції обертальних мас

Сили інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас поділяють на сили поступово рухомих мас P_{j} і

відцентрові сили інерції обертальних мас K_R .

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (4.15)$$

$$K_R = -1,420 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 = -30233,3 \text{ Н},$$

де m_R – маси, що здійснюють обертальний рух, кг;

r_k – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, с^{-1} .

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (4.16)$$

$$K_{R_{ш}} = -0,609 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 = -12957,1 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.17)$$

$$K_{R_k} = -0,812 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 = -17276,2 \text{ Н};$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{ш}}$ та K_{R_k} , можна розрахувати сили, що діють на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу.

4.4 Обертальний момент двигуна

За величиною тангенціальної сили T , що діє на кривошип (див. табл. 4.1, рис. 4.3,) розраховано індикаторний обертальний момент від одного циліндра –

формула (4.7). Значення моменту для $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ див. в табл. 4.1.

Графік індикаторного обертального моменту для одного циліндра M_1 від кута повороту колінчастого валу представлений на рисунку 4.4.

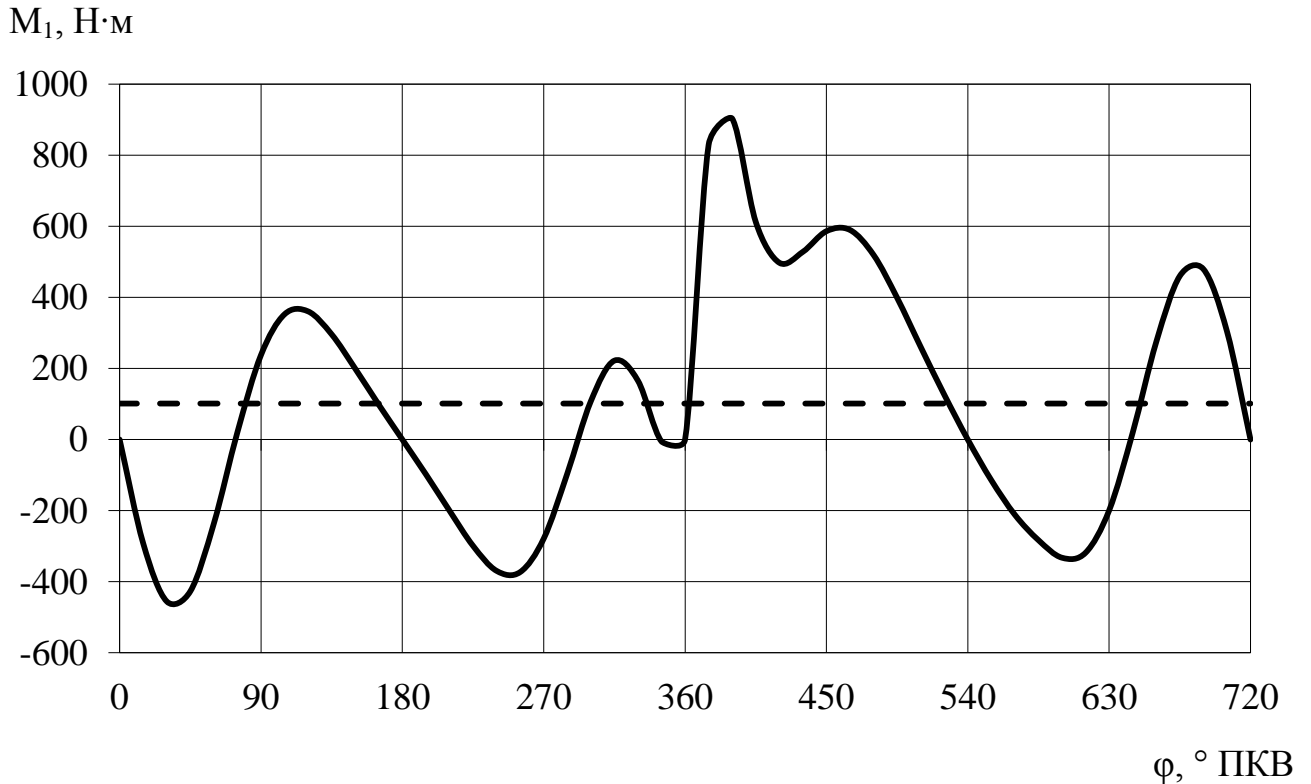


Рисунок 4.4 – Графік індикаторного обертального моменту від одного циліндра

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{1\text{cp}} = 101,244 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Враховуючи порядок роботи циліндрів (1–5–4–2–6–3–7–8), складаємо таблицю обертальних моментів (таблиця 4.2).

Виконуємо складання моментів для кожного кута ПКВ – визначаємо сумарний індикаторний момент двигуна $M_{\text{сум}}$. Зміщення обертальних моментів в таблиці 4.2 складає $720/8 = 120^\circ$ ПКВ.

Графічно цей момент представлений на рисунку 4.5.

Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна

$$M_{\text{сум cp}} = 8 \cdot M_{1\text{cp}} = 8 \cdot 101,244 = 809,95 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.18)$$

Таблиця 4.2 – Таблиця обертальних моментів двигуна Mercedes-Benz M178, Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇	M ₈	M _{сум}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,0	586,0	-278,8	0,0	-199,4	0,0	0,0	237,7	345,5
15	-291,9	589,5	-95,8	-114,5	19,3	828,7	-97,8	352,4	1189,7
30	-455,3	519,4	107,6	-211,7	274,3	902,8	-199,9	360,4	1297,7
45	-426,9	398,8	221,9	-283,0	459,9	612,3	-298,9	295,8	980,0
60	-236,0	260,8	165,4	-332,4	479,5	497,4	-369,4	199,4	664,7
75	20,8	126,5	-5,3	-318,4	304,7	528,0	-372,9	98,0	381,4
90	237,7	0,0	0,0	-199,4	0,0	586,0	-278,8	0,0	345,5
105	352,4	-114,5	828,7	19,3	-291,9	589,5	-95,8	-97,8	1189,7
120	360,4	-211,7	902,8	274,3	-455,3	519,4	107,6	-199,9	1297,7
135	295,8	-283,0	612,3	459,9	-426,9	398,8	221,9	-298,9	980,0
150	199,4	-332,4	497,4	479,5	-236,0	260,8	165,4	-369,4	664,7
165	98,0	-318,4	528,0	304,7	20,8	126,5	-5,3	-372,9	381,4
180	0,0	-199,4	586,0	0,0	237,7	0,0	0,0	-278,8	345,5
195	-97,8	19,3	589,5	-291,9	352,4	-114,5	828,7	-95,8	1189,7
210	-199,9	274,3	519,4	-455,3	360,4	-211,7	902,8	107,6	1297,7
225	-298,9	459,9	398,8	-426,9	295,8	-283,0	612,3	221,9	980,0
240	-369,4	479,5	260,8	-236,0	199,4	-332,4	497,4	165,4	664,7
255	-372,9	304,7	126,5	20,8	98,0	-318,4	528,0	-5,3	381,4
270	-278,8	0,0	0,0	237,7	0,0	-199,4	586,0	0,0	345,5
285	-95,8	-291,9	-114,5	352,4	-97,8	19,3	589,5	828,7	1189,7
300	107,6	-455,3	-211,7	360,4	-199,9	274,3	519,4	902,8	1297,7
315	221,9	-426,9	-283,0	295,8	-298,9	459,9	398,8	612,3	980,0
330	165,4	-236,0	-332,4	199,4	-369,4	479,5	260,8	497,4	664,7
345	-5,3	20,8	-318,4	98,0	-372,9	304,7	126,5	528,0	381,4
360	0,0	237,7	-199,4	0,0	-278,8	0,0	0,0	586,0	345,5
375	828,7	352,4	19,3	-97,8	-95,8	-291,9	-114,5	589,5	1189,7
390	902,8	360,4	274,3	-199,9	107,6	-455,3	-211,7	519,4	1297,7
405	612,3	295,8	459,9	-298,9	221,9	-426,9	-283,0	398,8	980,0
420	497,4	199,4	479,5	-369,4	165,4	-236,0	-332,4	260,8	664,7
435	528,0	98,0	304,7	-372,9	-5,3	20,8	-318,4	126,5	381,4
450	586,0	0,0	0,0	-278,8	0,0	237,7	-199,4	0,0	345,5
465	589,5	-97,8	-291,9	-95,8	828,7	352,4	19,3	-114,5	1189,7
480	519,4	-199,9	-455,3	107,6	902,8	360,4	274,3	-211,7	1297,7
495	398,8	-298,9	-426,9	221,9	612,3	295,8	459,9	-283,0	980,0

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
510	260,8	-369,4	-236,0	165,4	497,4	199,4	479,5	-332,4	664,7
525	126,5	-372,9	20,8	-5,3	528,0	98,0	304,7	-318,4	381,4
540	0,0	-278,8	237,7	0,0	586,0	0,0	0,0	-199,4	345,5
555	-114,5	-95,8	352,4	828,7	589,5	-97,8	-291,9	19,3	1189,7
570	-211,7	107,6	360,4	902,8	519,4	-199,9	-455,3	274,3	1297,7
585	-283,0	221,9	295,8	612,3	398,8	-298,9	-426,9	459,9	980,0
600	-332,4	165,4	199,4	497,4	260,8	-369,4	-236,0	479,5	664,7
615	-318,4	-5,3	98,0	528,0	126,5	-372,9	20,8	304,7	381,4
630	-199,4	0,0	0,0	586,0	0,0	-278,8	237,7	0,0	345,5
645	19,3	828,7	-97,8	589,5	-114,5	-95,8	352,4	-291,9	1189,7
660	274,3	902,8	-199,9	519,4	-211,7	107,6	360,4	-455,3	1297,7
675	459,9	612,3	-298,9	398,8	-283,0	221,9	295,8	-426,9	980,0
690	479,5	497,4	-369,4	260,8	-332,4	165,4	199,4	-236,0	664,7
705	304,7	528,0	-372,9	126,5	-318,4	-5,3	98,0	20,8	381,4
720	0,0	586,0	-278,8	0,0	-199,4	0,0	0,0	237,7	345,5

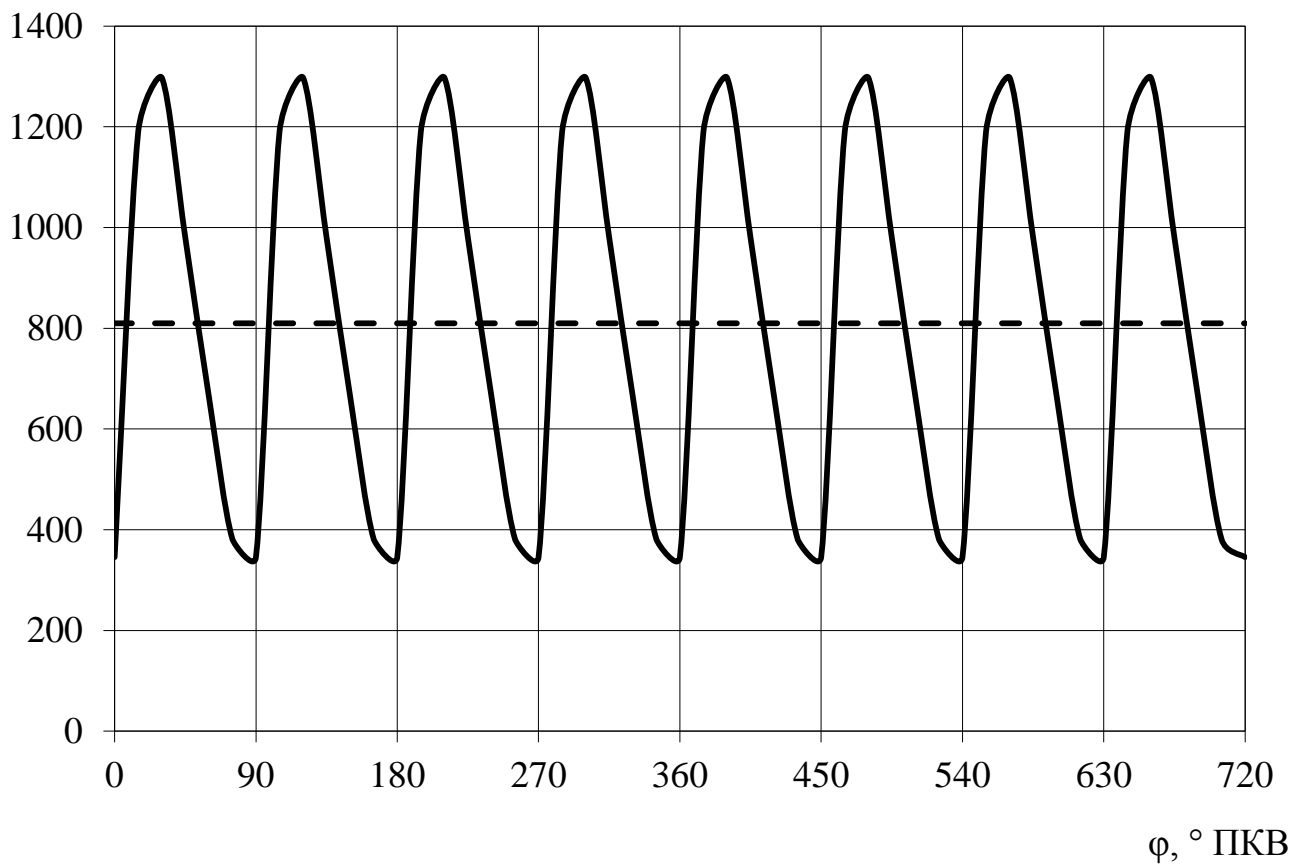
 $M_{\text{сум}}, \text{Н}\cdot\text{м}$


Рисунок 4.5 – Графік індикаторного обертального моменту двигуна Mercedes-Benz M178

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна на номінальному режимі

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 809,95 \cdot 0,72 = 583,164 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.19)$$

де $\eta_m = 0,72$ – механічний ККД двигуна (прийнято в тепловому розрахунку).

Також середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{384 \cdot 10^3}{680,3} = 564,457 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.20)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає

$$\Delta M_e = \left| \frac{583,164 - 564,457}{564,457} \right| \cdot 100 = 3,31 \%. \quad (4.21)$$

4.5 Розрахунок врівноважування двигуна

У 8-циліндрового V-подібного ДВЗ з кутом розвалу циліндрів 90° колінчастий вал має кривошипи, розташовані в двох взаємно перпендикулярних площинах (рисунок 4.6). в двигунах такого типу сили інерції першого порядку взаємно врівноважені: $\Sigma P_{j1} = 0$. Сумарний момент цих сил діє в площині обертання, яка складає з площиною першого кривошипа кут $18^\circ 26'$ [1]. Для номінального режиму двигуна:

$$\Sigma M_{j1} = \sqrt{10} m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \quad (4.22)$$

$$\Sigma M_{j1} = \sqrt{10} \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,091 = 4557,987 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де $a = 0,091$ м – відстань між осями циліндрів.

Рівнодіючі сил інерції другого порядку для кожної секції двигуна завжди направлені по горизонталі перпендикулярно осі колінчастого валу (рисунок 4.6). Сума цих рівнодіючих сил дорівнює нулю: $\Sigma P_{jII} = 0$. Сумарний момент інерції другого порядку також дорівнює нулю: $\Sigma M_{jII} = 0$. Відцентрові сили інерції для всіх секцій рівні і направлені попарно в різні сторони. Рівнодіюча цих сил $\Sigma K_R = 0$. Сумарний момент ΣM_R відцентрових сил діє в тій же площині, що і рівнодіючий момент сил інерції першого порядку ΣM_{jI} [1]

$$\Sigma M_R = \Sigma K_R \cdot a = \sqrt{10} (m_k + 2 m_{ш.к}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \quad (4.23)$$

$$\Sigma M_R = \sqrt{10} (0,812 + 2 \cdot 0,609) \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,091 = 12436,44 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Врівноважування моменті ΣM_{jI} і ΣM_R здійснюється противагами, які встановлюються на продовженнях щік валу (рисунок 4.6) або шляхом встановлення двох противаг на кінцях колінчастого валу в площині дії моментів.

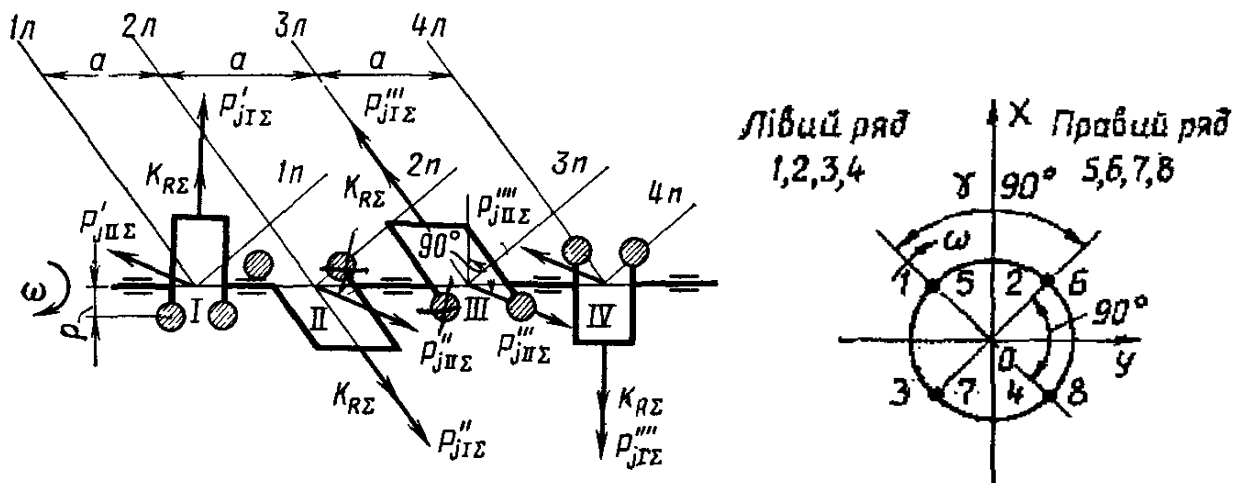


Рисунок 4.6 – Схема сил інерції, що діють в 8-циліндровому V-подібному двигуні [1]

4.6 Нерівномірність обертального моменту

Нерівномірність обертального моменту оцінюють за допомогою:

- ступеня нерівномірності обертального моменту K ;
- коефіцієнта нерівномірності обертального моменту K_1

$$K = M_{\max} / M_{\text{cp}} ; \quad (4.24)$$

$$K_1 = (M_{\max} - M_{\min}) / M_{\text{cp}}. \quad (4.25)$$

Для двигуна, що працює на номінальному режимі,

$$K = 1297,7 / 809,95 = 1,602;$$

$$K_1 = (1297,7 - 345,5) / 809,95 = 1,176.$$

Зі збільшенням числа циліндрів значення K і K_1 зменшуються. Для двигуна з ідеально рівномірною роботою $K = 1$.

4.7 Висновки за розділом

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T) двигуна Mercedes-Benz M178. Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму, розрахунок сил інерції обертальних мас. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні індикаторні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 \text{ cp}} = 101,244 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум cp}} = 809,95 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 583,164 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ В ДВИГУНІ MERCEDES-BENZ M178 НА ЙОГО ЕФЕКТИВНІСТЬ, НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТА ВРІВНОВАЖЕНІСТЬ

5.1 Розрахунок впливу відключення циліндрів на ефективні показники двигуна

Номінальна потужність 8-циліндрового двигуна Mercedes-Benz M178 складає $N_e = 384$ кВт. Половину цієї потужності, 192 кВт, можна отримати, при роботі двигуна на 8-ми, 6-ти або на 4-х циліндрах (максимальне навантаження, частота обертання $n = 6500$ хв⁻¹).

В комп'ютерній програмі Engine Calculation за методикою, наведеній в розділі 4 роботи, виконано розрахунки робочого циклу двигуна Mercedes-Benz M178. Вихідними даними до розрахунку були: кількість робочих циліндрів $i = 4/6/8$ та ефективна потужність $N_e = 192$ кВт. Тобто, розраховано цикл двигуна на номінальному режимі (4-циліндровий двигун) та на часткових навантажувальних режимах (6-ти і 8-циліндровий двигун).

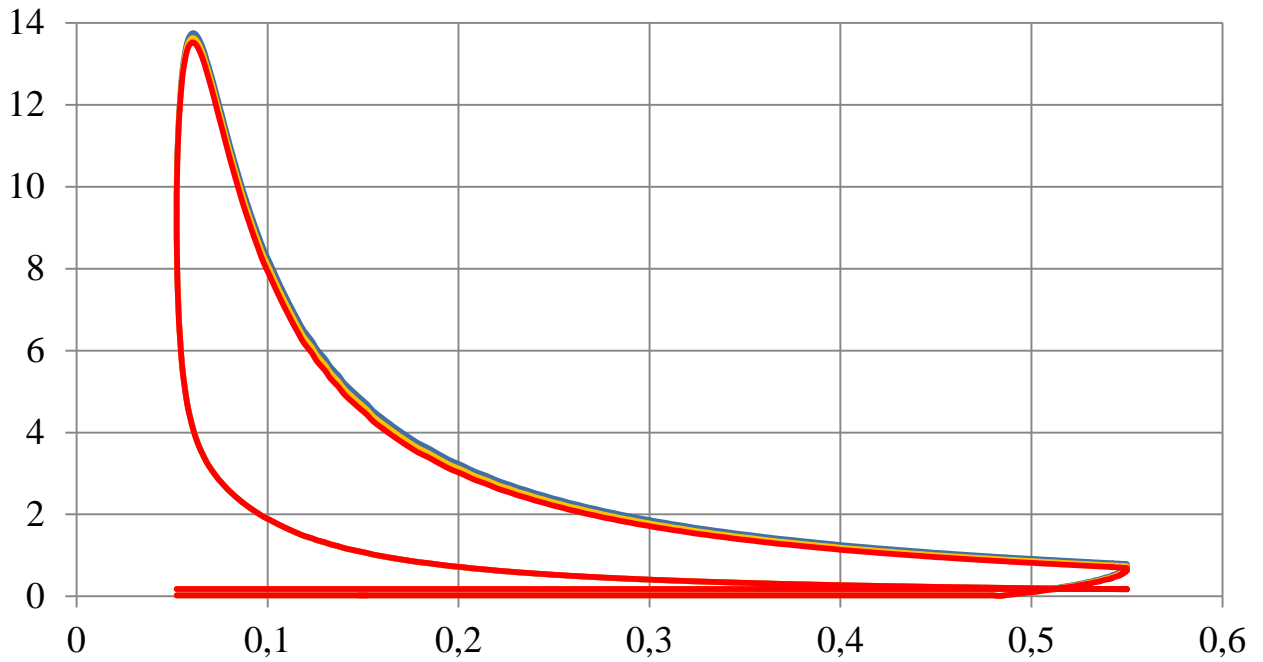
З протоколів програми Engine Calculation визначено основні індикаторні показники, максимальні температура та тиск за цикл (таблиця 5.1). Індикаторні діаграми циклу показано на рисунку 5.1.

Використовуючи формули (3.25–3.28) розраховуємо ефективні показники двигуна та заносимо їх до таблиці 5.1.

З таблиці 5.1 та рисунку 5.1 видно, що при відключення 4-х з 8-ми циліндрів двигуна, при дотриманні незмінності потужності $N_e = 192$ кВт, визначено наступне:

- частота обертання зростає;
- циклова робота та середній тиск зростають на 7,5%;
- витрата палива зменшується на 7,0% (відповідно, ККД зростає на 7,55 %);

p , МПа



T , К

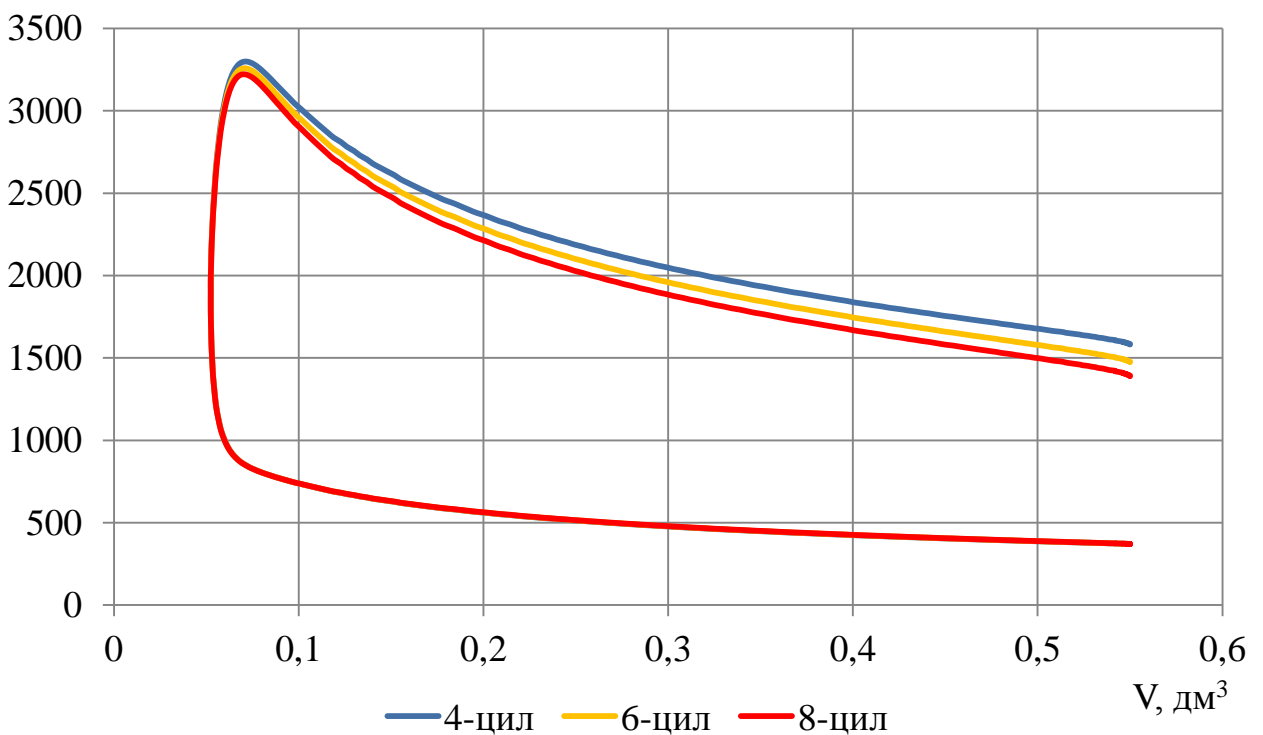


Рисунок 5.1 – Циклові індикаторні діаграми тиску (а) та температури (б) робочого тіла двигуна Mercedes-Benz M178, який працює на 4, 6, або 8 циліндрах, при потужності 192 кВт

Таблиця 5.1 – Індикаторні, ефективні, циклові показники двигуна Mercedes-Benz M178

i	При роботі на 8 циліндрах	При роботі на 6 циліндрах	При роботі на 4 циліндрах
$n, \text{хв}^{-1}$	3300	4500	6500
$L_i, \text{Дж/цикл}$	1148,62	1188,529	1235,020
$p_i, \text{Па}$	2,3076	2,3879	2,4814
η_i	0,4596	0,4756	0,4942
$g_i, \text{кг/(кВт}\cdot\text{год)}$	0,1915	0,1851	0,1781
$p_{\max}, \text{МПа}$	13,525	13,633	13,751
$T_{\max}, \text{К}$	3047,8	3257,0	3298,6
$N_e, \text{кВт}$	192,97	192,54	192,66
$g_e, \text{кг/(кВт}\cdot\text{год)}$	0,2660	0,2571	0,2474
$p_e, \text{МПа}$	1,661	1,719	1,787
η_e	0,331	0,342	0,356
$G_T, \text{кг/год}$	51,32	49,50	47,66

– максимальний тиск робочого тіла в циліндрі зростає на 1,7% (на 0,23 МПа);

– максимальна температура робочого тіла в циліндрі зростає на 8,2% (на 250,8 К).

Наведені вище результати добре узгоджуються з даними літературних джерел. З вищесказаного випливає, що 8-циліндровий двигун, який працює з виключеними 4-ма циліндрами, більш економічний, ніж при роботі з виключеними 2-ма циліндрами, та при роботі на всіх 8-ми циліндрах (при дотриманні незмінності потужності $N_e = 192$ кВт). Але в такому режимі роботи двигун має збільшену частоту обертання і більшу температуру робочого тіла, що негативно впливає на надійність двигуна в тривалій експлуатації.

5.2 Розрахунок впливу відключення циліндрів на навантаженість деталей двигуна

5.2.1 Розрахунок сил, що діють на поршень та кривошипно-шатунний механізм

За методикою, використаною в розділі 4 роботи для розрахунку сил та моментів двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі, виконуємо аналогічні розрахунки для двигуна, що працює на 4, на 6 і на 8 циліндрах, при потужності $N_e = 192$ кВт.

Для розрахунків використовувалась комп'ютерна програма Engine Calculation. Результати представлено на рисунках 5.2–5.4.

$P, S, \text{кН}$

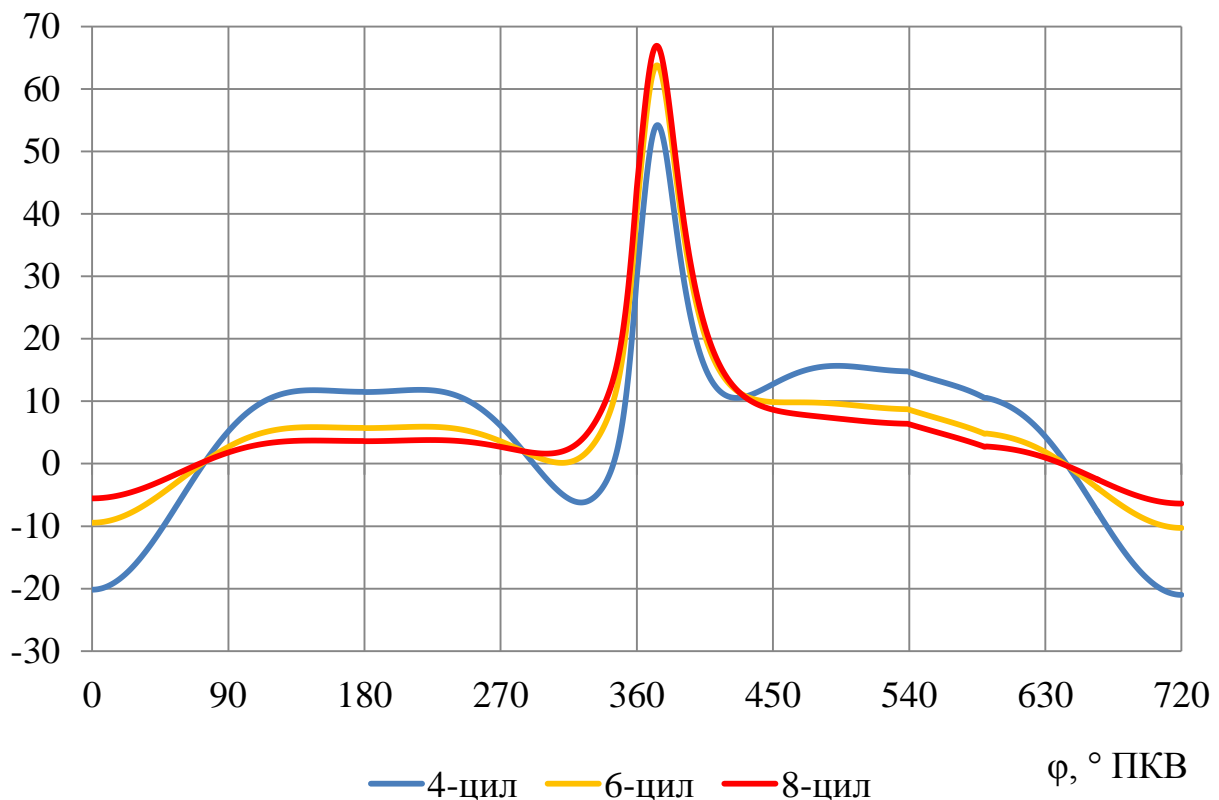
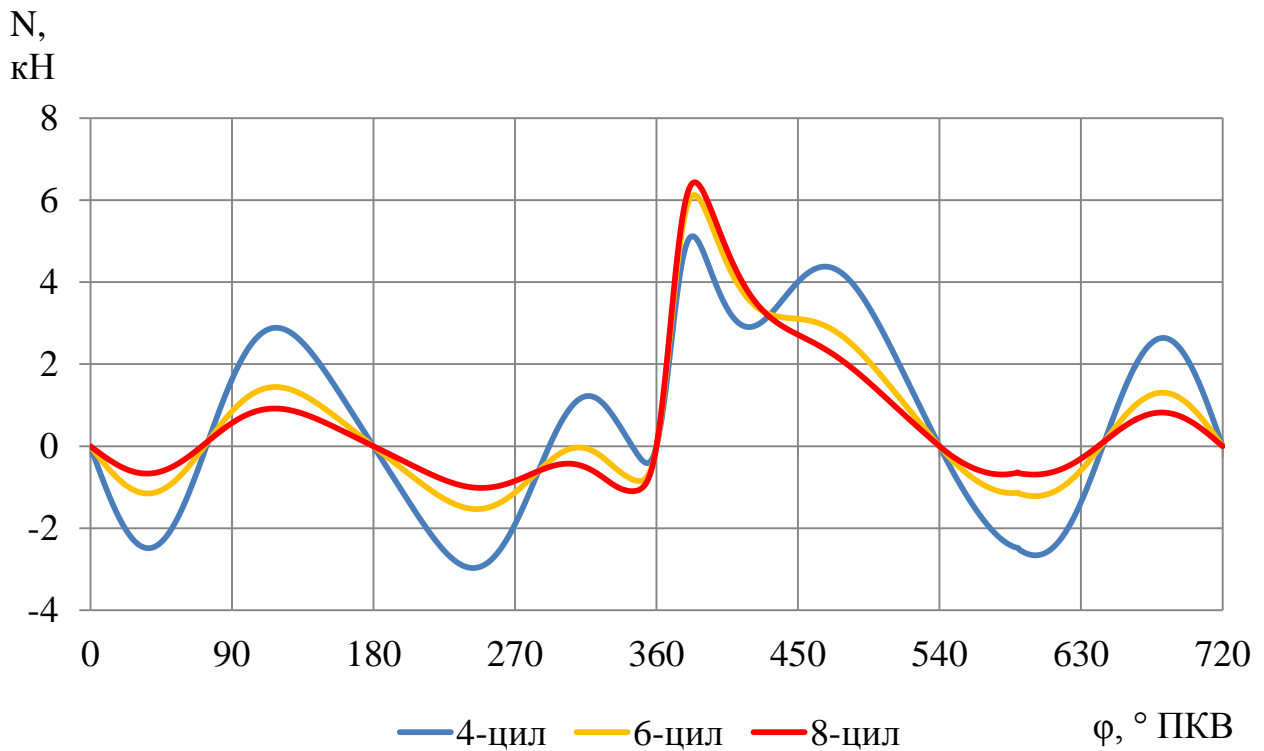
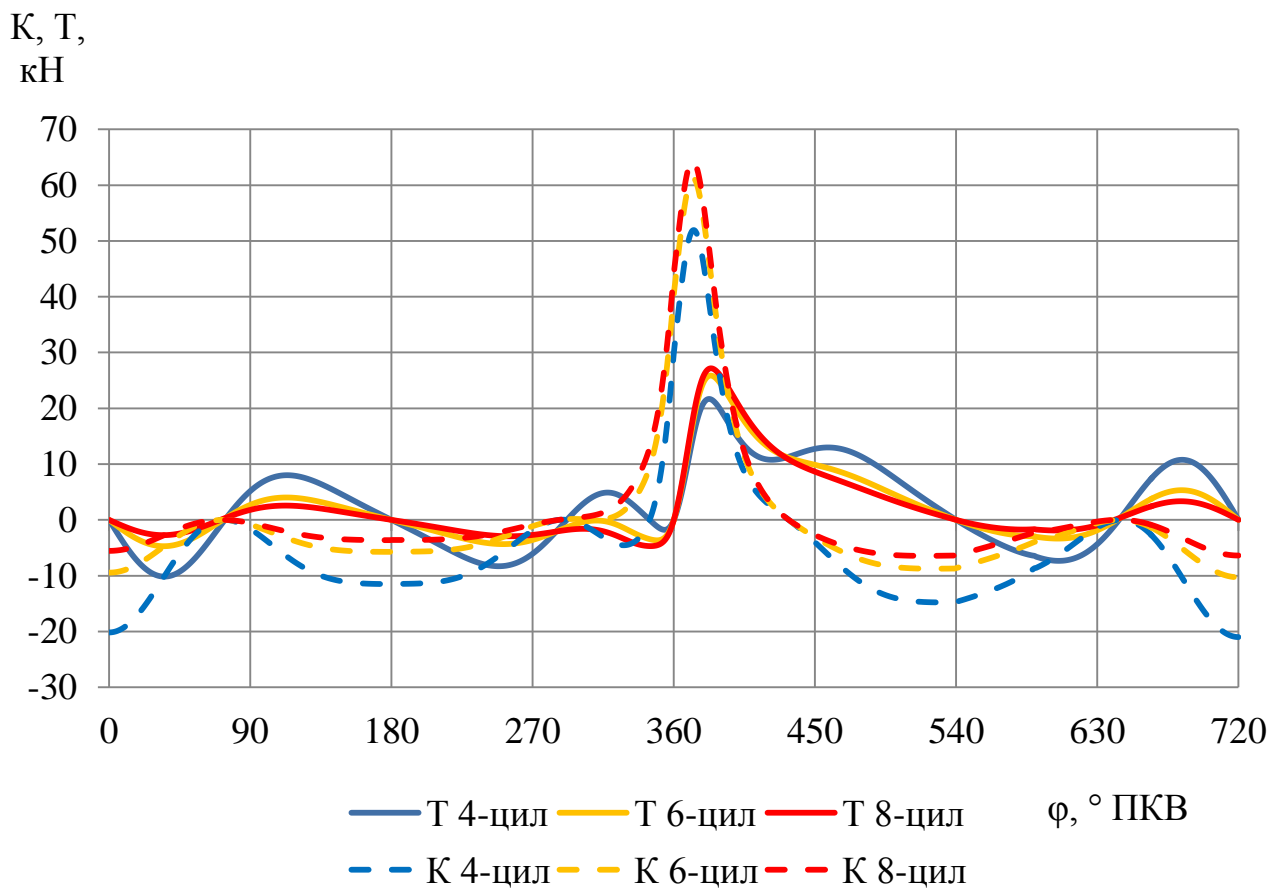


Рисунок 5.2 – Графік сили P , що діє на поршень, і сили S , що діє вздовж осі шатуна

Рисунок 5.3 – Графік бічної сили N , що діє на поршеньРисунок 5.4 – Графік сил K і T , що діють на кривошип

З рисунків 5.2–5.4 видно, що у двигуна, працюючого на 4-х циліндрах, максимальні значення сил P , S , N , K , T на 19,0...20,4 % менші, ніж у двигуна, працюючого на 8-ми циліндрах; у двигуна, працюючого на 6-ти циліндрах, – на 4,7...4,8 %.

5.2.2 Розрахунок обертальних моментів

Виконуємо розрахунок та побудову таблиць обертальних моментів для двигуна, що працює на 4-х, на 6-ти і на 8-ми циліндрах (таблиці Б.1–Б.3, додаток Б). Діаграми сумарних моментів і середніх значень наведено на рисунку 5.5.

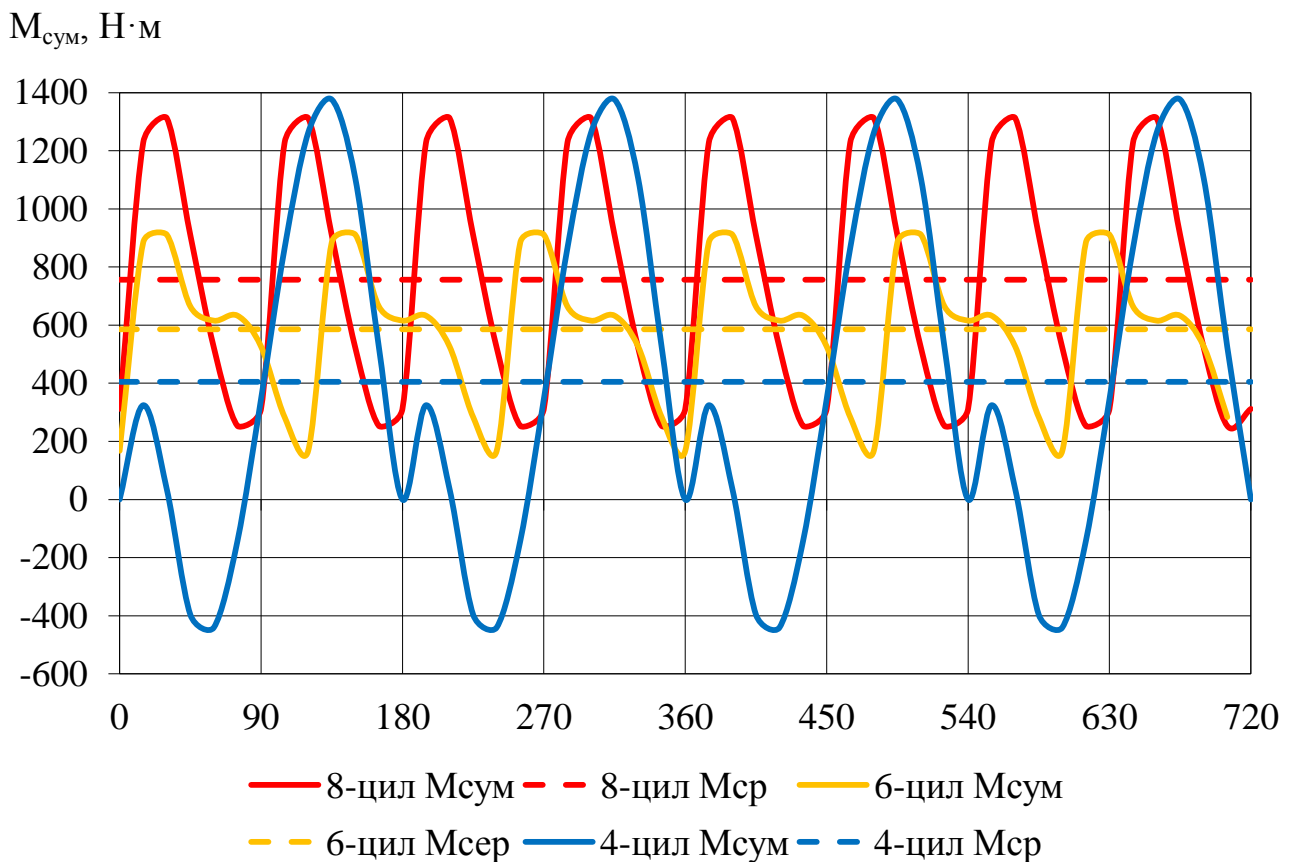


Рисунок 5.5 – Графіки індикаторного обертального моменту двигуна Mercedes-Benz M178

З таблиці Б.1–Б.3 і рисунку 5.5 видно, що середній індикаторний обертальний момент M_{cp} складає:

- для двигуна, що працює на 4-х циліндрах $M_{cp} = 404,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- для двигуна, що працює на 6-ти циліндрах $M_{cp} = 585,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- для двигуна, що працює на 8-ми циліндрах $M_{cp} = 756,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Максимальний обертальний момент за цикл M_{max} складає:

- для двигуна, що працює на 4-х циліндрах $M_{cp} = 1376,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- для двигуна, що працює на 6-ти циліндрах $M_{cp} = 911,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- для двигуна, що працює на 8-ми циліндрах $M_{cp} = 1312,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким чином, можна стверджувати, що двигун, працюючий на 8 циліндрах, має найбільший обертальний момент. Проте, двигун, працюючий на 6 циліндрах, має менше значення максимального обертального моменту, що позитивно впливає на рівномірність обертального моменту. Двигун, працюючий на 4 циліндрах, має найменший (з 3-х варіантів) середній обертальний момент, і також має найбільшу (найгіршу) нерівномірність обертального моменту.

5.2.3 Нерівномірність обертального моменту

Розраховано ступінь нерівномірності обертального моменту K і коефіцієнт нерівномірності обертального моменту K_1 за формулами (4.24), (4.25).

$$K_{(4 \text{ цил})} = 1376,5 / 404,9 = 3,400;$$

$$K_{(6 \text{ цил})} = 911,5 / 585,8 = 1,556;$$

$$K_{(8 \text{ цил})} = 1312,7 / 756,3 = 1,736;$$

$$K_{1(4 \text{ цил})} = (1376,5 - (-440,41)) / 404,9 = 4,487;$$

$$K_{1(6 \text{ цил})} = (911,5 - 167,5) / 585,8 = 1,270;$$

$$K_{1(8 \text{ цил})} = (1312,7 - 253,2) / 756,3 = 1,401.$$

Отримані числові значення K і K_1 підтверджують висновки з розділу 5.2.2 в частині:

- двигун, працюючий на 6 циліндрах, має найменше значення нерівномірності обертального моменту;
- двигун, працюючий на 4 циліндрах, має найбільшу (найгіршу) нерівномірність обертального моменту.

Для двигуна з ідеально рівномірною роботою $K = 1$.

Високе значення величин K і K_1 можна зменшити встановленням більш важкого маховика (що негативно впливає на динаміку перехідних режимів двигуна) або встановленням двомасового маховика.

5.3 Розрахунок врівноважування двигуна

Умови врівноваженості двигуна з будь-яким числом циліндрів (при дотриманні рівності мас рухомих частин і ідентичності протікання робочого процесу в усіх циліндрах, а також забезпечення статичної та динамічної врівноваженості колінчастого валу) прийнято записувати так [1]:

а) сумарні сили інерції першого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:
 $\Sigma P_{jI} = 0$ і $\Sigma M_{jI} = 0$;

б) сумарні сили інерції другого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:
 $\Sigma P_{jII} = 0$ і $\Sigma M_{jII} = 0$;

в) результуючі відцентрові сили інерції і їх моменти дорівнюють нулю:
 $\Sigma K_R = 0$ і $\Sigma M_R = 0$.

Значення сил та моментів інерції, відмінні від нуля, вказують на неуврівноваженість двигуна. Для досліджуваного V-подібного ДВЗ Mercedes-Benz M178, що працює на 4-х, 6-ти, 8-ми циліндрах, розраховано сили інерції та

моменти інерції при роботі на режимах: $n = 3300 \text{ хв}^{-1}$; $n = 4500 \text{ хв}^{-1}$; $n = 6500 \text{ хв}^{-1}$.

Вказаним частотам обертання відповідає кутова швидкість обертання колінчастого валу ω :

$$\omega = 345,4 \text{ рад/с} - \text{для } n = 3300 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega = 471,0 \text{ рад/с} - \text{для } n = 4500 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega = 680,3 \text{ рад/с} - \text{для } n = 6500 \text{ хв}^{-1}.$$

5.3.1 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 8 циліндрах

У 8-циліндрового V-подібного ДВЗ з кутом розвалу циліндрів 90° сили інерції врівноважені ($\Sigma P_{jI} = 0$, $\Sigma P_{jII} = 0$, $\Sigma K_R = 0$), момент інерції другого порядку $\Sigma M_{jII} = 0$ врівноважений. Неврівноважені моменти ΣM_{jI} та ΣM_R розраховуємо за формулами (4.22), (4.23) для різних значень ω , результати заносимо до таблиці 5.2.

5.3.2 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 6 циліндрах

У 8-циліндрового V-подібного ДВЗ з кутом розвалу циліндрів 90° , працюючого на 6 циліндрах, сили інерції врівноважені ($\Sigma P_{jI} = 0$, $\Sigma P_{jII} = 0$, $\Sigma K_R = 0$), а моменти інерції (ΣM_{jI} , ΣM_{jII} , ΣM_R) невірноважені [1].

Таблиця 5.2 – Неврівноважені сили та моменти інерції двигуна Mercedes-Benz M178, що працює на 4-х, 6-ти, 8-ми циліндрах, при різних частотах обертання

Показник	При роботі на 8 циліндрах			При роботі на 6 циліндрах			При роботі на 4 циліндрах		
	3300 хв ⁻¹	4500 хв ⁻¹	6500 хв ⁻¹	3300 хв ⁻¹	4500 хв ⁻¹	6500 хв ⁻¹	3300 хв ⁻¹	4500 хв ⁻¹	6500 хв ⁻¹
Неврівноважені сили інерції, кН									
ΣP_{jI}	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ΣP_{jII}	0	0	0	0	0	0	max 3,464 min -3,464	max 6,442 min -6,442	max 13,44 min -13,44
ΣK_R	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Неврівноважені моменти інерції, Н·м									
ΣM_{jI}	1174,9	2184,8	4558,0	643,5	1196,6	2496,4	max 525,4 min -525,4	max 977,1 min -977,1	max 2038,4 min -2038,4
ΣM_{jII}	0	0	0	max 273,0 min -273,0	max 507,7 min -507,7	max 1059,2 min -1059,2	max 36,4 min -36,4	max 67,6 min -67,6	max 141,1 min -141,1
ΣM_R	3205,8	5961,3	12436,4	1755,9	3265,0	6811,5	525,4	977,1	2038,4

В такому двигуні не забезпечується рівномірність чергування спалахів по циліндрам, тому для досягнення заданої нерівномірності двигуна необхідно встановлювати маховик з більшим на 60...70 %, ніж у однорядного двигуна, моменту інерції [1].

Сумарний момент від сил інерції першого порядку діє в обертальній площині, яка складає з площиною першого кривошипа кут 30° і складає

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{3} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \quad (5.1)$$

Сумарний момент від сил інерції другого порядку (рисунок 5.6) діє в горизонтальній площині і складає

$$\Sigma M_{jII} = \sqrt{2} m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a (1,5 \cos 2\varphi + 0,866 \sin 2\varphi). \quad (5.2)$$

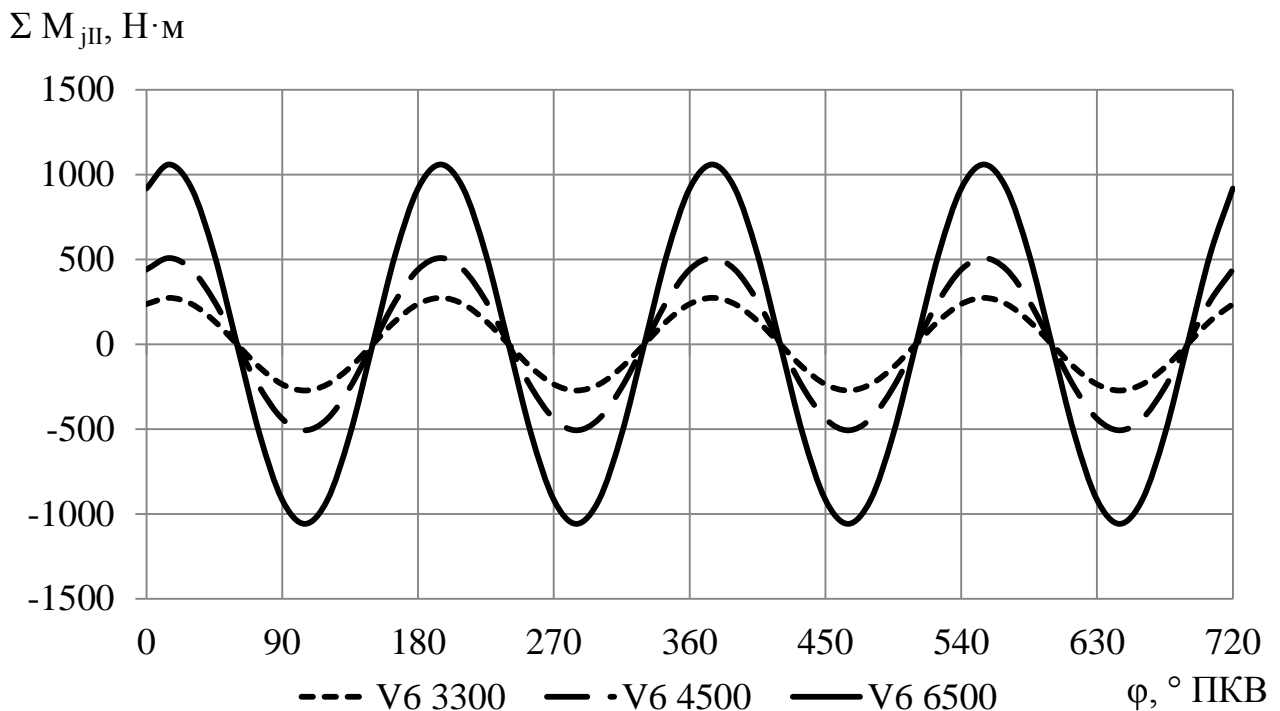


Рисунок 5.6 – Неврівноважений момент інерції другого порядку ΣM_{jII} двигуна Mercedes-Benz M178 при роботі на 6 циліндрах

Сумарний момент ΣM_R відцентрових сил діє в одній площині з ΣM_{jII} і складає:

$$\Sigma M_R = \Sigma K_{R\Sigma} \cdot a = \sqrt{3} (m_k + 2 m_{ш.к}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \quad (5.3)$$

Врівноважування моменті ΣM_{jI} і ΣM_R здійснюється (повністю або частково) противагами, які встановлюються на продовженнях щік колінчастого валу, або на продовженні двох крайніх щік в площині, яка складає з площиною першого коліна кут 30° .

Момент інерції другого порядку ΣM_{jII} врівноважується встановленням противаг на двох додаткових (балансирних) валах, які обертаються в протилежні сторони з кутовою швидкістю $2 \cdot \omega$ [1].

Виконуємо розрахунок невірноважених моментів інерції для $n = 6500 \text{ хв}^{-1}$:

$$\Sigma M_{jI} = 1,732 \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,091 = 2496,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\Sigma M_{jII} (\max, \varphi = 15^\circ) = 1,4142 \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,3 \cdot 0,091 \cdot \\ \cdot (1,5 \cdot \cos 30^\circ + 0,866 \cdot \sin 30^\circ) = 1059,163 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\Sigma M_R = 1,732 (0,812 + 2 \cdot 0,609) \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,091 = 6811,521 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Отримані значення екстремумів сил та моментів інерції заносимо до таблиці 5.2.

Розраховане значення моменту інерції другого порядку показано на рисунку 5.6. З діаграми визначаємо, що знакоперемінні максимальні значення моменту ΣM_{jII} , незалежно від частоти обертання, мають місце при $\varphi = 15^\circ$, і далі через 90° .

5.3.3 Розрахунок врівноважування двигуна, працюючого на 4 циліндрах

У 8-циліндрового V-подібного ДВЗ з кутом розвалу циліндрів 90° , працюючого на 4 циліндрах, врівноважені сили інерції першого порядку ($\Sigma P_{jI} = 0$) і відцентрові сили ($\Sigma K_R = 0$), а неврівноважені сили інерції другого порядку ΣP_{jII} і моменти інерції (ΣM_{jI} , ΣM_{jII} , ΣM_R) [1].

Рівнодіюча сил інерції другого порядку

$$\Sigma P_{jII} = 2\sqrt{2} m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \quad (5.4)$$

Момент сил інерції першого порядку ΣM_{jI} діє в площині, яка проходить через вісь колінчастого валу, його величина складає

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \cdot a, \quad (5.5)$$

Момент сил інерції першого порядку ΣM_{jI} може бути повністю врівноважений за допомогою противаг, встановлених на колінчастому і додатковому врівноважувальному валах. Останній приводиться в дію від колінчастого валу через шестеренний провід і обертається з тою ж кутовою швидкістю ω , що і колінчастий вал, але в протилежну сторону.

Момент сил інерції другого порядку ΣM_{jII} діє в горизонтальній площині

$$\Sigma M_{jII} = \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \cdot b, \quad (5.6)$$

де $b = 21$ мм – відстань між осями циліндрів, що відносяться до однієї шатунної шийки.

ΣM_{jII} зазвичай незначний по величині, тому врівноваження не потребує.

Момент інерції відцентрових сил ΣM_R діє в площині, яка знаходиться під кутом 45° до площини першого кривошипа і складає:

$$\Sigma M_R = \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a. \quad (5.7)$$

Момент інерції відцентрових сил ΣM_R врівноважується за допомогою противаг, які розташовані на продовженні щік колінчастого валу.

Виконуємо розрахунок невірноважених моментів інерції для $n = 6500 \text{ хв}^{-1}$, при куті повороту кривошипа $\varphi = 15^\circ$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jII} &= 2\sqrt{2} \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,3 \cdot \cos 30^\circ = 11639,235 \text{ Н}; \\ \Sigma M_{jI} &= \sqrt{2} \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot \cos 15^\circ \cdot 0,091 = 1968,918 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ \Sigma M_{jII} &= \sqrt{2} \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,3 \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,021 = 122,212 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ \Sigma M_R &= \sqrt{2} \cdot 0,744 \cdot 0,046 \cdot 680,3^2 \cdot 0,091 = 2038,374 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Отримані значення екстремумів сил та моментів інерції заносимо до таблиці 5.2.

Розраховане значення невірноваженої сили інерції другого порядку ΣP_{jII} , моменту інерції першого ΣM_{jI} та другого ΣM_{jII} порядку показано на рисунку 5.7. З діаграми визначаємо, що знакоперемінні максимальні значення ΣP_{jII} та ΣM_{jII} , незалежно від частоти обертання, мають місце при $\varphi = 0^\circ$, і далі через 90° . Найбільші знакоперемінні максимальні значення ΣM_{jI} , незалежно від частоти обертання, мають місце при $\varphi = 0^\circ$, і далі через 180° .

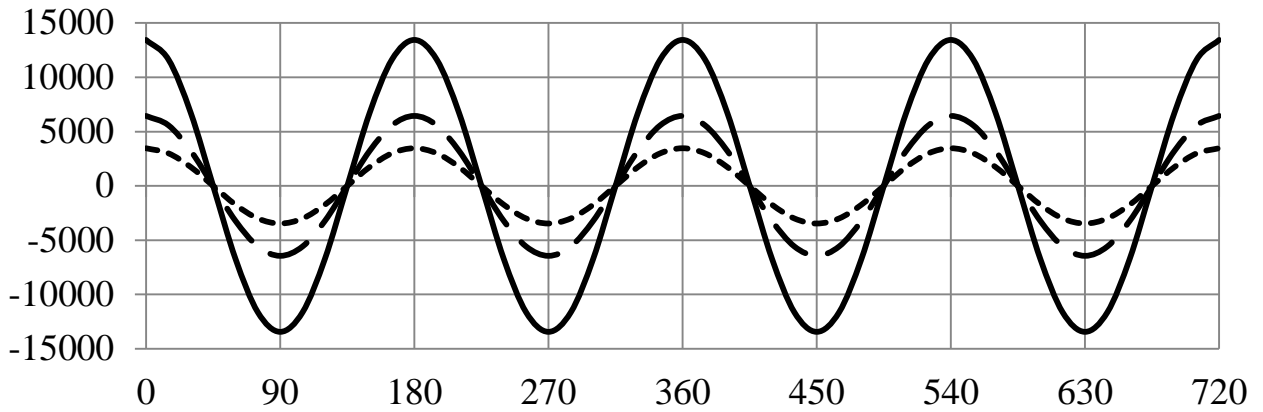
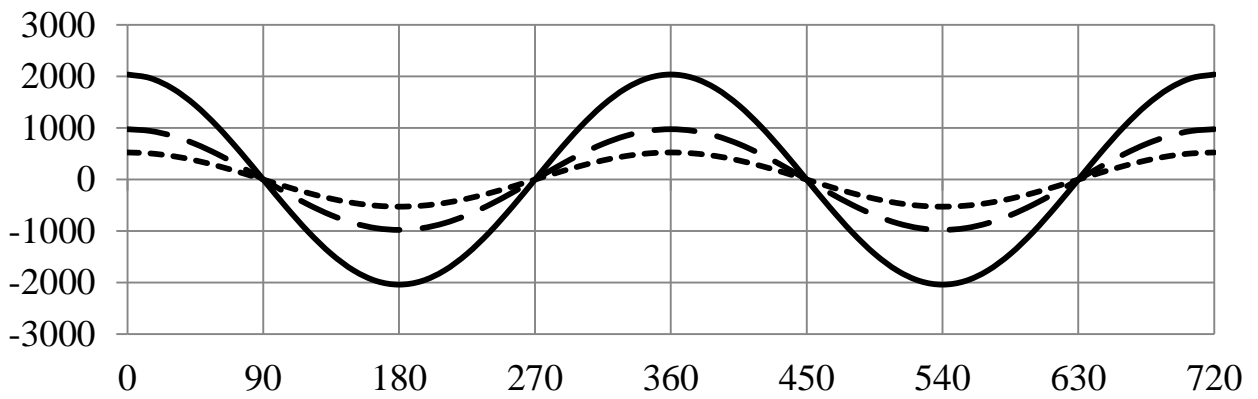
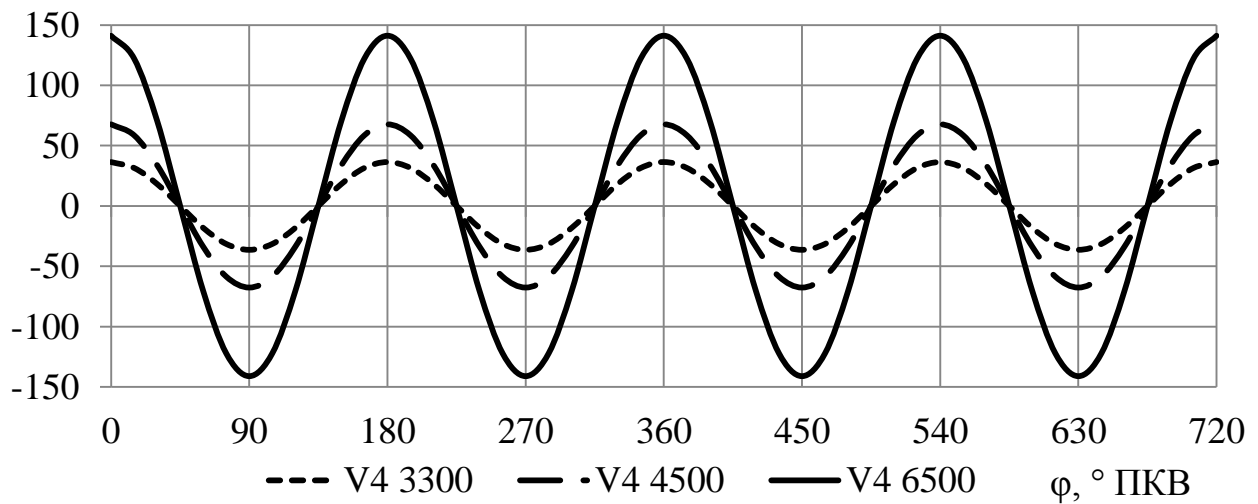
$\Sigma P_{jII}, \text{H}$  $\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$ $\Sigma M_{jI}, \text{H}\cdot\text{м}$  $\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$ $\Sigma M_{jII}, \text{H}\cdot\text{м}$ 

Рисунок 5.7 – Неврівноважені сила інерції другого порядку ΣP_{jII} , моменти інерції першого ΣM_{jI} та другого ΣM_{jII} порядку двигуна Mercedes-Benz M178 при роботі на 4 циліндрах

5.3.4 Результати розрахунку

На підставі проведених розрахунків неврівноважених сил та моментів інерції, рекомендацій [1] щодо їх врівноважування, визначаємо конструктивні заходи для 8-циліндрового V-подібного двигуна, у якого можуть відключатися 2 або 4 циліндра (таблиця 5.3):

- противагами на колінчастому валу;
- додаткові 1 або 2 балансирні вали.

Величина моменту ΣM_{jII} для 4-циліндрового двигуна незначна по величині, тому врівноваження не потребує.

Таблиця 5.3 – Засоби врівноважування неврівноважених сил та моментів інерції

Показник	V8	V6	V4
Неврівноважені сили, кН			
ΣP_{jI}	–	–	–
ΣP_{jII}	–	–	–
ΣK_R	–	–	–
Неврівноважені моменти, Н·м			
ΣM_{jI}	проти вагами на колінчастому валі	проти вагами на колінчастому валі	проти вагами на колінчастому валі і на додатковому валі, який обертається з кутовою швидкістю ω в протилежному напрямку
ΣM_{jII}	–	проти вагами на колінчастому валі	–
ΣM_R	проти вагами на колінчастому валі	проти вагами на двох додаткових валах, які обертаються в протилежні сторони з кутовою швидкістю $2 \cdot \omega$	проти вагами на колінчастому валі

З даних, наведених в таблицях 5.2 і 5.3, можна зробити наступні висновки:

- при відключенні 2-х циліндрів у 8-циліндрового V-подібного двигуна, в двигуні з'являються неврівноважений момент від сил інерції другого порядку ΣM_{jII} . Чисельні значення ΣM_{jI} та ΣM_R неврівноважених моментів практично незмінна;

- при відключенні 4-х циліндрів, в двигуні з'являються неврівноважені сили інерції другого порядку. При цьому значення неврівноваженого моменту відцентрових сил ΣM_R зменшується в 6 разів;

- повне врівноваження вказаних сил та моментів 4-циліндрового двигуна потребує значного ускладнення конструкції колінчастого валу, встановлення 3-х додаткових балансирних валів.

5.4 Висновки за розділом

Виконано порівняння показників роботи двигуна Mercedes-Benz M178 на трьох режимах:

- робота на 8-ми циліндрах, потужність $N_e = N_{e \max} / 2 = 192$ кВт при $n = 3300$ хв⁻¹;

- робота на 6-ти циліндрах, потужність $N_e = 192$ кВт при $n = 4500$ хв⁻¹;

- робота на 4-х циліндрах, потужність $N_e = 192$ кВт при $n = 6500$ хв⁻¹, з яких встановлено наступне.

Перехід з роботи на 8-ми циліндрах на роботи на 6-ти циліндрах забезпечує:

- частота обертання зростає (призводить до прискореного зношування деталей циліндропоршневої групи);

- циклова робота L_i та середній тиск p_i зростають на 3,5 %;

- витрата палива g_e , G_T зменшується на 3,3...3,5 % (ефективний ККД η_e зростає на 3,3 %);
- максимальний тиск робочого тіла в циліндрі зростає на 0,8 % (на 0,108 МПа);
- максимальна температура робочого тіла в циліндрі зростає на 6,9 % (на 209,2 К);
- максимальні значення сил P , S , N , K , T менші на 4,7...4,8 %;
- неврівноважені моменти інерції незначно (на 1,8%) зростають, моменти інерції II порядку ΣM_{jII} тах стають неврівноваженими;
- величина нерівномірності обертального моменту набуває найменшого значення.

Перехід з роботи на 8-ми циліндрах на роботи на 4-х циліндрах забезпечує:

- частота обертання зростає (призводить до прискореного зношування деталей циліндропоршневої групи);
- циклова робота L_i та середній тиск p_i зростають на 7,5 %;
- витрата палива g_e , G_T зменшується на 7,0 % (ефективний ККД η_e зростає на 7,55 %);
- максимальний тиск робочого тіла в циліндрі зростає на 1,7 % (на 0,23 МПа);
- максимальна температура робочого тіла в циліндрі зростає на 8,2 % (на 250,8 К);
- максимальні значення сил P , S , N , K , T менші на 23,4...25,6 %;
- двигун, працюючий на 4 циліндрах, має найбільшу (найгіршу) величину нерівномірності обертального моменту K і коефіцієнту нерівномірності обертального моменту K_1 ;
- при відключенні 4-х циліндрів, в двигуні з'являються неврівноважені сили інерції другого порядку ΣP_{jII} , моменти інерції другого порядку ΣM_{jII} . При цьому значення неврівноваженого моменту відцентрових сил ΣM_R зменшується в 6 разів;

– повне врівноваження вказаних сил та моментів 4-циліндрового двигуна потребує значного ускладнення конструкції 8-циліндрового двигуна : ускладнення конструкції колінчастого валу, встановлення 3-х додаткових балансирних валів.

ВИСНОВКИ

Системи відключення циліндрів використовується в легкових автомобілях вже багато років. Однак їх застосування частіше зустрічається в двигунах великого об'єму. Численні наукові роботи, присвячені визначенню впливу роботи системи відключення циліндрів на різних режимах роботи ДВЗ на їх показники ефективності, економічності та екологічності, проте питання навантаженості та врівноваженості вивчені недостатньо. Таким чином, тема дослідження є актуальною.

Вибрано об'єкт дослідження – V-подібний 8-циліндровий бензиновий двигун Mercedes-Benz M178 зі штатною системою відключення циліндрів.

Розроблена методика, яка дозволяє дослідити вплив відключення циліндрів в бензиновому двигуні внутрішнього згорання (на прикладі двигуна Mercedes-Benz M178) на показники його ефективності, навантаженості та врівноваженості.

Для дослідження прийнято, що цей двигун може працювати на 3-х режимах – на 8-ми, на 6-ти або на 4-х циліндрах.

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Mercedes-Benz M178 на номінальному режимі роботи. За результатами розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в одному циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна.

Розраховані індикаторні показники двигуна Mercedes-Benz M178 відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій. Розраховані ефективні показники двигуна (ефективна потужність $N_e = 385,33$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2474$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,786$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,356$). Розраховані ефективні показники N_e , p_e відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,4 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку. Побудовані індикаторні діаграми тиску і температури за цикл.

За результатами динамічного розрахунку на номінальному режимі побудовано діаграми осьової сили, діючої на поршень P , бічної сили на поршень N , сили, діючої на шатун S , нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T від кута повороту кривошипа φ . Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму до основних точок механізму. Розраховані сили інерції обертальних мас. Розрахована величина та побудована діаграма обертального моменту на одному циліндрі та всього двигуна.

Виконано порівняння показників роботи двигуна на трьох режимах:

- робота на 8-ми циліндрах, потужність $N_e = N_{e \max} / 2 = 192$ кВт при $n = 3300$ хв⁻¹;
- робота на 6-ти циліндрах, потужність $N_e = 192$ кВт при $n = 4500$ хв⁻¹;
- робота на 4-х циліндрах, потужність $N_e = 192$ кВт при $n = 6500$ хв⁻¹, з яких встановлено наступне.

Перехід з роботи на 8-ми циліндрах на роботи на 6-ти циліндрах забезпечує:

- частота обертання зростає (призводить до прискореного зношування деталей циліндропоршневої групи);
- циклова робота L_i та середній тиск p_i зростають на 3,5 %;
- витрата палива g_e , G_T зменшується на 3,3...3,5 % (ефективний ККД η_e зростає на 3,3 %);
- максимальний тиск робочого тіла в циліндрі зростає на 0,8 % (на 0,108 МПа);
- максимальна температура робочого тіла в циліндрі зростає на 6,9 % (на 209,2 К);
- максимальні значення сил P , S , N , K , T менші на 4,7...4,8 %;
- неврівноважені моменти інерції незначно (на 1,8 %) зростають, моменти інерції II порядку $\Sigma M_{II \max}$ стають неврівноваженими;
- величина нерівномірності обертального моменту набуває найменшого значення.

Перехід з роботи на 8-ми циліндрах на роботи на 4-х циліндрах забезпечує:

- частота обертання зростає, що негативно впливає на надійність двигуна;
- циклова робота L_i та середній тиск p_i зростають на 7,5 %;
- витрата палива g_e , G_T зменшується на 7,0% (ККД η_e зростає на 7,55 %);
- максимальний тиск робочого тіла в циліндрі зростає на 1,7 % (на 0,23 МПа);
- максимальна температура робочого тіла в циліндрі зростає на 8,2 % (на 250,8 К), що негативно впливає на надійність двигуна;
- максимальні значення сил P , S , N , K , T менші на 23,4...25,6 %;
- двигун, працюючий на 4 циліндрах, має найбільшу (найгіршу) величину нерівномірності обертального моменту K і коефіцієнту нерівномірності обертального моменту K_1 ;
- при відключенні 4-х циліндрів, в двигуні з'являються неврівноважені сили інерції другого порядку ΣP_{jII} , моменти інерції другого порядку ΣM_{jII} . При цьому значення неврівноваженого моменту відцентрових сил ΣM_R зменшується в 6 разів;
- повне врівноваження вказаних сил та моментів 4-циліндрового двигуна потребує значного ускладнення конструкції 8-циліндрового двигуна : ускладнення конструкції колінчастого валу, встановлення 3-х додаткових балансирних валів.

Двигун, працюючий на 4 циліндрах, має найменший (з 3-х режимів) середній обертальний момент, і також має найбільшу (найгіршу) нерівномірність обертального моменту. Такий режим роботи двигуна є найбільш навантаженим для двигуна, проте і найбільш економічним. Роботу двигуна на 4-х циліндрах на режимі $N_e = 192$ кВт при $n = 6500$ хв⁻¹ автор роботи вважає небажаною.

Отримані дані добре співпадають з даними літературних джерел.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

– розроблена розрахункова методика, яка дозволяє дослідити вплив відключення циліндрів в ДВЗ на його ефективність, навантаженість та врівноваженість.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– методика розрахунку впливу відключення циліндрів в ДВЗ на його ефективність, навантаженість та врівноваженість може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

– технічний ефект від відключення циліндрів в багатоциліндровому ДВЗ може бути впроваджено в навчальний процес в лекційний курс дисциплін «Теорія ДВЗ», «Динаміка ДВЗ» в якості порівняльних даних.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : Підручник. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
2. Campos C. H. F., de Moraes Hanriot S., Amorim R. J., Mazzaro R. S. Cylinder deactivation strategy for fuel consumption reduction // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. October 2022. 44(11). DOI: 10.1007/s40430-022-03847-7
3. Sholapure S. A., Shingade K., Chaudhari H., Tapase S. Study of Cylinder Deactivation in Camless Heavy-Duty Diesel Engine // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). Volume 7 Issue 7. July 2020. P. 5221–5235. DOI: 10.13140/RG.2.2.12656.28169
4. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Оглуздін С. Ю. Система деактивації циліндрів ДВЗ // Тиждень науки-2020. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 13-17 квітня 2020 р. : тези доп. НУ «Запорізька політехніка», 2020. С. 51–53.
5. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків : Прапор, 2004. 384 с.
6. Гайдамака О. О. Підвищення паливної економічності двигуна дизель-потягу за рахунок відключення частини циліндрів : магістерська робота ; спец. 142 "Енергетичне машинобудування". Миколаїв : НУК. 2023. 92 с.
7. Turnbull R., Dolatabadi N., Rahmani R., Rahnejat H. Energy loss and emissions of engine compression rings with cylinder deactivation // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2021. DOI: 10.1177/0954407020982868
8. Krishnamoorthi G., Srinivasan K., Praveenkumar G. Siddharth R. Cylinder Deactivation on Two Different Cubic Capacity Engine // International Journal of

Mechanical Engineering and Technology (IJMET). Volume 7. Issue 1. Jan-Feb 2016, pp. 180–189.

9. Hamid I., Said M. F. M., Nor M. F. M., Latiff Z. A. Investigation of cylinder deactivation strategies for better fuel consumption using 1-D simulation method // TJ Mechanical engineering and machinery. 2015.

10. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) Strategies on Part Load Conditions / M. F. M. Said [et al.] // SAE Technical Papers 2014-01-2549. October 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2549

11. Balich G. W., Aschenbach C. R. The Gasoline 4-Stroke Engine for Automobiles. University of Notre Dame. 2004. 156 p.

12. Impact and observations of cylinder deactivation and reactivation in a downsized gasoline turbocharged direct injection engine / M. C. Parker [et al.] // International Journal of Engine Research. 2019. Volume 22, Issue 4. P. 1367–1376. DOI: 10.1177/1468087419882817

13. Bech A., Shayler P., McGhee M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine // SAE International Journal of Engines. 2016. Volume 9, Issue 4. DOI: 10.4271/2016-01-2160

14. Bech A. Thermal analysis and fuel economy benefits of cylinder deactivation on a 1.0l spark ignition engine / PhD thesis. University of Nottingham. 2017. 230 p.

15. Abril S. O., Del Socorro Fonseca-Vigoya M., García C. P. Study of the Cylinder Deactivation on Tribological Parameters and Emissions in an Internal Combustion Engine

16. Orjuela Abril S., Fonseca-Vigoya, M.D.S., García C.P. Study of the Cylinder Deactivation on Tribological Parameters and Emissions in an Internal Combustion Engine // Lubricants. 2022. Vol. 10. 60. DOI: 10.3390/lubricants10040060

17. Enhancing Cylinder Deactivation through a Clutch Concept for Mechanical Cylinder Disconnection / P. D. Fischer [et al.] // Journal of Mechanical Engineering

and Automation. December 2014. 4(3). P. 92–100. DOI: 10.5923/j.jmea.20140403.02

18. Zhao Y., Biyun Z. Patent US 2015/0152795 A1 Dynamic Cylinder Deactivation with Residual Heat Recovery. 2015. 19 p.

19. Thees M., Buitkamp T., Guenther M., Pickel P. High Efficiency Diesel Engine Concept With Variable Valve Train and Cylinder Deactivation for Integration Into a Tractor // ASME 2019 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. October 20-23, 2019, Chicago, IL, USA

20. Diesel Engine Cylinder Deactivation for Improved System Performance over Transient Real-World Drive Cycles / [M. Joshi [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-0880. 2018. doi:10.4271/2018-01-0880

21. Cylinder deactivation during dynamic diesel engine operation / [D. B. Gosala et al.] // International Journal of Engine Research. February 2017. Vol. 18(10). P. 991–1004. DOI: 10.1177/1468087417694000

22. Vos K. R., Shaver G. M., Ramesh A. K., McCarthy J. Jr. Impact of Cylinder Deactivation and Cylinder Cutout via Flexible Valve Actuation on Fuel Efficient Aftertreatment Thermal Management at Curb Idle // Frontiers in Mechanical Engineering. 2019. Volume 5. DOI: 10.3389/fmech.2019.00052

23. Utilizing low airflow strategies, including cylinder deactivation, to improve fuel efficiency and aftertreatment thermal management / A. Ramesh [et al.] // International Journal of Engine Research. 2017. Vol. 18(10). P. 1005–1061. DOI: 10.1177/1468087417695897

24. Reducing Diesel Engine Drive Cycle Fuel Consumption through Use of Cylinder Deactivation to Maintain Aftertreatment Component Temperature during Idle and Low Load Operating Conditions / M. C. Joshi [et al.] // Frontiers in Mechanical Engineering. 3:8. DOI: 10.3389/fmech.2017.00008

25. Zsiga N., Ritzmann J., Soltic P. Practical Aspects of Cylinder Deactivation and Reactivation // Energies. 2021. 14(9). P. 2540. DOI: 10.3390/en14092540

26. Vinod Kumar MN, Thamocharan C., Naveenchandran P., Raja E. Cylinder deactivation technique in multi-cylinder engines for fuel consumption reduction // Journal of Physics Conference. July 2022. Series 2272(1):012028. DOI:

10.1088/1742-6596/2272/1/012028

27. Марченко А. П., Парсаданов І. В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л., ШЕХОВЦОВ А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підр. у 6 т. Т. 5. Екологізація ДВЗ. Харків : Прапор, 2014. 348 с.

30. Dunne J. Cadillac's revolutionary 3-in-1 V8 // Popular Science. 1980. № 217. P. 132–133.

32. Zorpette G. What went wrong? A fault, a failure, and a debate: even the best manufacturers may find problems in unexpected places // IEEE Spectrum. 1987. Vol. 24. № 10. P. 61–63. DOI: 10.1109/MSPEC.1987.6448904

33. 2018 Mercedes-AMG GT S (d-cl. 7) engine Horsepower / Torque Curve / Сайт «automobile catalog». URL : https://www.automobile-catalog.com/curve/2018/2560490/mercedes-amg_gt_s.html#gsc.tab=0

34. Mercedes-AMG Cylinder Management // StarTuned. 2022. Vol. 22. № 3. P. 2–7.

35. Mercedes-AMG M178 Engine / Сайт «Sportlich-Leicht». URL : <https://sportlichleicht.com/info/engines/m178>

36. Mercedes-Benz M176/M177/M178 engine / Сайт «Wikipedia The Free Encyclopedia». URL : https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_M176/M177/M178_engine

37. The All New AMG 4.0 Liter V8 Biturbo Engine (M178) / Сайт «YouTube». URL : <https://www.youtube.com/watch?v=jHAaVrR4LZs>

38. In-Depth With the 2016 Mercedes-AMG GT's New V-8: So Long, Natural Aspiration—Hello, Twin Turbos! / Сайт «Car and Driver». URL : <https://www.caranddriver.com/news/a15361914/in-depth-with-the-2016-mercedes-amg-gts-new-v-8-so-long-natural-aspiration-hello-twin-turbos/>

39. Die Power-Versionen der neuen C-Klasse / Сайт «Auto Motor Sport». URL : <https://www.auto-motor-und-sport.de/news/mercedes-c63-amg-auf-dem-autosalon-in-paris-2014-die-power-versionen-der-neuen-c-klasse/>

41. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.

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

43. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Іванов П. Є. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання // Інформаційні технології: теорія і практика : Матеріали II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. С. 96–97.

44. Arlows 8x Steel Connecting Rod 153mm Mercedes Benz 4.0L V8 BiTurbo (H-Beam) / Сайт «Arlows». URL : <https://arlows.com/Arlows-8x-Steel-Connecting-Rod-153mm-Mercedes-Benz-40L-V8-BiTurbo-H-Beam->

45. Slynko G., Sukhonos R., Ivanov P. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. С. 74–75.

46. Слинько Г. І., Рябошапка Н. Є., Сухонос Р. Ф., Євсєєва Н. О., Солдатченков О. Г. Дослідження впливу пропусків запалювання на нерівномірність обертання бензинового двигуна // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. 2024. № 1. С. 82–88. DOI: 10.15588/1607-6885-2024-1-11

ДОДАТОК А

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «АВТОМОБІЛІ, ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ ТА ГІБРИДНІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

АКТ

впровадження результатів роботи

25 листопада 2025 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови завідувач кафедри «АТД та ГЕУ», к.т.н., доцент Олександр АРТЮХ,
члени комісії професор кафедри «АТД та ГЕУ», д.т.н., професор Георгій
СЛИНЬКО; доцент кафедри «АТД та ГЕУ», к.т.н., доцент Наталія ЄВСЄЄВА;
старший викладач кафедри «АТД та ГЕУ» Роман СУХОНОС.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-
дослідної роботи НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання
роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення,
виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.2 «Моделювання впливу
режимів роботи теплових двигунів на їх характеристики» тематичного плану
НДР 01924 на 2025-2026 н.р.,

та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес
кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки» НУ
«Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження технічний ефект впливу відключення
циліндрів в багатоциліндровому ДВЗ на його ефективність, навантаженість та
врівноваженість впроваджено в навчальний процес в якості порівняльних даних
в лекційний курс дисциплін «Теорія ДВЗ», «Динаміка ДВЗ» 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

Члени комісії

Олександр АРТЮХ

Георгій СЛИНЬКО

Наталія ЄВСЄЄВА

Роман СУХОНОС

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Таблиця обертальних моментів двигуна Mercedes-Benz M178, працюючого на 8 циліндрах з $N_e = 192$ кВт при $n = 3300$ хв⁻¹, Н·м

φ, ° ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇	M ₈	M _{сум}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,0	397,5	-124,0	0,0	-44,2	0,0	0,0	82,5	311,8
15	-80,1	325,8	-95,9	-44,5	19,8	1 019,7	-30,8	114,2	1228,3
30	-123,4	254,4	-74,3	-71,8	93,1	1 183,6	-63,4	114,5	1312,7
45	-112,1	182,8	-93,6	-79,4	145,0	870,0	-96,4	93,3	909,6
60	-54,8	115,6	-166,6	-86,4	147,6	627,5	-123,5	62,8	522,1
75	20,2	55,1	-216,2	-80,2	92,9	485,4	-135,0	30,9	253,2
90	82,5	0,0	0,0	-44,2	0,0	397,5	-124,0	0,0	311,8
105	114,2	-44,5	1 019,7	19,8	-80,1	325,8	-95,9	-30,8	1228,3
120	114,5	-71,8	1 183,6	93,1	-123,4	254,4	-74,3	-63,4	1312,7
135	93,3	-79,4	870,0	145,0	-112,1	182,8	-93,6	-96,4	909,6
150	62,8	-86,4	627,5	147,6	-54,8	115,6	-166,6	-123,5	522,1
165	30,9	-80,2	485,4	92,9	20,2	55,1	-216,2	-135,0	253,2
180	0,0	-44,2	397,5	0,0	82,5	0,0	0,0	-124,0	311,8
195	-30,8	19,8	325,8	-80,1	114,2	-44,5	1 019,7	-95,9	1228,3
210	-63,4	93,1	254,4	-123,4	114,5	-71,8	1 183,6	-74,3	1312,7
225	-96,4	145,0	182,8	-112,1	93,3	-79,4	870,0	-93,6	909,6
240	-123,5	147,6	115,6	-54,8	62,8	-86,4	627,5	-166,6	522,1
255	-135,0	92,9	55,1	20,2	30,9	-80,2	485,4	-216,2	253,2
270	-124,0	0,0	0,0	82,5	0,0	-44,2	397,5	0,0	311,8
285	-95,9	-80,1	-44,5	114,2	-30,8	19,8	325,8	1 019,7	1228,3
300	-74,3	-123,4	-71,8	114,5	-63,4	93,1	254,4	1 183,6	1312,7
315	-93,6	-112,1	-79,4	93,3	-96,4	145,0	182,8	870,0	909,6
330	-166,6	-54,8	-86,4	62,8	-123,5	147,6	115,6	627,5	522,1
345	-216,2	20,2	-80,2	30,9	-135,0	92,9	55,1	485,4	253,2
360	0,0	82,5	-44,2	0,0	-124,0	0,0	0,0	397,5	311,8
375	1 019,7	114,2	19,8	-30,8	-95,9	-80,1	-44,5	325,8	1228,3
390	1 183,6	114,5	93,1	-63,4	-74,3	-123,4	-71,8	254,4	1312,7
405	870,0	93,3	145,0	-96,4	-93,6	-112,1	-79,4	182,8	909,6
420	627,5	62,8	147,6	-123,5	-166,6	-54,8	-86,4	115,6	522,1
435	485,4	30,9	92,9	-135,0	-216,2	20,2	-80,2	55,1	253,2
450	397,5	0,0	0,0	-124,0	0,0	82,5	-44,2	0,0	311,8
465	325,8	-30,8	-80,1	-95,9	1 019,7	114,2	19,8	-44,5	1228,3
480	254,4	-63,4	-123,4	-74,3	1 183,6	114,5	93,1	-71,8	1312,7
495	182,8	-96,4	-112,1	-93,6	870,0	93,3	145,0	-79,4	909,6

Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
510	115,6	-123,5	-54,8	-166,6	627,5	62,8	147,6	-86,4	522,1
525	55,1	-135,0	20,2	-216,2	485,4	30,9	92,9	-80,2	253,2
540	0,0	-124,0	82,5	0,0	397,5	0,0	0,0	-44,2	311,8
555	-44,5	-95,9	114,2	1 019,7	325,8	-30,8	-80,1	19,8	1228,3
570	-71,8	-74,3	114,5	1 183,6	254,4	-63,4	-123,4	93,1	1312,7
585	-79,4	-93,6	93,3	870,0	182,8	-96,4	-112,1	145,0	909,6
600	-86,4	-166,6	62,8	627,5	115,6	-123,5	-54,8	147,6	522,1
615	-80,2	-216,2	30,9	485,4	55,1	-135,0	20,2	92,9	253,2
630	-44,2	0,0	0,0	397,5	0,0	-124,0	82,5	0,0	311,8
645	19,8	1 019,7	-30,8	325,8	-44,5	-95,9	114,2	-80,1	1228,3
660	93,1	1 183,6	-63,4	254,4	-71,8	-74,3	114,5	-123,4	1312,7
675	145,0	870,0	-96,4	182,8	-79,4	-93,6	93,3	-112,1	909,6
690	147,6	627,5	-123,5	115,6	-86,4	-166,6	62,8	-54,8	522,1
705	92,9	485,4	-135,0	55,1	-80,2	-216,2	30,9	20,2	253,2
720	0,0	397,5	-124,0	0,0	-44,2	0,0	0,0	82,5	311,8

Таблиця Б.2 – Таблиця обертальних моментів двигуна Mercedes-Benz M178, працюючого на 6 циліндрах з $N_e = 192$ кВт при $n = 4500$ хв⁻¹, Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M_1	M_2	M_4	M_5	M_6	M_7	$M_{\text{сум}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,0	-189,1	328,6	-152,0	0,0	180,1	167,6
15	-136,6	-198,4	242,9	-143,8	973,1	147,3	884,6
30	-211,9	-165,2	155,9	-85,6	1 119,1	99,2	911,5
45	-196,0	-95,8	75,0	19,6	812,7	48,8	664,2
60	-103,1	-25,6	0,0	141,5	602,8	0,0	615,6
75	20,4	-9,3	-63,7	229,0	504,9	-48,7	632,6
90	123,9	-78,0	-109,7	236,1	454,1	-99,8	526,6
105	177,8	-160,2	-133,9	149,4	400,9	-150,4	283,6
120	180,1	0,0	-152,0	0,0	328,6	-189,1	167,6
135	147,3	973,1	-143,8	-136,6	242,9	-198,4	884,6
150	99,2	1 119,1	-85,6	-211,9	155,9	-165,2	911,5
165	48,8	812,7	19,6	-196,0	75,0	-95,8	664,2
180	0,0	602,8	141,5	-103,1	0,0	-25,6	615,6
195	-48,7	504,9	229,0	20,4	-63,7	-9,3	632,6
210	-99,8	454,1	236,1	123,9	-109,7	-78,0	526,6
225	-150,4	400,9	149,4	177,8	-133,9	-160,2	283,6
240	-189,1	328,6	0,0	180,1	-152,0	0,0	167,6
255	-198,4	242,9	-136,6	147,3	-143,8	973,1	884,6

Продовження таблиці Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8
270	-165,2	155,9	-211,9	99,2	-85,6	1 119,1	911,5
285	-95,8	75,0	-196,0	48,8	19,6	812,7	664,2
300	-25,6	0,0	-103,1	0,0	141,5	602,8	615,6
315	-9,3	-63,7	20,4	-48,7	229,0	504,9	632,6
330	-78,0	-109,7	123,9	-99,8	236,1	454,1	526,6
345	-160,2	-133,9	177,8	-150,4	149,4	400,9	283,6
360	0,0	-152,0	180,1	-189,1	0,0	328,6	167,6
375	973,1	-143,8	147,3	-198,4	-136,6	242,9	884,6
390	1 119,1	-85,6	99,2	-165,2	-211,9	155,9	911,5
405	812,7	19,6	48,8	-95,8	-196,0	75,0	664,2
420	602,8	141,5	0,0	-25,6	-103,1	0,0	615,6
435	504,9	229,0	-48,7	-9,3	20,4	-63,7	632,6
450	454,1	236,1	-99,8	-78,0	123,9	-109,7	526,6
465	400,9	149,4	-150,4	-160,2	177,8	-133,9	283,6
480	328,6	0,0	-189,1	0,0	180,1	-152,0	167,6
495	242,9	-136,6	-198,4	973,1	147,3	-143,8	884,6
510	155,9	-211,9	-165,2	1 119,1	99,2	-85,6	911,5
525	75,0	-196,0	-95,8	812,7	48,8	19,6	664,2
540	0,0	-103,1	-25,6	602,8	0,0	141,5	615,6
555	-63,7	20,4	-9,3	504,9	-48,7	229,0	632,6
570	-109,7	123,9	-78,0	454,1	-99,8	236,1	526,6
585	-133,9	177,8	-160,2	400,9	-150,4	149,4	283,6
600	-152,0	180,1	0,0	328,6	-189,1	0,0	167,6
615	-143,8	147,3	973,1	242,9	-198,4	-136,6	884,6
630	-85,6	99,2	1 119,1	155,9	-165,2	-211,9	911,5
645	19,6	48,8	812,7	75,0	-95,8	-196,0	664,2
660	141,5	0,0	602,8	0,0	-25,6	-103,1	615,6
675	229,0	-48,7	504,9	-63,7	-9,3	20,4	632,6
690	236,1	-99,8	454,1	-109,7	-78,0	123,9	526,6
705	149,4	-150,4	400,9	-133,9	-160,2	177,8	283,6
720	0,0	-189,1	328,6	-152,0	0,0	180,1	167,6

Таблиця Б.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна Mercedes-Benz M178, працюючого на 4 циліндрах з $N_e = 192$ кВт при $n = 6500$ хв⁻¹, Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M_1	M_4	M_6	M_7	$M_{\text{сум}}$
1	2	3	4	5	6
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15	-291,9	-114,5	828,7	-97,8	324,4
30	-455,3	-211,7	902,8	-199,9	35,9
45	-426,9	-283,0	612,3	-298,9	-396,5
60	-236,0	-332,4	497,4	-369,4	-440,4
75	20,8	-318,4	528,0	-372,9	-142,5
90	237,7	-199,4	586,0	-278,8	345,5
105	352,4	19,3	589,5	-95,8	865,3
120	360,4	274,3	519,4	107,6	1261,8
135	295,8	459,9	398,8	221,9	1376,5
150	199,4	479,5	260,8	165,4	1105,1
165	98,0	304,7	126,5	-5,3	523,9
180	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
195	-97,8	-291,9	-114,5	828,7	324,4
210	-199,9	-455,3	-211,7	902,8	35,9
225	-298,9	-426,9	-283,0	612,3	-396,5
240	-369,4	-236,0	-332,4	497,4	-440,4
255	-372,9	20,8	-318,4	528,0	-142,5
270	-278,8	237,7	-199,4	586,0	345,5
285	-95,8	352,4	19,3	589,5	865,3
300	107,6	360,4	274,3	519,4	1261,8
315	221,9	295,8	459,9	398,8	1376,5
330	165,4	199,4	479,5	260,8	1105,1
345	-5,3	98,0	304,7	126,5	523,9
360	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
375	828,7	-97,8	-291,9	-114,5	324,4
390	902,8	-199,9	-455,3	-211,7	35,9
405	612,3	-298,9	-426,9	-283,0	-396,5
420	497,4	-369,4	-236,0	-332,4	-440,4
435	528,0	-372,9	20,8	-318,4	-142,5
450	586,0	-278,8	237,7	-199,4	345,5
465	589,5	-95,8	352,4	19,3	865,3
480	519,4	107,6	360,4	274,3	1261,8
495	398,8	221,9	295,8	459,9	1376,5
510	260,8	165,4	199,4	479,5	1105,1
525	126,5	-5,3	98,0	304,7	523,9
540	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Продовження таблиці Б.3

1	2	3	4	5	6
555	-114,5	828,7	-97,8	-291,9	324,4
570	-211,7	902,8	-199,9	-455,3	35,9
585	-283,0	612,3	-298,9	-426,9	-396,5
600	-332,4	497,4	-369,4	-236,0	-440,4
615	-318,4	528,0	-372,9	20,8	-142,5
630	-199,4	586,0	-278,8	237,7	345,5
645	19,3	589,5	-95,8	352,4	865,3
660	274,3	519,4	107,6	360,4	1261,8
675	459,9	398,8	221,9	295,8	1376,5
690	479,5	260,8	165,4	199,4	1105,1
705	304,7	126,5	-5,3	98,0	523,9
720	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0