

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Навчально-науковий інститут інноваційних освітніх технологій

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: дослідження механізму відключення циліндрів у безштанному
двигуні з кривошипно-кулісним силовим механізмом

Виконав: здобувач вищої освіти

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Автомобільний транспорт»

(вид та назва освітньої програми)

групи АТз-21 мп

Дмитро СУБОТИН

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник Тетяна КОЛЕСНИКОВА

(ім'я та прізвище)

Рецензент Роман КРОЛЬ

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою,)

Секретар ЕК _____

(підпис)

/ Віталій БОГОМОЛОВ /

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2022

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Інститут, факультет навчально-науковий інститут інноваційних освітніх технологій
 Кафедра експлуатації та ремонту машин
 Рівень вищої освіти другий (магістерський)
 Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр та назва)
 Освітня програма ОПП «Автомобільний транспорт»
(вид та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
к.т.н. Олександр ЛИХОДІЙ
 «__» _____ 2022 року

**З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Дмитру СУБОТІНУ
(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Дослідження механізму відключення циліндрів у безшатунному
двигуні з кривошипно-кулісним силовим механізмом
 керівник роботи доц., к.т.н. Тетяна КОЛЕСНИКОВА
(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від «26» вересня 2022 року № 359-кв

2. Строк подання роботи до захисту «22» грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи Літературно - патентний огляд двигунів з відключенням
циліндрів

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
Вступ. 1. Огляд конструкцій двигунів з системами відключення циліндрів. 2.
Теоретичні дослідження роботи механізму МВЦ. 3. Результати розрахункових
досліджень характеристик МВЦ. Висновки. Список використаних джерел.
Відомість кваліфікаційної роботи.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження механізму відключення циліндрів у безшатунному двигуні з кривошипно-кулісним силовим механізмом» складається із 70 аркушів формату А4, на яких містяться три розділи, 57 рисунків, 2 таблиць, 30 джерел інформації.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення економічності безшатунного автомобільного двигуна шляхом застосування системи модульного відключення циліндрів.

Об'єкт дослідження - процес відключення циліндрів в автомобільному ДВЗ.

Предмет дослідження - механізм модульного відключення циліндрів в автомобільному безшатунному двигуні.

Наукова новизна отриманих результатів:

Розроблено модель механізму МВЦ для безшатунного ДВЗ. Запропоновано методику розрахунку та математичну модель МВЦ, яка базується на основному рівнянні динаміки. Виявлено та проаналізовано фізичні особливості робочого процесу механізму МВЦ. Отримано дані розрахунково-теоретичних досліджень МВЦ у безшатунному ДВЗ.

У даній кваліфікаційній роботі проведено аналітичний огляд можливих варіантів вимкнення частини циліндрів на режимах часткового навантаження двигуна, виявлено їхні недоліки та показано перспективи цього напрямку вдосконалення двигунів внутрішнього згорання. Розглянуто принципова схема та механізм модульного відключення циліндрів в автомобільному ДВЗ. Розроблено методику розрахунку та математичну модель процесу відключення циліндрів. Визначено параметри, які суттєво впливають на характеристики МВЦ, на основі розрахункових досліджень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, МЕТОДИКА, ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ, МЕХАНІЗМ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	5
1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ З СИСТЕМАМИ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ	8
1.1 Вимкнення циліндрів без зупинки деталей поршневої групи	
1.2. Відключення циліндрів із зупинкою деталей поршневої групи	24
1.3. Безшатунний двигун з механізмом відключення циліндрів	32
Висновки до першого розділу	34
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ МВЦ	35
2.1 Система модульного відключення циліндрів безшатунного двигуна	35
2.2 Методика розрахунку процесу відключення поршня	38
Висновки до другого розділу	46
3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК МВЦ	47
3.1 Залежність переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм	47
3.2 Дослідження характеристик МВЦ на математичній моделі	48
3.3 Вплив кута між висотою та утворюючою конуса штока-вимикача на характеристики МВЦ	50
3.4 Вплив діаметра пальця напівобойми на характеристики МВЦ	53
3.5 Вплив жорсткості пружин механізму блокування на характеристики МВЦ	56
3.6 Вплив частоти обертання колінчастого валу двигуна на характеристики МВЦ	59
3.7 Дослідження ефективності застосування МВЦ у безшатунному двигуні	62
Висновки до третього розділу	65
ВИСНОВКИ	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	67
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	70

ВСТУП

Актуальність теми. Двигуни наземних транспортних машин працюють у широких діапазонах навантажувальних режимів, але найбільша паливна економічність їхньої роботи досягається на режимах, які становлять приблизно 70-80 % від максимальної потужності. У разі зниження навантаження в двигунах із кількісним регулюванням потужності дроселювання паливоповітряної суміші призводить до погіршення їхніх показників, головним чином, за рахунок підвищення насосних втрат. У двигунах з якісним регулюванням потужності під час переходу на часткові режими спостерігається зниження тиску впорскування, з одного боку, і циклової подачі, з іншого, що призводить до погіршення якості подачі палива і, зрештою, до погіршення процесу сумішоутворення і згоряння палива.

Наведені вище аргументи стимулюють як пошук нових технічних рішень, так і розвиток раніше відомих способів підвищення економічності ДВЗ, які добре себе зарекомендували. Одним із них є регулювання робочого об'єму двигуна, шляхом вимкнення циліндрів (ВЦ), залежно від навантажувального режиму. Найбільш пріоритетним з існуючих методів ВЦ є, так зване, модульне відключення циліндрів на малих і середніх навантаженнях, на яких двигун працює основну частину часу. Уперше модульну схему ДВЗ було запропоновано 1973 року Женевським інститутом машин. Ці ДВЗ складаються з декількох модулів (груп циліндрів), один з яких (головний модуль) працює постійно, а інші (потужні модулі) вмикаються в роботу в міру необхідності (збільшенні навантаження). Роботи з розроблення та дослідження ДВЗ із модульним вимкненням циліндрів (модульних двигунів) проводять у США, Німеччині, Японії, Швеції, Україні та інших країнах. Проблеми реалізації модульного вимкнення циліндрів у наявних ДВЗ полягають у такому: в існуючих модульних двигунах з КШМ колінчасті вали відповідних модулів з'єднуються розміщеною між ними муфтою, до якої висуваються дуже високі вимоги. З'єднання колінчастих валів необхідно здійснювати за дуже короткий проміжок часу. Робота муфти має бути строго синхронізована з роботою систем (живлення, запалювання, газорозподілу) модулів, що підключаються. Крім цього,

модульний двигун значно поступається класичному ДВЗ за габаритами і масою, має дуже складну і ненадійну конструкцію. Застосування модульного відключення циліндрів у безшатунному ДВЗ дає змогу вирішити ці проблеми. Тому одним з актуальних завдань є створення для безшатунного двигуна порівняно простої та ефективної системи модульного вимкнення циліндрів (МВЦ). Вирішенню цього завдання присвячена ця кваліфікаційна робота.

Мета та завдання дослідження. Метою кваліфікаційної роботи є підвищення економічності безшатунного автомобільного двигуна, шляхом застосування системи модульного відключення циліндрів.

Для досягнення поставленої мети в роботі сформульовано та розв'язано такі завдання:

1. Провести огляд існуючих конструкцій двигунів з системами відключення циліндрів.
2. Розробити методику розрахунку та математичну модель процесу відключення циліндрів.
3. Визначити параметри, які суттєво впливають на характеристики МВЦ, на основі розрахункових досліджень.

Об'єкт дослідження - процес вимкнення циліндрів в автомобільному ДВЗ.

Предмет дослідження - механізм модульного відключення циліндрів в автомобільному безшатунному двигуні.

Методи дослідження: теоретично-розрахунковий.

Наукова новизна отриманих результатів:

Запропоновано методику розрахунку та математичну модель МВЦ, яка базується на основному рівнянні динаміки. Виявлено та проаналізовано фізичні особливості робочого процесу механізму МВЦ. Отримано дані розрахунково-теоретичних досліджень МВЦ у безшатунному ДВЗ.

Практичне значення отриманих результатів:

Практичне значення мають: методика розрахунку робочого процесу МВЦ при застосуванні його в безшатунному ДВЗ.

Результати роботи використовуються в науково-дослідній роботі та навчальному процесі кафедри "ЕРМ" ПДАБА.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження були представлені на: міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців".

КОЛЕСНИКОВА Т.М., ШЕВЧЕНКО О.В., СУБОТІН Д.Ю. Стендові дослідження безшатуного двигуна із системою модульного відключення циліндрів

КОЛЕСНИКОВА Т.М., ШЕВЧЕНКО О.В., СУБОТІН Д.Ю. Методика розрахунково-теоретичного дослідження механізму зміни ступеня стиску безшатуного двигуна. (Харків, ХНАДУ 19.10.2022 р.)

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ

З СИСТЕМАМИ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ

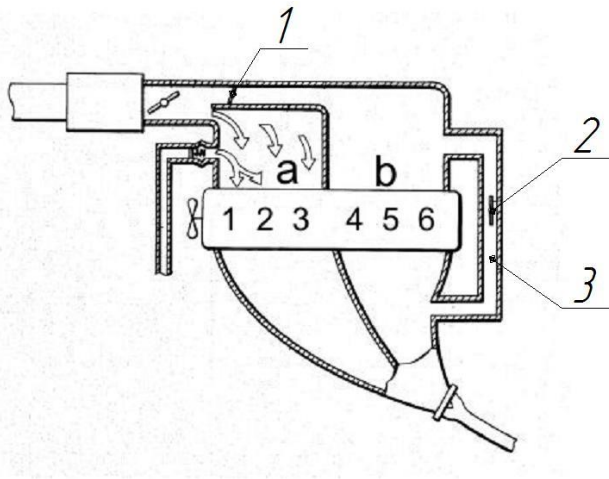
Максимальна потужність двигуна використовується під час експлуатації автомобіля лише нетривалий час. Основну частину роботи ДВЗ становлять режими холостого ходу і малих навантажень. Водночас максимальна паливна економічність досягається двигуном під час використання 70-80 % своєї потужності, тому на часткових режимах ДВЗ мають так званий недобір економічності. Сутність відключення циліндрів полягає в тому, щоб на часткових режимах виключити з роботи їхню частину, а ті, що залишилися, змусити працювати з більшим навантаженням, тобто на 70-80 % від максимально можливої потужності циліндрів, які залишилися в роботі. Вимкнення циліндрів реалізується за двома напрямками: із зупинкою деталей поршневої групи і без неї.

1.1. Вимкнення циліндрів без зупинки деталей поршневої групи

Вимкнення з роботи частини циліндрів без зупинки деталей поршневої групи може проводитися шляхом закриття клапанів у відповідних циліндрах або припиненням подачі палива за одночасного з'єднання деактивованих циліндрів з атмосферою або випускним трубопроводом.

Закриття клапанів у циліндрах, що вимикаються, потребує ускладнення газорозподільного механізму, але при цьому витрати енергії на стиснення газу у вимкнених циліндрах практично повністю компенсуються при його розширенні, що зумовлює мінімальні втрати на газообмін. Відключення циліндрів шляхом припинення в нього подачі палива не потребує значного ускладнення системи подачі палива, але при цьому мають місце великі втрати на газообмін, пов'язані з наповненням відключених циліндрів газом і його видаленням.

1.1.1. Перші системи відключення циліндрів. Початок серійного застосування систем відключення циліндрів на автомобільних ДВЗ припадає на 70-80 рр. минулого століття. Перші системи конструктивно являли собою кілька заслінок, встановлених у впускному трубопроводі на шляху горючої суміші від карбюратора до впускного клапана відповідного циліндра, які на часткових режимах роботи двигуна перекривалися і, таким чином, деактивували циліндр. Керування системою здійснювалося механічно залежно від розрідження у впускному трубопроводі. На рис. 1.1 зображено схему багатоциліндрового двигуна з системою відключення частини циліндрів шляхом застосування заслінок у впускному колекторі [1].



1, 2 - запірні заслінки; 3 - обвідний канал

Рис. 1.1. Система відключення циліндрів шляхом використання заслінок у впускному трубопроводі

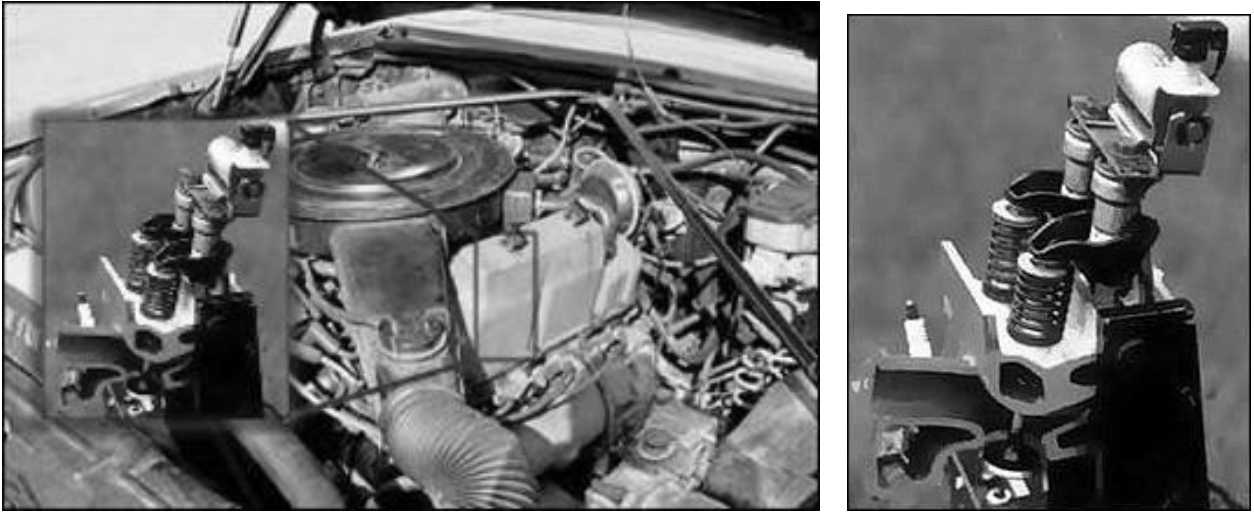
Конструкція впускного трубопроводу дає змогу розділити циліндри двигуна поворотною заслінкою 1 на дві групи. До першої групи входять циліндри №1-3, до іншої групи - циліндри №4-6. Робота двигуна може здійснюватися або на першій групі циліндрів, або одночасно на двох групах циліндрів. У разі здійснення роботи двигуна лише на першій групі циліндрів, друга група циліндрів з'єднується з випускним трубопроводом через канал 3 за допомогою заслінки 2. При цьому в неї надходять відпрацьовані гази з випускного трубопроводу. Картерні гази, своєю чергою, під впливом розрідження у впускному трубопроводі *a* надходять у першу

групу циліндрів разом із робочою сумішшю або повітрям. Під час активації циліндрів другої групи, разом із відкриттям заслінки 1, заслінка 2 закривається і рециркуляція відпрацьованих газів через обвідний канал 3 припиняється.

Недоліком описаної конструкції є, насамперед, відсутність можливості деактивації циліндрів по одному, що не дає змоги забезпечити плавне дискретне регулювання робочого об'єму двигуна внутрішнього згоряння. Крім того, у цій конструкції в деактивованій групі циліндрів зберігаються втрати в механізмі газорозподілу, а також втрати на тертя в циліндропоршневій групі. Також існує проблема накопичення мастильного матеріалу, як у циліндрах деактивованої групи, так і на стінках частини впускного трубопроводу другої групи циліндрів.

Розвиток систем електронного керування роботою ДВЗ і поява систем живлення із впорскуванням палива зумовили серійне поширення систем відключення циліндрів на автомобільних двигунах. Так, у вересні 1980 р. відділенням Cadillac фірми General Motors випущено першу промислову партію автомобілів марки Seville з V-подібним 8-циліндровим двигуном типу V 8-6-4, $iVh = 6$ л. Двигун із двома електромагнітними форсунками, встановленими в єдиному блоці на місці карбюратора, обладнаному комплексною електронною системою управління, яка об'єднана з електромеханічною системою MD (Modulated Displacement), що вимикає на відповідних режимах із роботи впускні та випускні клапани у двох або чотирьох циліндрах. Вимкнення відбувається за сигналом від мікропроцесора електромагнітами, які переміщують осі хитання коромисел відповідних клапанів. Унаслідок цього впускні та випускні клапани закриваються і деактивовані в такий спосіб циліндри працюють як пневматичні пружини. На рис. 1.2 наведено загальний вигляд системи вимкнення циліндрів Cadillac V 8-6-4.

Вимкнення з роботи двох циліндрів проводиться за швидкості автомобіля вище 75 км/год, а чотирьох - за швидкості вище 42 км/год. За нижчих швидкостей, а також за непрогрітого двигуна циліндри не вимикаються [2].



а)

б)

а) - загальний вигляд підкапотного простору;

б) - електромагнітні клапани системи MD

Рис. 1.2. Механізм відключення циліндрів Cadillac V 8-6-4

На автомобілях із ДВЗ V8-6-4 випуску 1980 р. було встановлено гарантійний пробіг 40 тис. км, а на автомобілях випуску 1981 р. - 80 тис. км.

Водночас частину автомобілів фірма викупила у власників у зв'язку з відмовами двигуна, пов'язаними з недостатньою заводо захищеністю електронних систем керування. У двигуні V 8-6-4 було застосовано, як уже зазначалося вище, систему центрального впорскування пального, проте у впускному колекторі не було вжито заходів, що запобігають потраплянню пального до клапанів відключеного циліндра. Таким чином, відбувалося його накопичення біля зупиненого клапана, що зумовлювало на певний час погіршення токсичних та економічних показників двигуна після повторного пуску зупиненої групи циліндрів.

Інженери фірми Ford, наприкінці 70-х років також займалися розробкою електронної системи вимкнення трьох циліндрів 6-циліндрового двигуна, але від серійного випуску двигунів у такому варіанті фірма відмовилася.

Починаючи з 1974 р. фірма Daimler-Benz вела роботи зі створення системи відключення циліндрів. У дослідницькому зразку 8-циліндрового V-подібного двигуна з $iVh = 5$ л, групи циліндрів, що вимикаються, вибиралися з умови

найменшого зниження рівномірності обертання колінчастого вала, об'єднували перший і шостий або перший, шостий, четвертий і сьомий циліндри.

Вимкнення циліндрів здійснювалося припиненням подачі палива або закриванням впускного і випускного клапанів за допомогою електромеханічних або електрогідравлічних пристроїв, керованих електронним блоком.

Для збереження комфортабельності в моменти вмикання і вимикання груп циліндрів положення дросельної заслінки стрибкоподібно змінювалося, що було вирішено шляхом застосування схеми в електронному керувальному блоці, яка забезпечує функціональний зв'язок між переміщенням педалі акселератора і переміщенням дросельної заслінки.

Дорожні випробування автомобіля Mercedes-Benz 500SE показали, що за швидкості 40 км/год вимкнення з роботи чотирьох циліндрів супроводжується зниженням витрати пального на 20%. А при додатковому закритті клапанів - на 28%. За швидкості автомобіля 120 км/год вимкнення двох циліндрів (у разі закриття клапанів) забезпечує зменшення витрати палива на 12%.

Водночас фірма BMW розробила систему вимкнення циліндрів для рядних 6-циліндрових двигунів з $iVh = 2,8$ і $3,5$ л у двох варіантах: карбюраторному і з системою впорскування палива.

У карбюраторному двигуні (рис.1.3) кожна група з трьох циліндрів має впускний трубопровід із карбюратором. Керування дросельними заслінками залежно від положення педалі акселератора здійснюється електронним блоком, причому подача паливоповітряної суміші до циліндрів, які працюють, у період перемикання, яке триває 0,5...1,0 с, регулюється так, щоб для збереження комфортабельності їзди не змінювався ефективний крутільний момент.

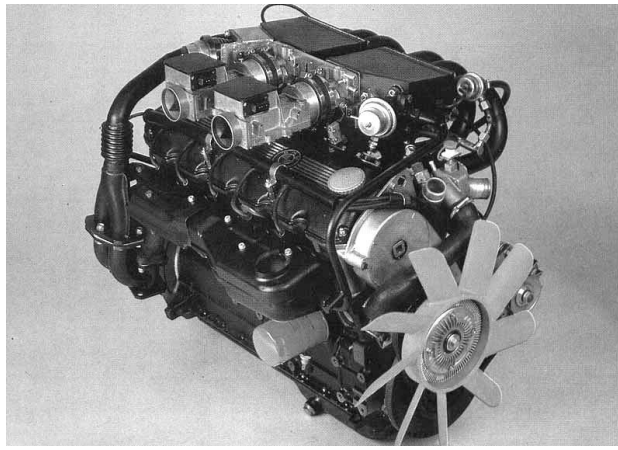


Рис. 1.3. Шестициліндровий двигун фірми BMW
з відключенням циліндрів

Дорожні випробування показали, що вимкнення циліндрів за швидкості автомобіля 120 км/год забезпечує зменшення витрати палива на 7%, а в режимі холостого ходу - на 50%. Під час випробувань за європейським їздовим циклом зниження витрати палива становить 26% [3].

Для 6-циліндрового двигуна моделі з електронною системою впорскування L-Jetronic фірма розробила систему, названу TZA (Tella-Zylinderschaltung) (рис.1.4).

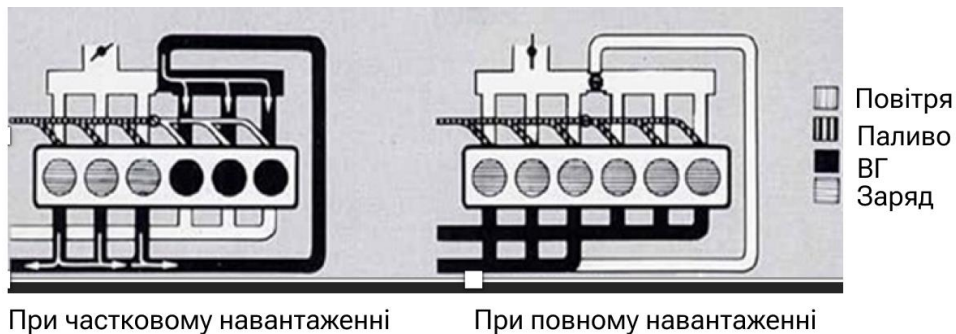


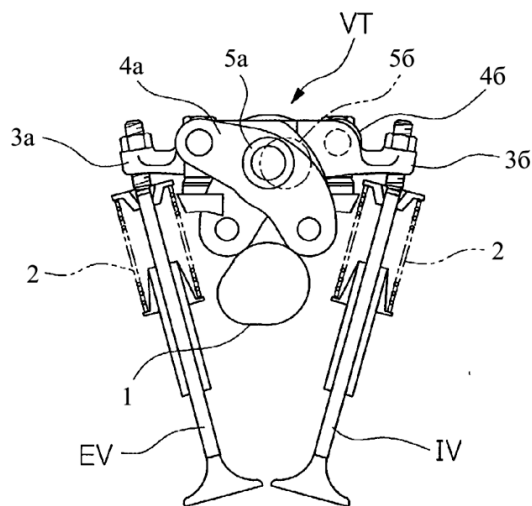
Рис. 1.4. Схема роботи 6-циліндрового двигуна BMW
із системою відключення циліндрів TZA

Особливість цієї системи полягає в тому, що з трьох циліндрів, які працюють, частина відпрацьованих газів спрямовується в три циліндри з відключеною подачею, що дало змогу зберегти в них підвищену температуру і відповідно знизити втрати на тертя. Система забезпечує в умовах міської їзди зниження витрати палива на 25%.

Спрощена система, названа TZA, яку використовували на двигуні 323і з уприскуванням, відключає три циліндри тільки в режимах холостого ходу, причому рециркуляція відпрацьованих газів у непрацюючі циліндри була відсутня.

Система забезпечує зниження витрати палива в режимі холостого ходу на 18%, що в загальному балансі економії палива становить 2...4% [4].

1.1.2. Система Variable Cylinder Management (VCM) компанії Honda. У 2002 році компанія Honda отримала патент на свою систему вимкнення циліндрів, яка отримала назву Variable Cylinder Management (управління змінною кількістю циліндрів) [5]. Робота цієї системи заснована на застосуванні штовхачів клапанів ГРМ спеціальної конструкції (рис. 1.5). Кожен штовхач системи газорозподілу складається з основних (4а, 4б) і так званих ковзних важелів (3а, 3б).



1 - розподільний вал; 2 - пружина клапана; 3а - ковзний важіль випускного клапана; 3б - ковзний важіль впускного клапана; 4а - основний важіль випускного клапана; 4б - основний важіль впускного клапана; 5а - вісь основного важеля випускного клапана; 5б - вісь основного важеля впускного клапана

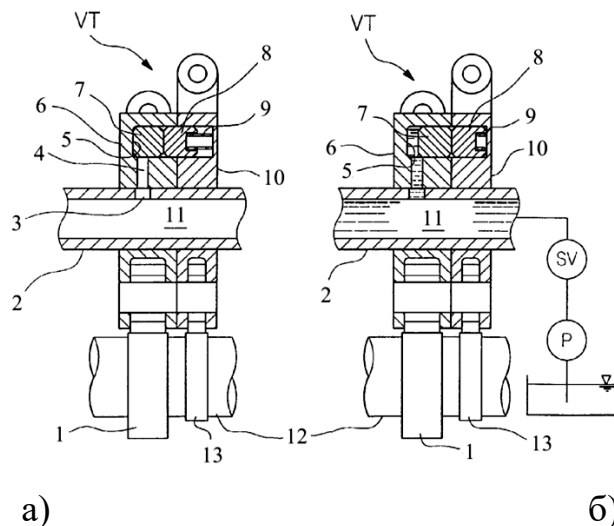
Рис. 1.5. Схема механізму газорозподілу з відключенням циліндрів конструкції компанії Honda

У вихідному положенні, коли в циліндрі відбуваються термодинамічні процеси, (рис. 1.6 а) блокувальний поршень 8 за допомогою пружини 9 займає крайнє ліве положення, і в такий спосіб основний 6 і ковзний 10 важелі жорстко з'єднані між

собою. У момент, коли необхідно деактивувати циліндр (рис. 1.6 б), у магістраль 11 нагнітається мастило із системи змащування двигуна, яке через канал 3 потрапляє в камеру 5. Завдяки тиску мастила переміщується поршень 7, який, стискаючи пружину блокувального поршня, переміщує останній у крайнє праве положення. Цим досягається розрив жорсткого зв'язку між ковзаючим і основним важелями. При цьому основний важіль продовжує отримувати зусилля від розподільного вала, а ковзний разом із клапаном залишається нерухомим.

Двигун із системою VCM обладнується також системами активного шумопоглинання Active Sound Control і системою управління активними гідроопорами двигуна Active Engine Mounts [6].

Застосування системи VCM на двигуні з $iVh = 3,5$ л (у складі автомобіля Honda Odyssey) дає змогу зменшити витрату палива на 11-12 %.



1 - кулачок розподільного вала; 2 - вісь основного важеля випускного клапана;
 3 - отвір подачі мастила; 4 - канал нагнітання мастила; 5 - камера нагнітання мастила; 6 – основний важіль випускного клапана; 7 - поршень; 8 - блокувальний поршень; 9 - пружина блокувального поршня; 10 - ковзний важіль випускного клапана; 11 - канал подачі мастила; 12 - розподільний вал; 13 - кулачок приводу ковзного важеля випускного клапана; SV (spool valve) - перепускний клапан; SV (spool valve) - перепускний клапан; P (pump) - перепускний клапан.

перепускний клапан; P (pump) - насос подачі масла

Рис.1.6. Схема механізму газорозподілу при працюючому (а) і відключеному (б) циліндрі

Загальний вигляд компонування системи VCM у двигуні наведено на рис.1.7.

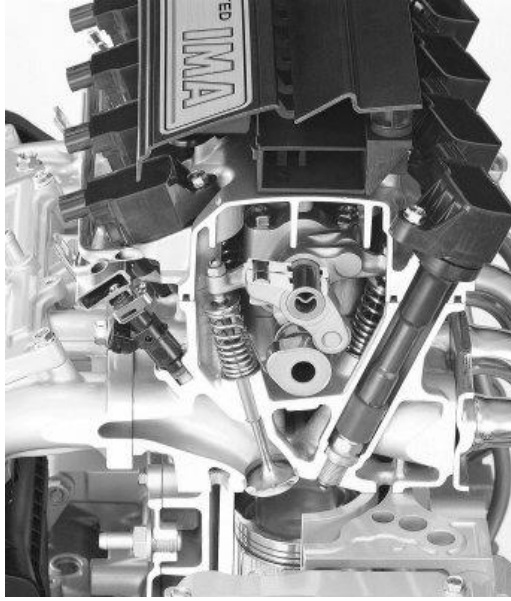


Рис.1.7. Загальний вигляд компонування системи VCM

Варіанти вимкнення, які передбачає система, наведено на рис.1.8. Основними вхідними параметрами для керування системою VCM є швидкість руху автомобіля, частота обертання колінчастого вала та положення дросельної заслінки.

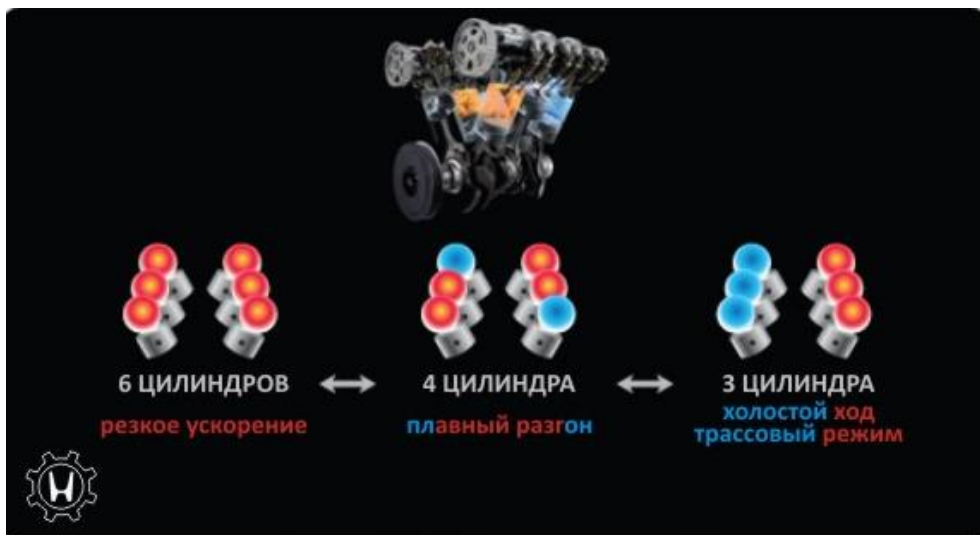
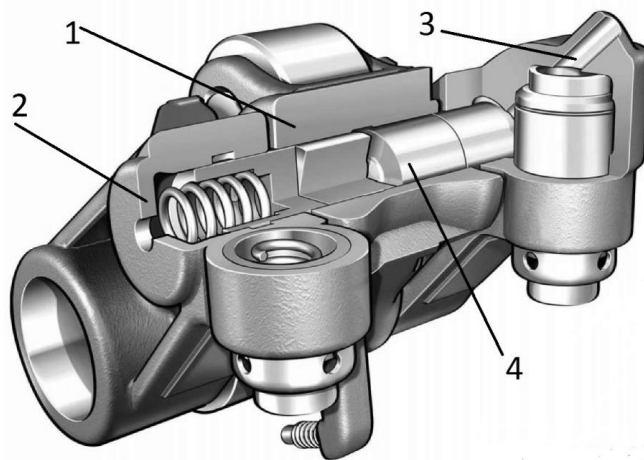


Рис. 1.8. Варіанти вимкнення циліндрів системою VCM

1.1.3. Система Active Cylinder Control компанії DaimlerChrysler. Концерн Daimler AG у 1999 р. представив двигун V12 для автомобілів Mercedes із системою ACC (Active Cylinder Control), яка була запозичена з Cadillac 1981 року. Вона давала змогу деактивувати одразу низку циліндрів 12-циліндрового двигуна, тобто 6. Подальшим розвитком цієї системи з'явилася система ZAS (Zylinderabschaltung - вимкнення циліндрів), що дебютувала у 2000 р. [7]. На рис. 1.9 зображено коромисло-рокер цієї системи. Керування системою здійснюється за допомогою тиску оливи із системи змащення двигуна.



1, 2 – частини коромисла-рокера; 3 - канал подачі масла;
4 - блокувальний штифт

Рис. 1.9. Коромисло-рокер системи Active Cylinder Control

Принцип роботи системи аналогічний системі VCM Honda. Так, у вихідному положенні (коли циліндр активовано) зв'язок між частинами коромисла 1 і 2 забезпечується блокувальним штифтом 4. Під час деактивації циліндра за сигналом від блоку управління через канал 3 під тиском подається масло, внаслідок цього блокувальний штифт, долаючи зусилля пружини, займає середнє положення і в такий спосіб дає змогу частинам рокера рухатися незалежно одна від одної. Система ZAS дає змогу скоротити витрату палива на 7% під час руху автомобіля в міських умовах і на 20% під час руху за містом.

У двигуні з системою ACC Mercedes застосовано послідовну систему впорскування пального, яка дає змогу відключати подачу пального в декатовані циліндри. Це запобігає проблемам, які мали місце свого часу в двигунах із системою відключення циліндрів фірми Cadillac. Крім того, використання електронного керування дросельною заслінкою, газорозподілом і запалюванням дає можливість плавного відключення циліндрів.

1.1.4. Система Mercedes Cylinder Management концерну DaimlerChrysler.

Інженери концерну розробили для автомобілів Mercedes новий атмосферний V-подібний 8-циліндровий двигун з $iVh = 5,5$ л, в якому застосовано принципово нову систему деактивації циліндрів Mercedes Cylinder Management (MCM) [8]. Ця система дає змогу виключати з роботи 2-й, 3-й, 5-й і 8-й циліндри. Відключення/включення груп циліндрів відбувається приблизно за 30 мс. На рис. 1.10 зображено принципову схему системи MCM, а рис. 1.11 ілюструє принцип роботи виконавчого механізму цієї системи.

Коли циліндр активовано (рис.1.10), кулачок розподільного вала 1, через рокер 3 і спираючись на блокувальну опору 2, передає зусилля на клапан 4. При цьому блокувальні поршні 5 і 7 (рис. 1.11), завдяки зусиллю пружин, перебувають у виточках на корпусі 4 і, таким чином, створюють жорсткий кінематичний зв'язок між обоймою штовхача 3 і корпусом 4. Під час подавання сигналу від електронного блока керування на деактивацію циліндра на поршні 5 і 7 через отвори 6 і 8 починає діяти тиск оливи.

У результаті, долаючи зусилля пружин, поршні звільняють обойму штовхача 3, і таким чином вона має змогу переміщатися відносно корпусу 4. Таким чином, коли кулачок розподільного вала (рис. 1.10) діє на рокер, зусилля передається на блокувальну опору, яка тепер має змогу стискатися. Клапан газорозподілу під дією своєї пружини залишається закритим.

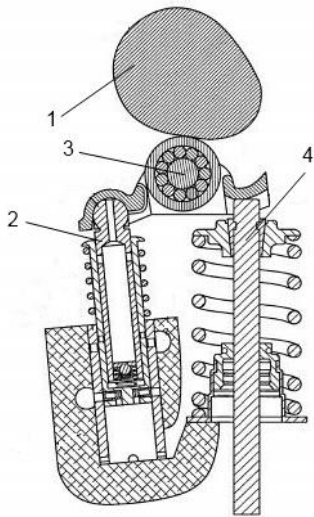


Рис. 1.10. Принципова
схема системи Mercedes Cylinder
Management

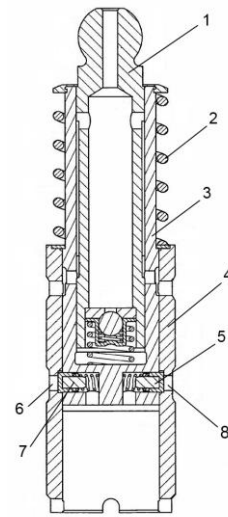


Рис. 1.11. Блоківочна опора
системи Mercedes Cylinder
Management

На рис. 1.12 зображено загальний вигляд блокувальних опор системи Mercedes Cylinder Management, а на рис.1.13 - схему компонування системи в двигуні.



а)

б)

а) при активованому циліндрі; б) циліндр деактивовано

Рис. 1.12. Блокувальні опори системи Mercedes Cylinder Management

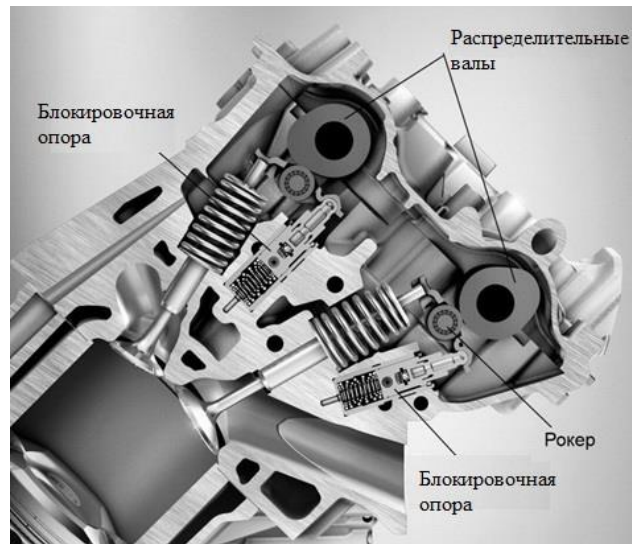


Рис. 1.13. Компонування системи Mercedes Cylinder Management у двигуні

1.1.5. Система Multi-Displacement System концерну DaimlerChrysler.

Система Multi-Displacement System (MDS) є попередником системи відключення циліндрів Mercedes Cylinder Management. Вона була розроблена в 2004 р. для двигуна типу Nemi V8 об'ємом 5.7 л. Цей двигун має систему газорозподілу з нижнім розташуванням розподільного вала. Для вимкнення циліндра (шляхом утримання клапанів у закритому стані) застосовуються штовхачі спеціальної конструкції, принцип роботи яких подібний до блокувальних опор системи Mercedes Cylinder Management. Загальний вигляд двигуна із системою MDS представлено на малюнку 1.14, а на малюнку 1.15 зображено штовхач цієї системи.



Рис. 1.14. Система Multi-Displacement System

Система може виключити з роботи 4 з 8 циліндрів. Час спрацьовування становить 40 мс. Паливо не надходить у відключені циліндри, а електронне керування дросельною заслінкою дає змогу здійснювати підтримку потужності двигуна в перехідний період. Використання системи MDS дало змогу зменшити витрату пального на 10 - 20%. Система активується за швидкості автомобіля вище 30 км/год і числа обертів двигуна нижче 3000 хв-1.

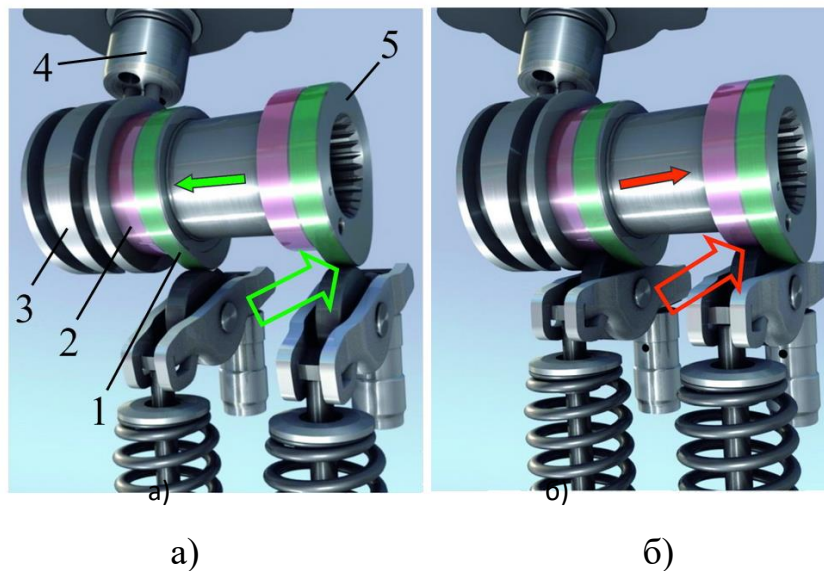


Рис. 1.15. Штофхая системи Multi-Displacement System

1.1.6. Система Zylinderabschaltung концерну Volkswagen. Концерн Volkswagen найближчим часом планує представити власну систему вимкнення циліндрів, яка отримала назву ZAS - Zylinderabschaltung [9]. Ця система дозволяє вимикати з роботи половину циліндрів двигуна. Її застосування планується на рядному 4-циліндровому та V-подібному 8-циліндровому двигунах з об'ємом 1,4 та 4 л відповідно. Відключення циліндрів відбуватиметься в діапазоні обертання колінчастого вала від 1400 до 4000 хв-1.

Принцип роботи системи ілюструє рисунок 1.16. Під час подавання сигналу від системи ZAS на електромагніт голівки керування 4 його якір входить в одну з гвинтових канавок 3, що розміщені на ділянках розподільного вала. Це змушує розподільний вал 5 пересунути в напрямку стрілки (рисунок 1.16, б) і в такий спосіб задіяти контактну поверхню 2, по якій ковзатиме коромисло відповідного

клапана. Профіль цієї поверхні - правильне коло. Тобто, за будь-якого положення розподільного вала клапани залишатимуться закритими. Під час збільшення навантаження двигуна система деактивується: з головки блока керування положенням розподільного вала 4 висувається шток в іншу з двох канавок на ділянці розподільного вала з нарізними гвинтовими канавками 3, що змушує розподільчий вал 5 пересунути в напрямку стрілки (рисунок 1.16 а), тим самим переходячи на звичайний режим роботи без дезактивації циліндрів. Швидкість переміщення розподільного вала, тобто відключення циліндра, становить від 13 до 36 мс залежно від частоти обертання колінчастого вала.



1 - робоча поверхня розподільного вала за вимкненої ZAS; 2 - контактна поверхня розподільного вала за задіяної ZAS; 3 - ділянка розподільного вала з нарізними гвинтовими канавками; 4 - головка блока керування положенням розподільного вала; 5 - розподільний вал

Рис. 1.16. Технологія дезактивації циліндрів ZAS

Економія пального може становити від 5 до 20% і залежить від режиму руху та обраної водієм передачі. На рис. 1.17 зображено експлуатаційні можливості системи відключення циліндрів ZAS.



Рис. 1.17. Експлуатаційні можливості системи відключення циліндрів ZAS

На рис.1.18 представлено спрощений алгоритм роботи системи ZAS щодо 8-циліндрового двигуна у складі автомобіля Audi S8.

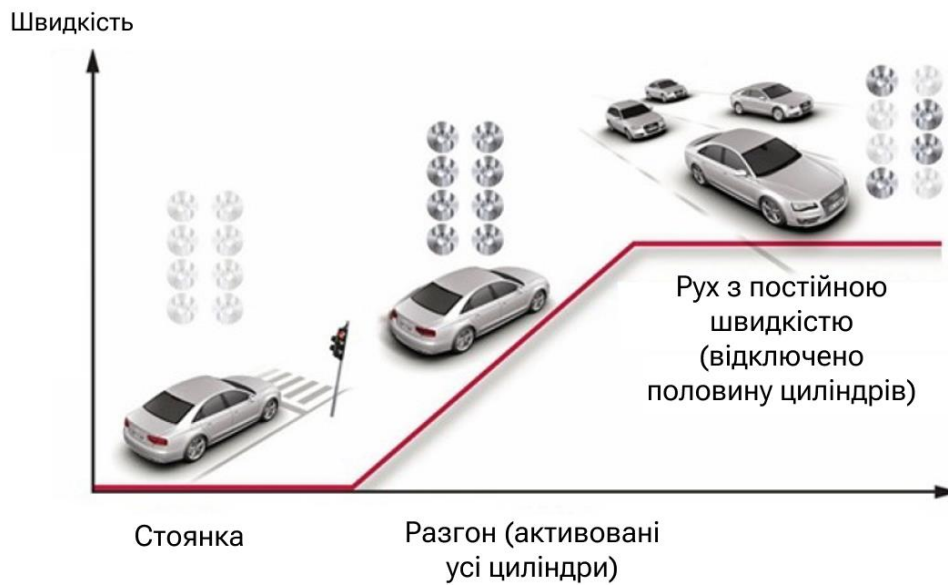


Рис. 1.18. Алгоритм роботи системи ZAS

1.1.7. Системи керування газорозподілом з електромагнітним приводом клапанів. Загальна схема системи (рис. 1.19) з електромагнітним приводом клапанів ГРМ дає змогу завдяки інформації, що надходить від датчиків, обирати моменти відкриття та закриття клапанів, забезпечувати необхідну тривалість їхнього відкритого або закритого стану, вимикати подинці або групи циліндрів закриттям

обох клапанів на повний робочий цикл, обираючи, згідно з визначеним алгоритмом, оптимальний режим роботи двигуна [10].

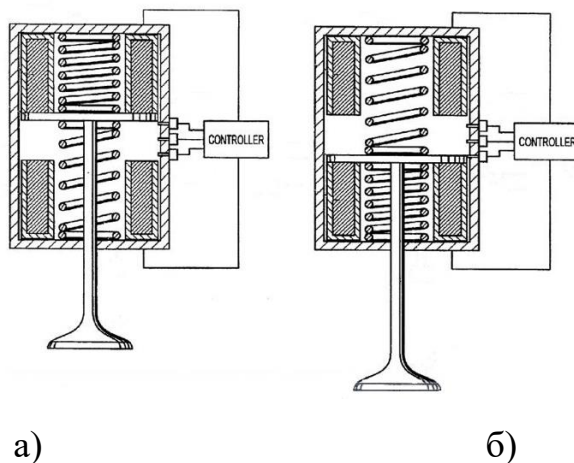
Відключення циліндрів шляхом утримання клапанів у закритому стані має низку суттєвих недоліків:

а) порушення теплового режиму відключених циліндрів, як наслідок, їхнє нерівномірне зношування та підвищення токсичності ВГ за умови їхнього повторного ввімкнення;

б) проблеми з накопиченням мастильного матеріалу у відключених циліндрах;

в) застосування таких систем не дає можливості реалізації відключення циліндрів по одному;

г) збереження механічних втрат на тертя в циліндропоршневій групі відключеного циліндра.



а) – клапан закритий; б) - клапан відкритий

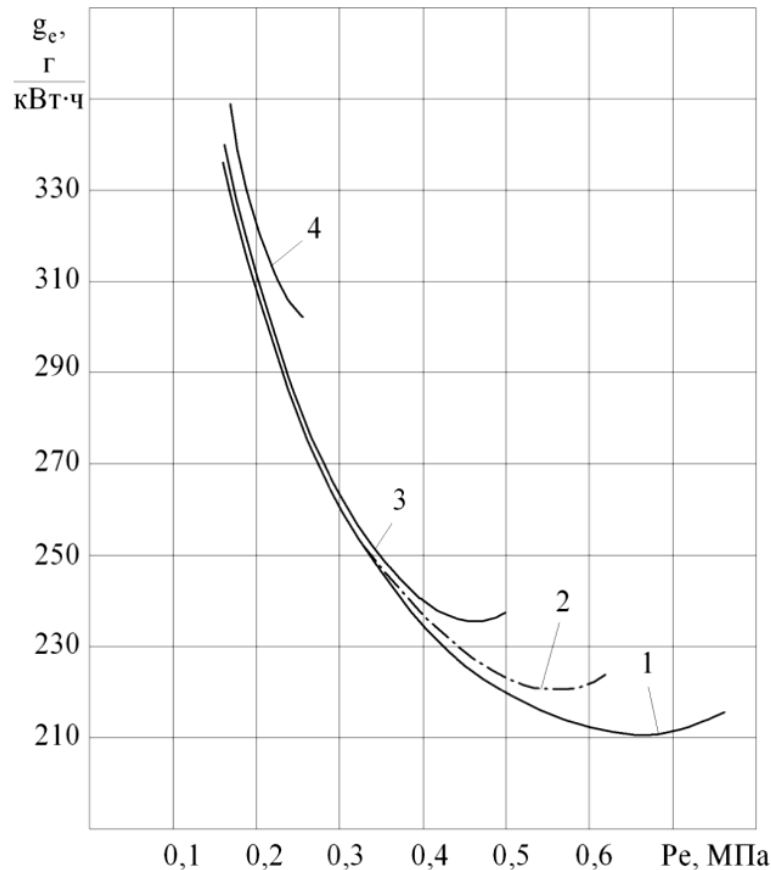
Рис. 1.19. Конструктивна схема електромагнітного приводу керування клапанами

Цих недоліків можна уникнути при застосуванні систем відключення циліндрів, які дозволяють зупинку деталей поршневої групи.

1.2. Відключення циліндрів із зупинкою деталей поршневої групи

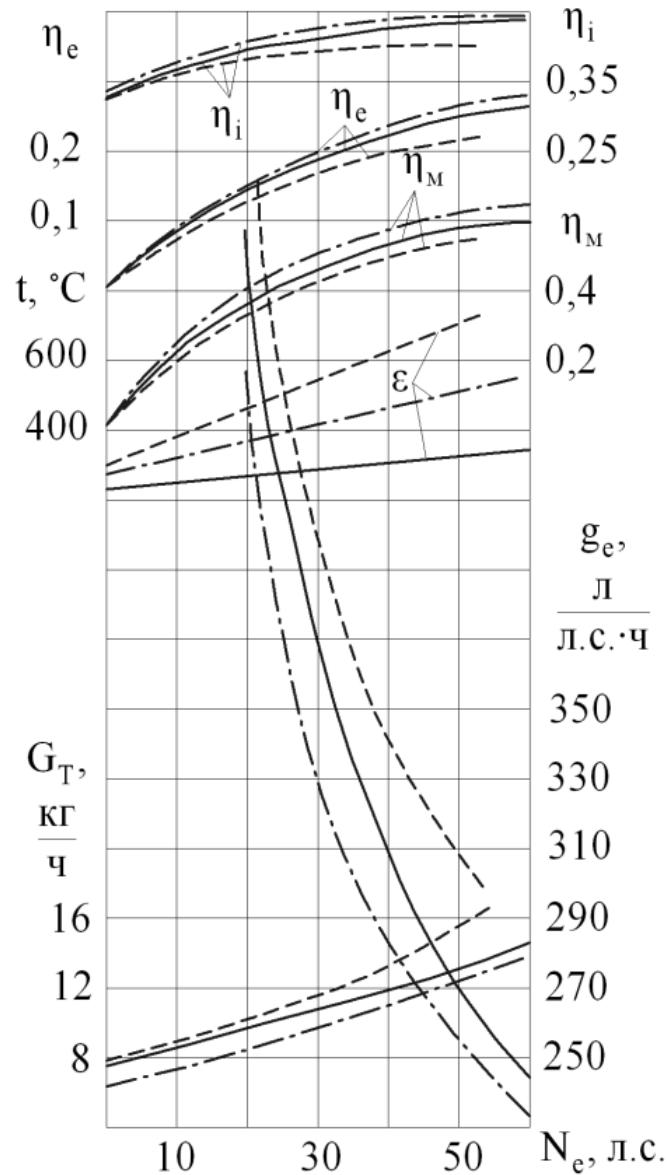
Відносно малий ефект від вимкнення циліндрів пов'язаний з тим, що вимкнені циліндри все ж таки "працюють": через них переміщується повітря або в них

здійснюється "стиснення" повітря, залишаються також втрати на тертя. Існує інший метод регулювання робочого об'єму, позбавлений цих недоліків. З'являється технічна можливість поступово в міру потреби вмикати окремі секції двигуна, зробивши його модульним (модульна силова установка - МСУ). Тобто, силовий агрегат у цьому випадку є набором окремих двигунів - два, три, які з'єднуються між собою керованими муфтами. У цьому випадку зменшуються втрати на тертя і ще більшою мірою знижуються насосні втрати (порівняно з відключенням циліндрів). Розрахунок ефективності МСУ порівняно зі звичайним двигуном, його результати та практичне значення експериментів (рис. 1.20 і 1.21), проведених у НАМІ наприкінці 80-х років, наведено в роботі [11].



1 - стандартний варіант; 2 - в одному циліндрі; 3 - у двох циліндрах;
4 - у чотирьох циліндрах

Рис. 1.20. Навантажувальні характеристики двигуна з відключенням паливоподачі



- при роботі на усіх циліндрах
- при відключенні паливоподачі
- · - · - · при відключенні клапанів в циліндрах одного ряду

Рис. 1.21. Зміна основних параметрів роботи двигуна СМД-62 за навантажувальною характеристикою

У НАМІ було створено МСУ на базі роторно-поршневих двигунів ВАЗ-311 (рис. 1.22) [12]. Два двигуни встановлені на загальній рамі та з'єднані між собою муфтою зчеплення з приводом від вакуумного механізму, увімкнення якого проводиться за сигналом від педалі акселератора.

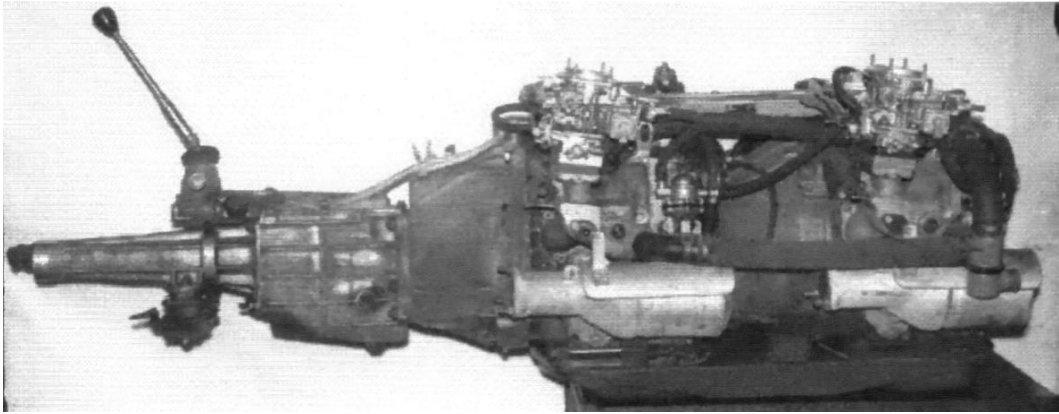


Рис.1.22. Модульна силова установка на базі двох роторно-поршневих двигунів ВАЗ-311

Цю МСУ було встановлено на автомобіль "Волга" і вона пройшла цикл стендових та експлуатаційних випробувань. Результати цих випробувань наведено на рис. 1.23 і таблиці 1.1.

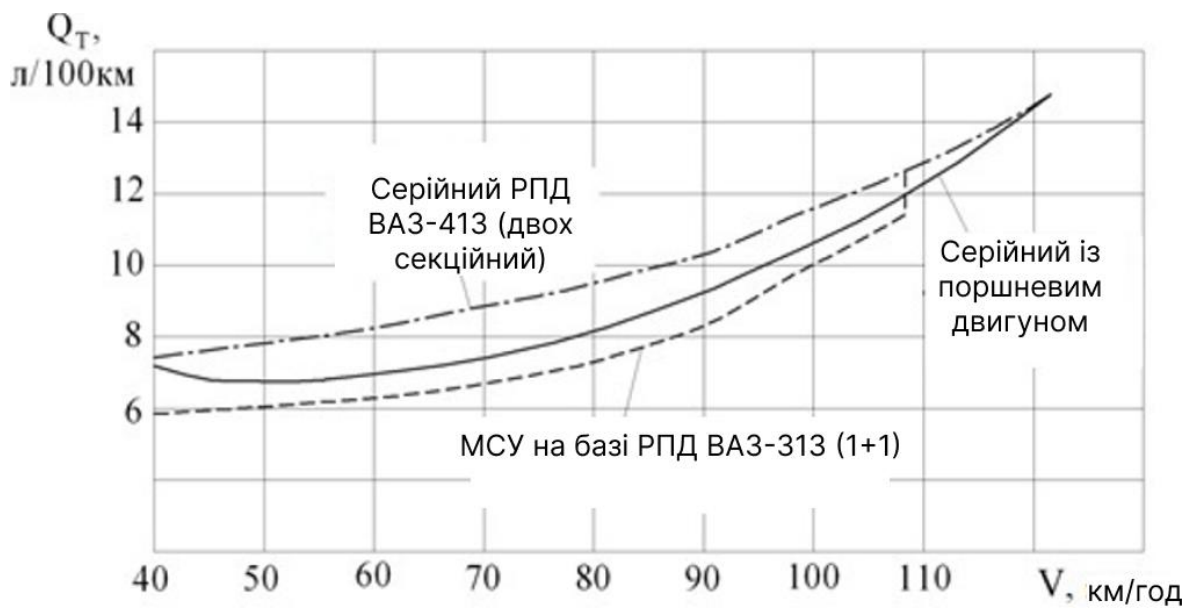


Рис. 1.23. Дорожньо-економічні характеристики автомобіля "Волга" з МСУ

Результати випробувань автомобіля "Волга" за їздовим циклом.

№ п/п	Об'єкт випробувань	Витрата палива, л/100км
1	ГАЗ-24-10 (серійний)	15,0
2	ГАЗ-3102 (с роторним двигуном ВАЗ-413)	16,7
3 3а	ГАЗ-24 (с МСУ) працює один двигун	10,2
3б	робота у автоматичному режимі включення/відключення модуля	11,0

Модульну силову установку (МСУ) на базі двох серійних роторно-поршневих двигунів ВАЗ-311 було спроектовано та виготовлено так, щоб мати можливість повноцінної безпечної експлуатації автомобіля в міських умовах. Увімкнення та вимкнення модуля здійснювалося за командою датчика на педалі акселератора. У конструкції системи управління передбачено пристрій для запобігання ривків і "провалів" під час увімкнення/вимкнення модуля. Це досягалося шляхом узгодження роботи дросельних заслінок обох модулів за допомогою спеціального механізму з вакуумним керуванням. Крім цього, за допомогою спеціального каналу балансування і клапана забезпечувалося вирівнювання розрідження на впуску в обох модулях під час їхньої спільної роботи. МСУ мала спільну для обох модулів систему охолодження.

Результати випробувань засвідчили, що автомобіль із роторно-поршневою МСУ має витрату пального на 27% меншу, ніж автомобіль із серійним ДВЗ, і на 34%, ніж автомобіль із серійним двосекційним РПД ВАЗ-413. Їздовий цикл правил №15 ЄЕК ООН міг бути виконаний і на одному модулі. У цьому разі економія палива щодо звичайного поршневого двигуна становила 32%. Однак досвід реальної експлуатації показав, що розгін автомобіля на одному модулі проводити недоцільно. Режими руху при одному працюючому модулі на 1-й і 2-й передачах взагалі були виключені. Це практично не позначилося на рівні економії палива в експлуатації, але значно поліпшило їздові якості автомобіля. Експлуатаційні випробування показали, що в умовах міського руху МСУ дає змогу забезпечити економію пального

щонайменше 30%.

Аналогічні дослідження МСУ, але на базі рядних поршневих двигунів (ВАЗ-2101) були проведені під керівництвом професора В. Ф. Кутенєва на Автополігоні НАМІ. Там також було створено МСУ на базі серійних двигунів ВАЗ-2101 (рис. 1.24).

При створенні цієї МСУ використовувалися тільки серійні деталі, двигуни практично не піддавалися переробці, тому МСУ не вписалося в підкапотний простір автомобіля. Не було також встановлено системи автоматичного ввімкнення/вимкнення модулів.

Системи впуску не були оснащені каналом балансування для забезпечення рівності наповнення модулів під час їхньої спільної роботи. Однак автомобіль, хоча й не міг бути випробуваний у реальних умовах експлуатації, давав змогу провести випробування на бігових барабанах з метою виявлення ефекту з економії пального в разі застосування концепції МСУ.

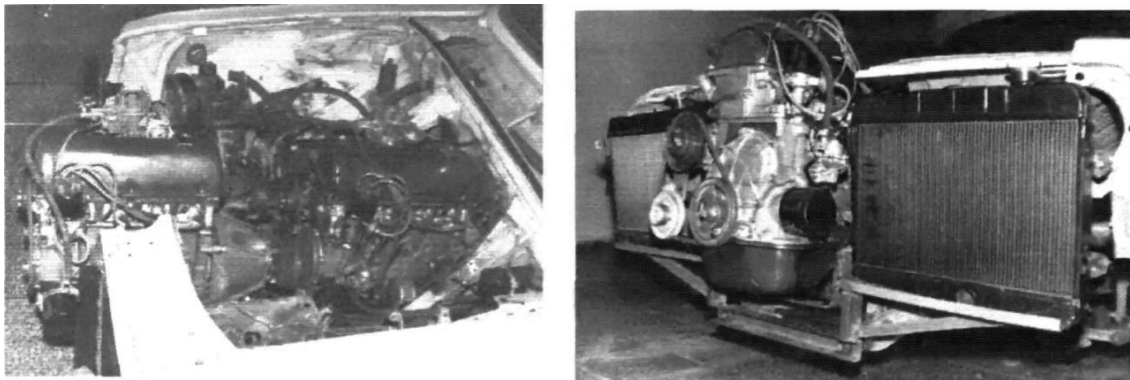


Рис. 1.24. Автомобіль "Волга", обладнаний МСУ на базі двигунів ВАЗ-2101

У результаті цих випробувань також було показано зниження витрати палива при виконанні іждового циклу на 26% порівняно з серійним автомобілем "Волга ГАЗ-24" (11,1 л/100 км проти 15,0 л/100 км), що показали, що в умовах міського руху МСУ дає змогу забезпечити економію палива щонайменше 30%.

Становлять інтерес і експерименти з автомобілем ЗІЛ-130, проведені Кутенєвим В.Ф. і Угрюмовим Б.М. на Автополігоні. Імітація МСУ була проведена шляхом видалення поршнів з чотирьох циліндрів. У такому стані було отримано

дорожньо-економічну характеристику автомобіля ЗІЛ-130. Ці випробування також підтвердили потенційну високу ефективність МСУ (рис. 1.25).

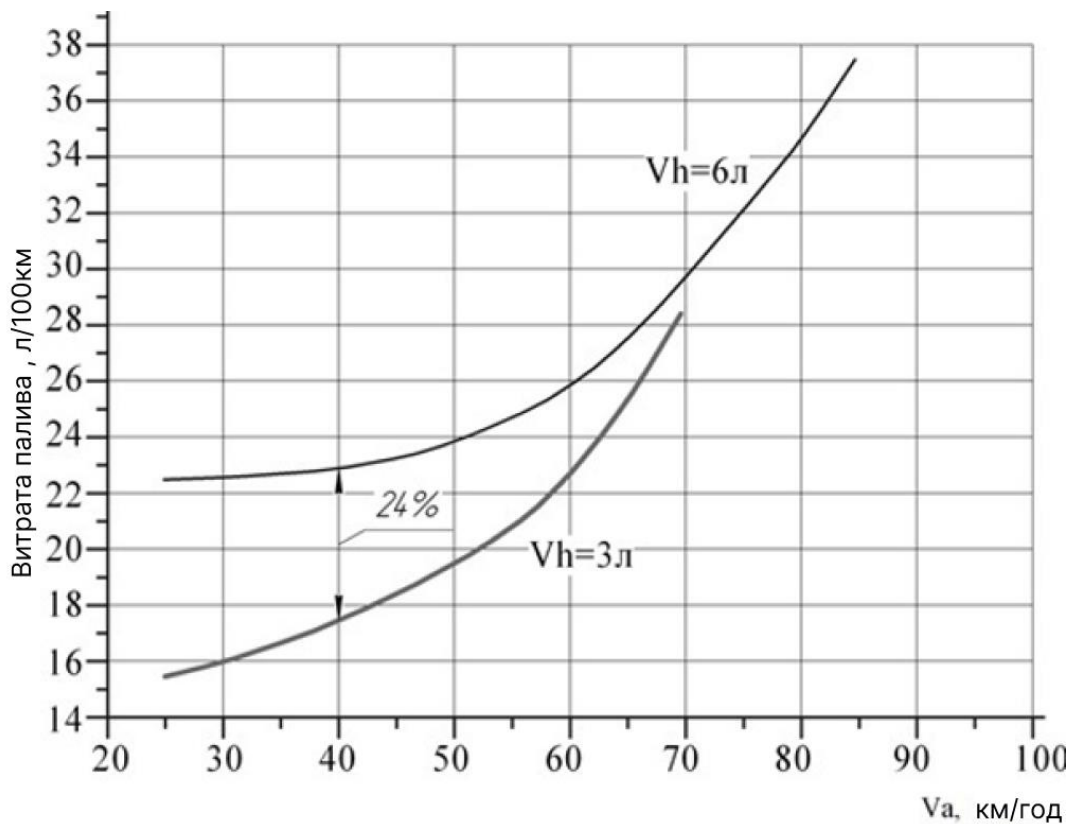


Рис. 1.25. Дорожньо-економічна характеристика двигуна ЗІЛ-130 з робочим об'ємом 6 л (серійний) і 3 л (імітація МСУ)

Наведені результати експериментальних досліджень показують, що МСУ майже вдвічі ефективніша за відключення циліндрів. Уже йдеться про 25...30% поліпшення експлуатаційної паливної економічності. На жаль, навіть не зважаючи на очевидну проблему з керуванням МСУ, існує конфлікт між поліпшенням паливної економічності та погіршенням масогабаритних показників. Обмежена і сфера застосування МСУ. Чотирициліндрову модульну установку на базі двоциліндрових двигунів створювати недоцільно через високий рівень вібрації двоциліндрових двигунів (плюс до цього потрібно ще й забезпечити синхронізацію модулів за фазою під час увімкнення). Найбільш придатними для цієї мети міг би бути 4-циліндровий модуль для 8-ми циліндрової МСУ.

Однак, як показує досвід, створення МСУ шляхом компіляції двох серійних

двигунів не може дати прийняттого результату з погляду маси і габаритів МСУ. Винятком тут може бути тільки МСУ на базі роторно-поршневих двигунів. У цьому разі може бути досягнуто значного наближення масогабаритних показників ЗСУ до "стандартних". Дані таблиці 1.2 показують, що МСУ з РПД може бути виконана з масою, близькою до маси серійного поршневого двигуна. І в цьому разі МСУ з РПД можна розглядати як альтернативу звичайному поршневому двигуну (у разі розв'язання інших проблем, притаманних РПД узагалі).

Таблиця 1.2.

Потужнісні та масогабаритні показники різних двигунів.

Модель двигуна	Робочий об'єм, л	Потужність, кВт	Маса двигуна з зчепленням
ЗМЗ-402.10	2,4	74	179
РПД ВАЗ-413	2,6	103	150
РПД ВАЗ-311	1,3	51,5	85
РПД МСУ (1+1)	1,3+1,3	103	160

Якщо ж, як базовий модуль використовувати чотирициліндровий двигун, то для створення МСУ необхідне розроблення нового силового агрегату з єдиним блоком циліндрів і спеціальним механізмом для управління потоками потужності від кожного модуля. Ескізні варіанти виконання такої ЗСУ представлено на рис.1.26. Вибір конфігурації ЗСУ має робитися з урахуванням компоновання на конкретний носій. У будь-якому разі МСУ програватиме серійному аналогу і за масою, і за габаритами, однак у разі створення спеціального двигуна і, з огляду на значні переваги МСУ в паливній економічності, величина цього програшу може бути зведена до прийняттого компромісу.

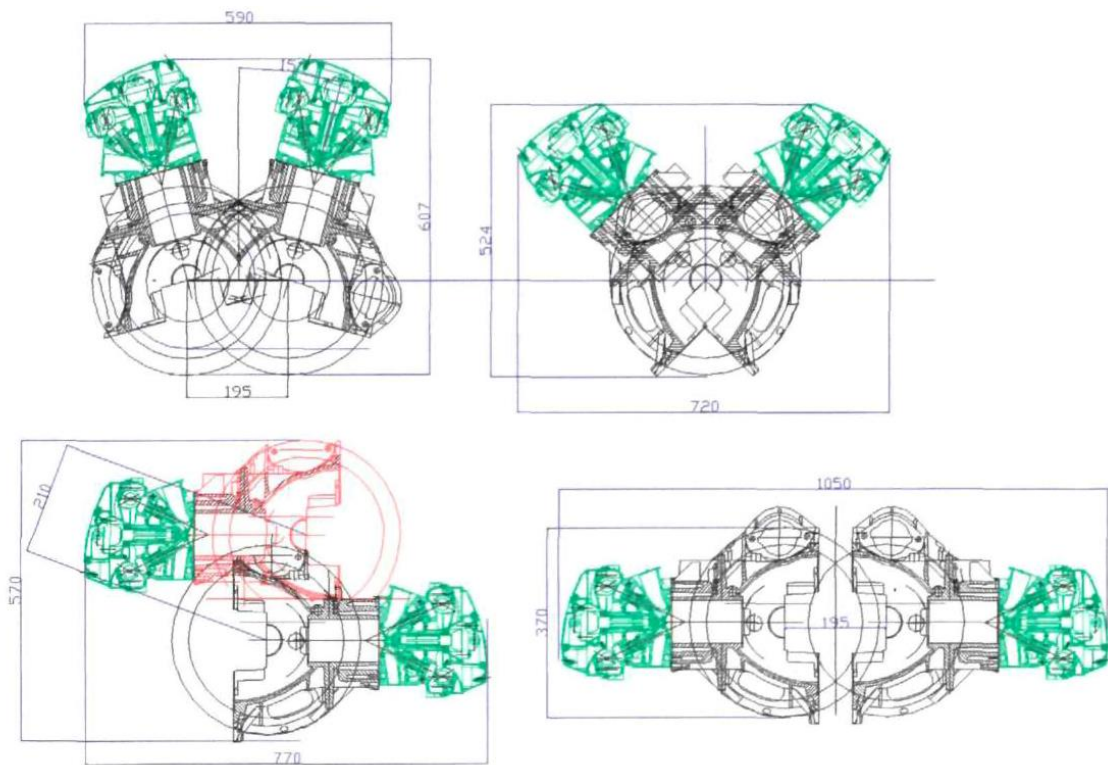


Рис. 1.26. Ескізни компонування МСУ

Однак основна цінність науково-дослідних робіт з МСУ полягає в практичному підтвердженні теоретичної тези про ефективність регулювання потужності двигуна не дроселюванням, а зміною робочого об'єму, та експериментальному підтвердженні реальних меж поліпшення паливної економічності. Тобто твердження про можливість досягнення, щонайменше, 25...30%-ної економії палива за рахунок регулювання робочого об'єму є експериментально доведеним фактом.

1.3. Безшатуний двигун з механізмом відключення циліндрів

Одним із можливих конструктивних варіантів двигуна, який дає змогу застосувати модульну конструкцію, є безшатуний ДВЗ (рис.1.27), у якому замість звичайного кривошипно-шатуного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм [13].

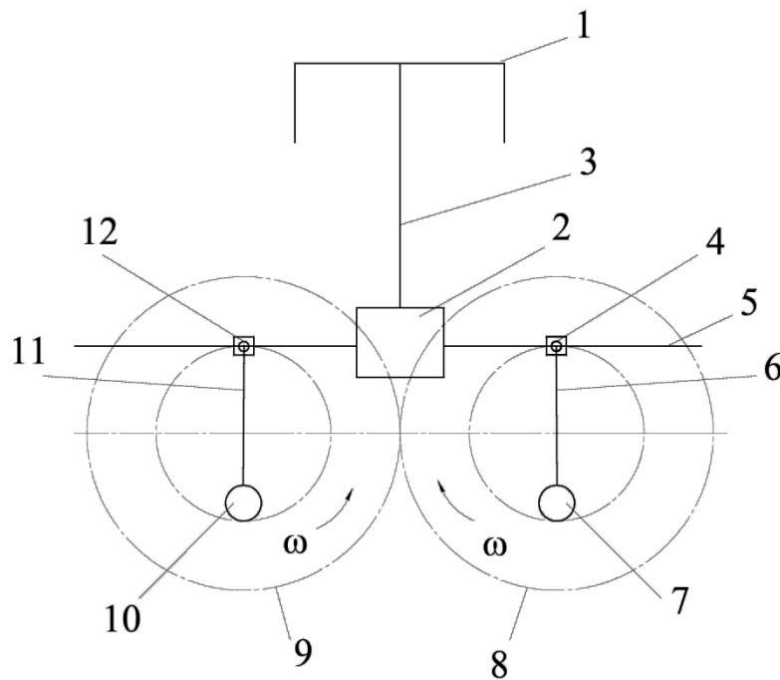


Рис. 1.27. Схема безшатунного двигуна

У безшатунному двигуні механізм перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух вала містить два колінчасті вали: силовий 6 і допоміжний 11 зі встановленими противагами 7 і 10. Вали з'єднані між собою за допомогою двох циліндричних шестерень 8 і 9, що перебувають у зачепленні. На кривошипних шийках колінчастих валів посаджено повзуни 4 і 12, які рухаються по напрямних кулісах 5, яка за допомогою штока 3 з'єднана з поршнем 1. Між штоком і кулісою встановлено механізм відключення циліндрів 2.

Відмінною особливістю схеми двигунів із кривошипно-кулісним механізмом є малі втрати на тертя в усьому діапазоні навантажень і частоти обертання, повна динамічна врівноваженість і рівномірність ходу, а також компактність і мала питома маса. Ці переваги пов'язані з тим, що в безшатунному двигуні шток здійснює виключно прямолінійний рух, у зв'язку з чим бічні навантаження на поршень відсутні.

У безшатунному двигуні робочий процес здійснюється як у звичайному чотиритактному бензиновому ДВЗ. Аналіз безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення

ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується модульне вимкнення циліндрів.

Виконані в ПДАБА теоретичні дослідження безшатуного ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом дають змогу припустити про доцільність використання в такому двигуні модульного відключення циліндрів.

Висновки до першого розділу

1. Поліпшити економічні та водночас токсичні показники бензинового двигуна можливо шляхом застосування методу відключення циліндрів.

2. Найефективнішим є використання модульного вимкнення циліндрів, за якого двигун складається з декількох незалежних модулів, що вмикаються в роботу в міру збільшення навантаження. Паливна економічність при застосуванні модульної конструкції двигуна досягає 30 % і більше.

3) Відсутність на сьогоднішній день працездатних зразків двигунів з модульним відключенням циліндрів зумовлена, насамперед, конфліктом між поліпшенням економічних показників і ускладненням конструкції та погіршенням масогабаритних характеристик двигунів.

4. Перспективною конструкцією двигуна для застосування в ньому вимкнення циліндрів за модульним принципом є безшатуний поршневий ДВЗ із кривошипно-кулісним силовим механізмом.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ МВЦ

2.1. Система модульного відключення циліндрів безшатунного двигуна

Керування роботою механізму МВЦ безшатунного двигуна здійснюється так званою системою МВЦ. Характеристичні карти керуванням її роботою можуть бути інтегровані в штатний електронний блок керування (ЕБУ) роботою двигуна, або ж виділено в окремий локальний модуль керування системою МВЦ. Незалежно від цього, стандартні датчики контролю робочих параметрів двигуна, використовуються і для керування роботою системи МВЦ. На основі сигналів від цих датчиків ЕБУ визначає можливість активації системи МВЦ. Її функціональну схему наведено на рис. 2.1.

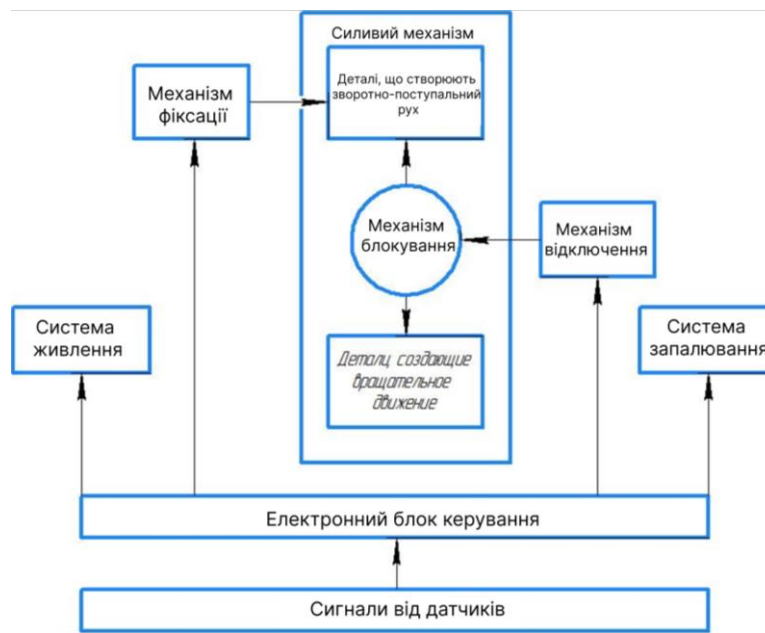


Рис. 2.1. Функціональна схема системи модульного відключення циліндрів у безшатунному двигуні

Оснoву системи МВЦ складають три механізми - вимкнення, блокування і фіксації. Конструктивно ці механізми відокремлені один від одного і являють собою

самостійні завершені вузли. Розміщення їх у двигуні зумовлено насамперед функціональними особливостями кожного з цих механізмів.

Механізм блокування в працюючому циліндрі забезпечує кінематичний зв'язок між деталями силового механізму, що створюють обертальний і зворотно-поступальний рух. Він може бути розміщений, наприклад, у кулісі, при цьому здійснюється блокування куліси зі штоком.

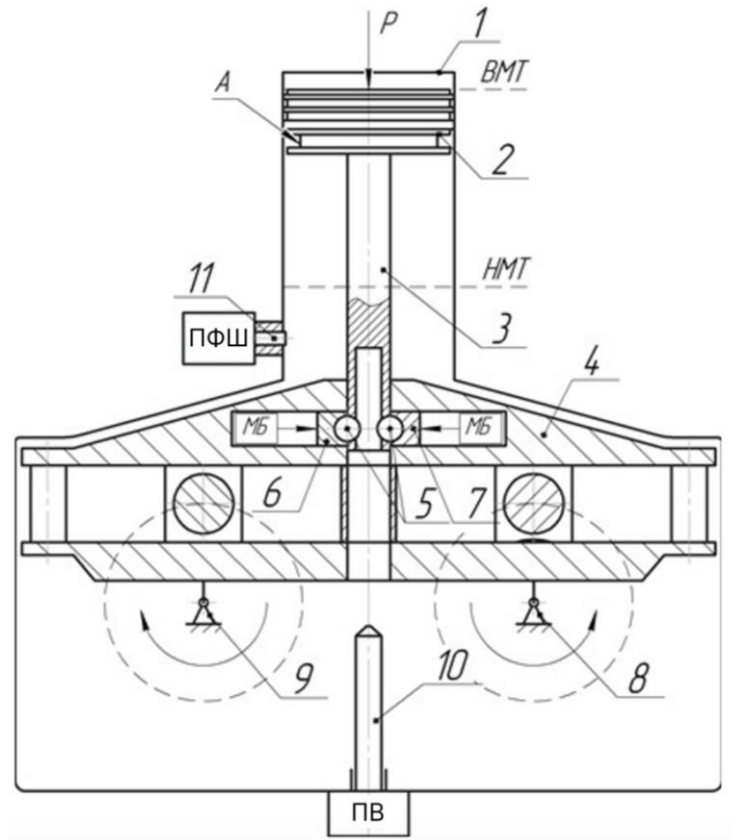
Механізм вимкнення служить для розриву кінематичного зв'язку між деталями силового механізму, шляхом впливу на механізм блокування. Ця частина системи МВЦ, на відміну від механізму блокування, може бути розміщена на нерухомих частинах двигуна (наприклад, циліндр, картер).

Застосування пристрою фіксації зумовлено насамперед виключенням можливості удару вимкненого поршня зі штоком об органи газорозподілу (клапани) в момент вимкнення циліндра, а також для фіксації зупиненого поршня силового механізму від його переміщення під дією вібрацій двигуна та, врешті-решт, неконтрольованого ввімкнення деактивованого циліндра в роботу.

ЕБУ, отримуючи інформацію про експлуатаційні параметри двигуна від штатних датчиків системи керування, порівнює їх із нормативними значеннями, занесеними до характеристичних карт системи МВЦ, і зрештою активує цю систему через подачу сигналу на механізм вимкнення, який, своєю чергою, діє на механізм блокування. Результатом спрацьовування пристрою відключення є розблокування деталей силового механізму. Одночасно з цим сигнал на спрацьовування від ЕБУ надходить і на механізм фіксації, який після зупинки поршня фіксує його.

У зв'язку з відсутністю термодинамічних процесів у вимкнених циліндрах, разом з активацією системи МВЦ, ЕБУ також надсилає сигнали на деактивацію форсунок впорскування палива та вимкнення подачі іскри на свічки запалювання неактивних циліндрів.

Конструктивну схему механізму вимкнення циліндрів безшатуного двигуна наведено на рис. 2.2.



1 - циліндр двигуна; 2 - поршень; 3 - шток поршня; 4 - куліса; 5 - пальці вимикача; 6,7 - напівобойми; 8, 9 - силовий і додатковий колінчасті вали; 10 - шток пристрою відключення циліндрів; 11 - шток пристрою фіксації штока; МБ – механізм блокування; ПВ- пристрій вимкнення циліндрів; ПФШ - пристрій фіксації штока; А - проточка на поршні

Рис. 2.2. Конструктивна схема механізму відключення циліндрів безшатуного двигуна

Зусилля механізму блокування (МБ) (зображено стрілкою) може створюватися різними способами:

- а) за допомогою пружини;
- б) гідравлічно;
- в) пневматично;
- г) за допомогою електромагніту.

У початковому положенні між штоком 3 і кулісою 4 має місце жорсткий кінематичний зв'язок. Це забезпечується притисненням напівобійм 6 і 7 з пальцями

5 за допомогою механізму блокування (МБ) до штока. При цьому в циліндрі двигуна відбуваються термодинамічні процеси. Сила P передається через шток і кулісу на силовий 8 і додатковий 9 колінчасті вали, приводячи їх в обертальний рух. Коли поршень перебуває в НМТ, контакт між конічною поверхнею штока пристрою вимкнення і пальцями відсутній.

Під час переведення циліндра в неактивний стан, на такті розширення до приходу поршня в НМТ, сигнал від системи управління (на малюнку не зображена) надходить на МБ. У результаті цього зусилля від нього на напівобойми з пальцями зникає. Одночасно з цим пристрій відключення (ПВ) переміщує шток-вимикач у напрямку ВМТ на величину радіуса пальця вимикача і фіксує його в новому положенні. У районі НМТ відбувається контакт конічної поверхні штока-вимикача з пальцями. Внаслідок переміщення пальців, зникає жорсткий кінематичний зв'язок між штоком куліси і самою кулісою. Сигнал від системи управління надходить і на пристрій фіксації штока (ПФШ). У результаті цього його шток входить у проточку на поршні. Поршень зі штоком зафіксовано. При цьому куліса має можливість здійснювати зворотно-поступальний рух. Колінчасті вали отримують обертання від циліндрів, які залишилися в роботі.

2.2. Методика розрахунку процесу відключення поршня

Увесь процес вимкнення поршня розглядатимемо окремо на двох ділянках руху пальця (рис.2.3), а потім уже користуючись початковими умовами, своїми для кожної ділянки, порівняємо отримані рішення між собою на кінцях ділянок.

Розглянемо окремо ділянки відключення поршня.

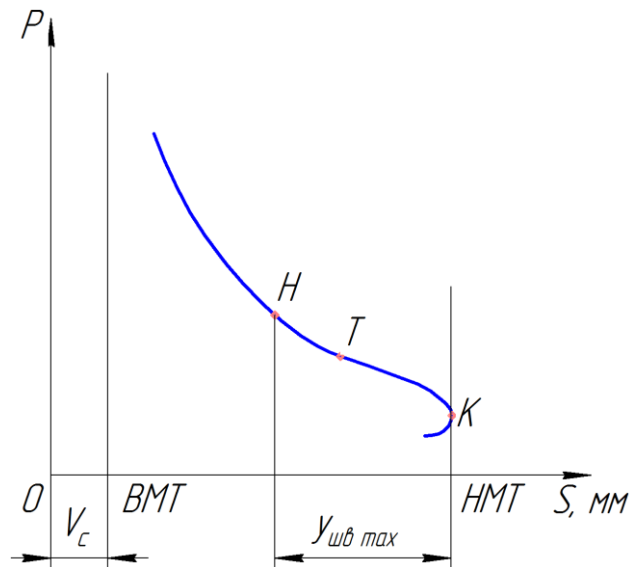


Рис. 2.3. Розрахункові ділянки процесу відключення поршня

На першій ділянці Н-Т застосовується кінематика пальця МВЦ, де дається математичний опис руху пальця.

На другій ділянці Т-К використовується друга основна задача динаміки відносного руху матеріальної точки, яка дає змогу знайти кінематичні рівняння руху пальця МВЦ за наявності всіх сил, прикладених до пальця.

Граничне положення точки Н (початок вимкнення поршня) визначається геометричним параметром $y_{шв.мах}$ з умови закінчення процесу вимкнення (переміщення пальця напівобойми на величину його радіуса) в момент приходу поршня в НМТ (точка К). Таке положення точки Н забезпечує, по-перше, гарантоване вимкнення поршня за будь-якої комбінації активних сил, прикладених до пальця вимикача (рис.2.4). Очевидно, що за правильно обраних параметрів МВЦ (кут конуса штока-вимикача, зусилля блокування пальця тощо) вимкнення поршня відбуватиметься до НМТ. І, по-друге, величина $y_{шв.мах}$ дає змогу вимкнути поршень під час його демонтажу на непрацюючому двигуні.

Перша ділянка Н-Т:

Переміщення поршня $s(\varphi)$ у момент початку відключення поршня дорівнює

$$s_H = S - y_{шв.мах}, \quad (2.1)$$

де S – повний хід поршня;

$y_{шв\max}$ – максимальне переміщення штока вимикача, яке відповідає переміщенню пальця МВЦ на величину $x_{\max}=0,5d_{п}$.

$$y_{шв\max} = \frac{d_{п}}{2\operatorname{tg}\beta}. \quad (2.2)$$

Тут β – кут між висотою і твірною конуса штока-вимикача;

$d_{п}$ – діаметр пальця вимикача.

Величини $d_{п}$ та β вибирають із конструктивних міркувань, а також з умов швидкодії МВЦ, міцності та надійності.

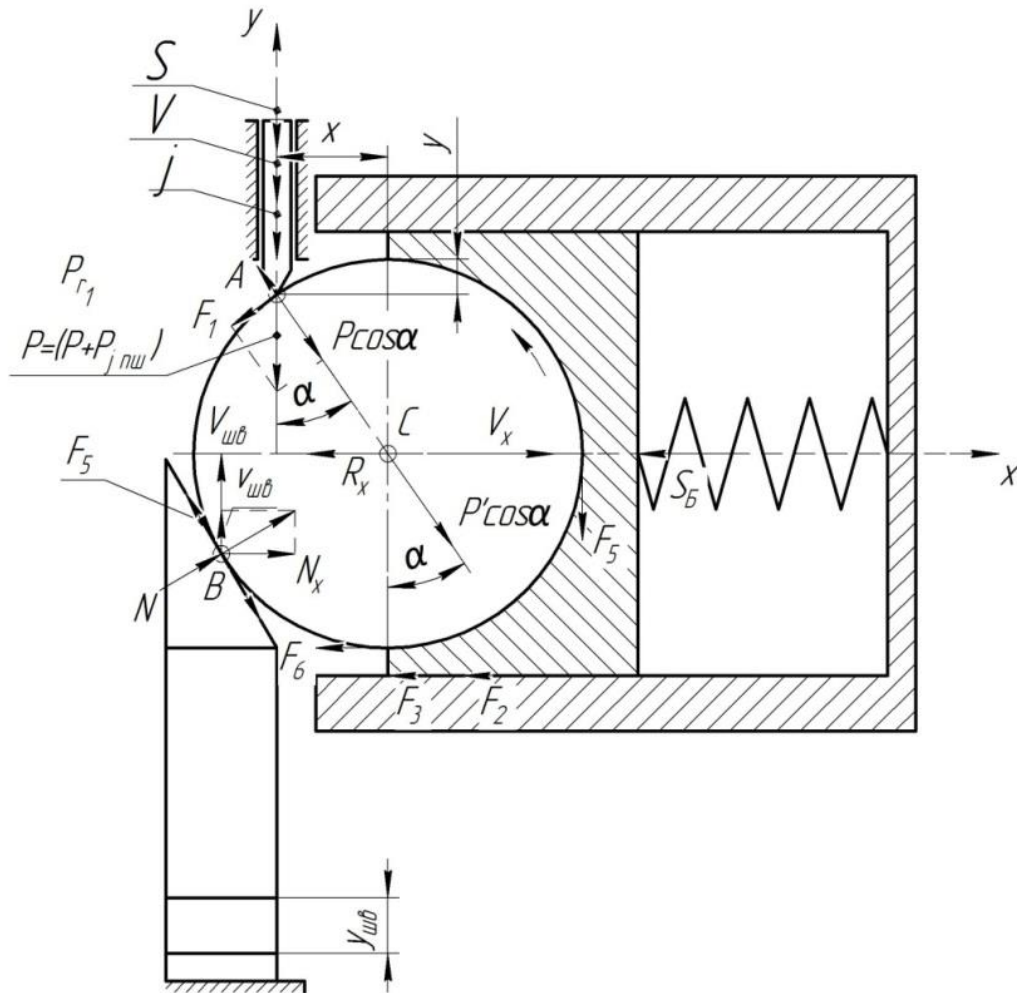


Рис. 2.4. Схеми до розрахунку процесів вимкнення поршня

Положення точки Н за кутом повороту колінчастого вала знаходимо, беручи до уваги формулу переміщення поршня

$$s_n = R(1 - \cos \varphi_n),$$

звідки, використовуючи залежності (1) і (2), отримаємо

$$\varphi_n = \arccos\left(\frac{d_n}{S \operatorname{tg} \beta} - 1\right) + 360^\circ \quad (2.3)$$

На першій ділянці переміщення пальця відбувається під дією сили N з боку штока вимикача, долаючи опір результуючої сили R_x , спрямованої проти руху пальця. У міру переміщення пальця, завдяки горизонтальній складовій сили P , прикладеній до пальця з боку штока куліси, сила R_x зменшується і, досягнувши нуля, змінює свій напрямок у протилежний бік, тобто в бік позитивної осі x .

Після цього в початковий період часу палець перебуватиме під дією сили N і сили R_x , яка змінила свій напрямок. При цьому умовно приймаємо, що сила N не має суттєвого впливу на загальний характер переміщення пальця. Це пояснюється тим, що швидкість пальця за $R_x > 0$ швидко зростає і стає більшою за швидкість штока вимикача, унаслідок чого палець напівобойми зі штоком-вимикачем не контактує, і при цьому активна сила $N=0$. Надалі величина переміщення пальця x визначається винятково рівнодіяльною R_x , яка й обумовлює закон руху $x(\varphi)$.

Таким чином, кінець першої ділянки знаходитимемо з міркувань, що в цей момент часу миттєва рівнодіюча R_x дорівнює нулю, і зусилля N з боку штока-вимикача не прикладається до пальця. Цей момент відповідає точці T (рис. 2.3) і визначається кутом φ_T повороту колінчастого вала.

Кут φ_T можна знайти з умови $R_x=0$ аналітичним методом або за графіком сили $R_x(\varphi)$. Таким чином, на першій ділянці закон руху пальця вимикача визначається кінематикою поршня.

Наприкінці першої ділянки палець має швидкість v_T , переміщення x_T і кут повороту колінчастого вала φ_T .

Знайдемо параметри руху пальця на першій ділянці, використовуючи кінематичні функції переміщення і швидкості поршня, а також визначивши результуючу горизонтальних складових сил, які діють на палець.

На рис. 2.4 показано сили, прикладені до пальця МВЦ на першій ділянці. Спроекувавши сили на вісь x , отримаємо результуючу R_x , що діє на палець у напрямку його руху

$$R_x = \frac{1}{2}(P_r + P_{j_{\text{пш}}})\sin 2\alpha - S_b - F_1 \cos \alpha - F_2, \quad (2.4)$$

де P_r – сила тиску газів у циліндрі;

$P_{j_{\text{пш}}}$ – сили інерції мас поршня та штока кулиси;

S_b – зусілля блокування пальця МВЦ (в цьому випадку сила пружності пружини);

F_1, F_2 – сили тертя ковзання.

Кут α визначається зі співвідношення

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{x_1}{r_{\text{п}}}\right), \quad (2.5)$$

де x_1 – поточне переміщення пальця вимикача на першій ділянці.

Сила P_r залежить від часу (кута п.к.в.), а також величини переміщення пальця і дорівнює

$$P_r = p_r F_{\text{п}}. \quad (2.6)$$

Тут поточний тиск газів у циліндрі в процесі вимкнення поршня визначається за рівнянням політропи розширення

$$p_r = p_{\text{гн}} \left(\frac{V_{\text{н}}}{V}\right)^{n_2}, \quad (2.7)$$

де $p_{\text{гн}}$ – тиск газів на початку відключення поршня (точка Н на рис. 2.3);

$V_{\text{н}}$ – об'єм циліндра на початку відключення поршня;

V – поточний об'єм циліндра.

Тиск газів на початку вимкнення

$$p_{гн} = p_r(\varphi_h). \quad (2.8)$$

Об'єм циліндра на початку відключення поршня

$$V_h = V(\varphi_h). \quad (2.9)$$

Поточний об'єм циліндра при нерухомому пальці ($x=0$)

$$V = V_c + 0,5V_h\sigma(\varphi). \quad (2.10)$$

Тут кінематична функція

$$\sigma(\varphi_1) = 1 - \cos\varphi. \quad (2.11)$$

Поточний об'єм циліндра під час переміщення пальця вимикача

$$V_1 = V + yF_{п}, \quad (2.12)$$

де y - зміщення поршня в напрямку НМТ при переміщенні пальця на величину x .

З рис. 2.4 знаходимо

$$y = r_{п}(1 - \cos\alpha). \quad (2.13)$$

Сила інерції маси поршня зі штоком

$$P_{j_{пш}} = -m_{пш}R\omega^2 \cos\varphi, \quad (2.14)$$

$$R = \frac{S}{2}, \quad (2.15)$$

$$m_{пш} = m_{п} + m_{шт}. \quad (2.16)$$

Тут R - радіус кривошипа колінчастого вала;

$m_{п}$ - маса комплексу поршня, поршневих кілець, деталей кріплення поршня до штока;

$m_{шт}$ – маса штока;

$m_{пш}$ – сумарна маса, приведена до штока куліси.

Під час визначення сили інерції за формулою (2.14) не береться до уваги надлишкове переміщення поршня $y(x)$.

Переміщення x_1 і швидкість v_1 пальця вимикача, якщо не враховувати переміщення відповідно до переміщення і швидкості поршня

$$x_1(\varphi) = s(\varphi) \operatorname{tg}\beta; \quad (2.17)$$

$$v_1(\varphi) = v(\varphi) \operatorname{tg}\beta, \quad (2.18)$$

де s, v – переміщення та швидкість поршня

$$s = R(1 - \cos\varphi); \quad (2.19)$$

$$v = \omega R \sin\varphi. \quad (2.20)$$

Зусилля блокування S_B у цьому разі визначається силою пружності пружини. За лінійної характеристики пружини

$$S_B = c(x_1 + x_0), \quad (2.21)$$

де c – жорсткість пружини;

x_0 – попереднє стиснення пружини при положенні пальця в гнізді штока куліси в момент початку вимкнення.

Сила тертя F_1 спрямована по дотичній у бік, протилежний швидкості пальця вимикача, і дорівнює

$$F_1 = f_1 P \cos\alpha, \quad (2.22)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя між поверхнею пальця вимикача і кромкою гнізда штока куліси;

P - сумарна сила двох розглянутих сил,

$$P = P_r + P_{\text{шш}}. \quad (2.23)$$

Сила тертя F_2 спрямована по осі x у бік, протилежний руху напівобойми, і дорівнює

$$F_2 = \frac{1}{2} f_2 P (1 + \cos 2\alpha), \quad (2.24)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя між напівобоймою і корпусом напівобойми.

Друга ділянка Т-К. На цій ділянці палець вимикача переміщується під дією таких сил: R_x , F_1 , F_2 , S_B (див. рис.2.4). Початковими умовами для цієї ділянки є переміщення пальця вимикача наприкінці першої ділянки x_1 і його швидкість v_m .

Закон руху пальця вимикача під впливом цих сил будемо знаходити на підставі 2-го закону динаміки. Диференціальне рівняння прямиoliniйного руху має вигляд:

$$m \frac{dv_2}{dt} = m\omega \frac{d}{d\varphi} v_2 = \frac{1}{2} (P_r + P_{\text{шш}}) \sin 2\alpha - S_B - F_1 \cos \alpha - F_2. \quad (2.25)$$

Тут m – маса, приведена до пальця вимикача,

$$m = m_{\text{пв}} + m_{\text{по}} + \frac{1}{3} m_{\text{пр}}, \quad (2.26)$$

де $m_{\text{уо}}$ – маса пальця вимикача

$m_{\text{по}}$ – маса напівобойми;

$m_{\text{пр}}$ – маса пружини.

Початкові умови: $\varphi = \varphi_{\text{т}}$; $v_1 = v_{\text{т}}$; $x_1 = x_{\text{т}}$; при $R_x = 0$.

Параметри у кінці відключення: $x_2 = x_{\text{к}} = \frac{d_{\text{п}}}{2}$; невідомі – $\varphi = \varphi_{\text{к}}$; $v_2 = v_{\text{к}}$.

Інтегруючи функцію $v_2(\varphi)$, знаходимо переміщення пальця вимикача x_2 залежно від часу, тобто кута φ повороту колінчастого вала.

Висновки до другого розділу

1. Представлений МВЦ має відносно просту конструкцію. Деталі механізму можуть бути виготовлені на стандартному технологічному обладнанні.
2. Механізм дає змогу вимикати циліндри за будь-яким алгоритмом вимикання циліндрів, зокрема поодинці.
3. Представлена математична модель добре моделює робочий процес МВЦ при застосуванні його в безшатунному двигуні.
4. Модель передбачає можливість диференційовано розглядати вплив на процес спрацьовування МВЦ різних конструктивних та експлуатаційних чинників двигуна і механізму, а також вибору їх раціональних величин.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

ХАРАКТЕРИСТИК МВЦ

3.1. Залежність переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм

Основною характеристикою пристрою відключення є швидкість і величина переміщення штока-вимикача. На рис. 3.1, 3.2 і 3.3 показано залежності переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм, отримані в результаті проведення експериментальних досліджень на безмоторній установці. Очевидною є стабілізація величини переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм у районі 1200 Н. За відсутності блокування ця величина для штока-вимикача з утворюючою конуса: 45° - 1,3 мм, для 30° - 1,8 мм, для 20° - 3,45 мм. Зусилля блокування також істотно не впливає на величину $u_{\text{п}}$. Так, для штока-вимикача з твірною конуса 30° величина $u_{\text{п}}$ без блокування 1,8 мм, з блокуванням: 8 Н - 1,5 мм, 14 Н - 1,9 мм.

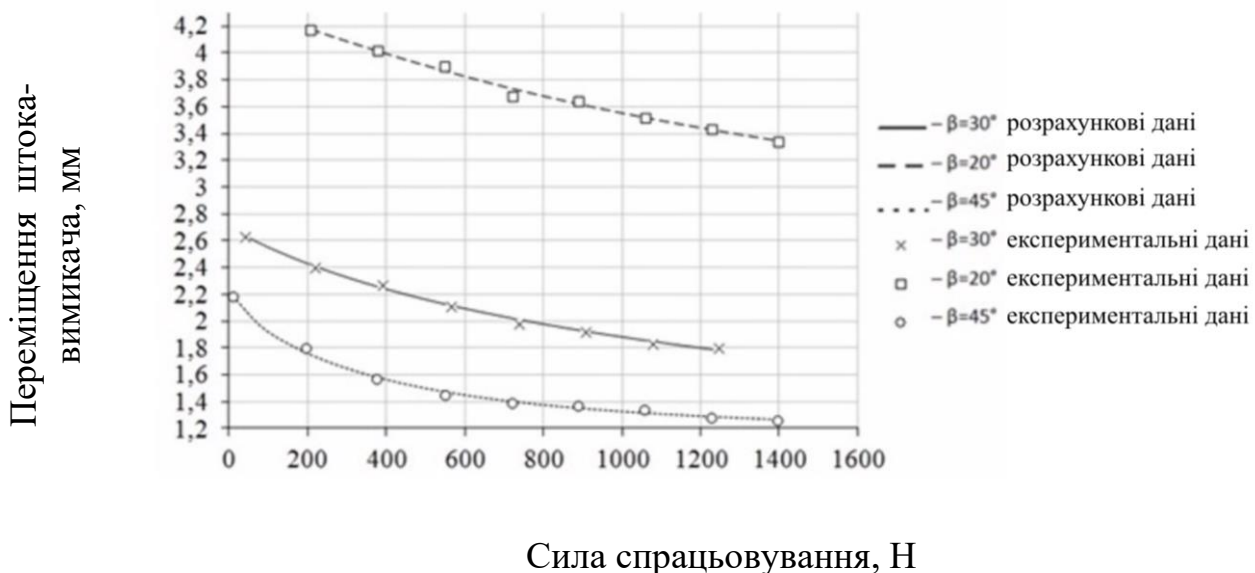
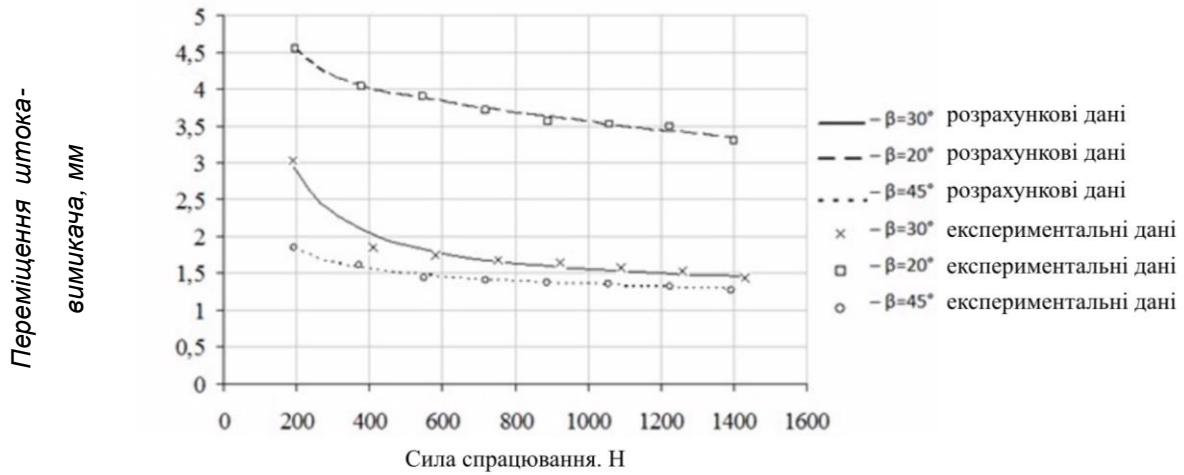


Рис. 3.1. Залежність величини переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм від навантаження на механізм у момент спрацьовування.



Зусилля блокування відсутнє

Рис. 3.2. Залежність величини переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм від навантаження на механізм у момент спрацьовування. Зусилля блокування 8 Н

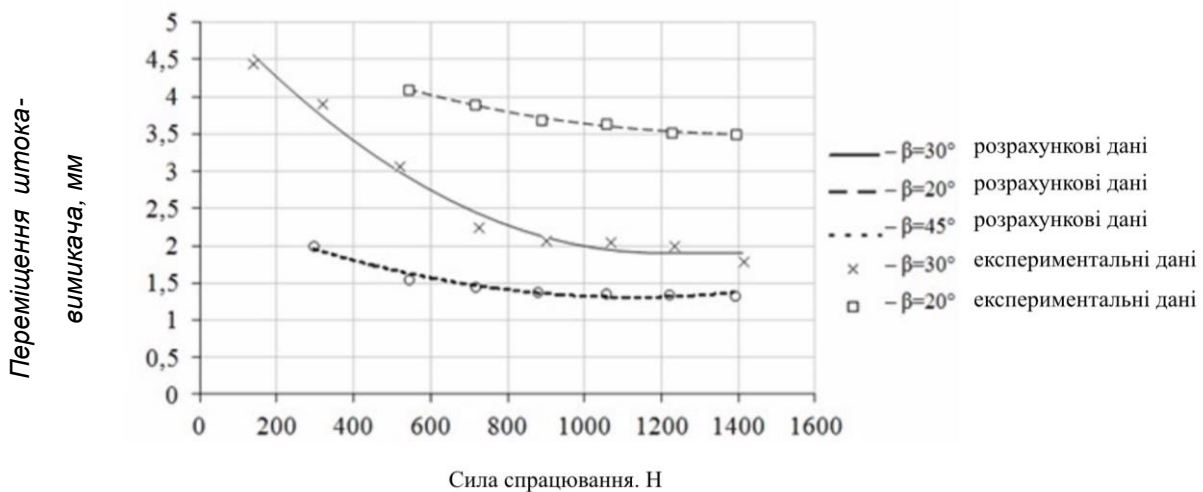


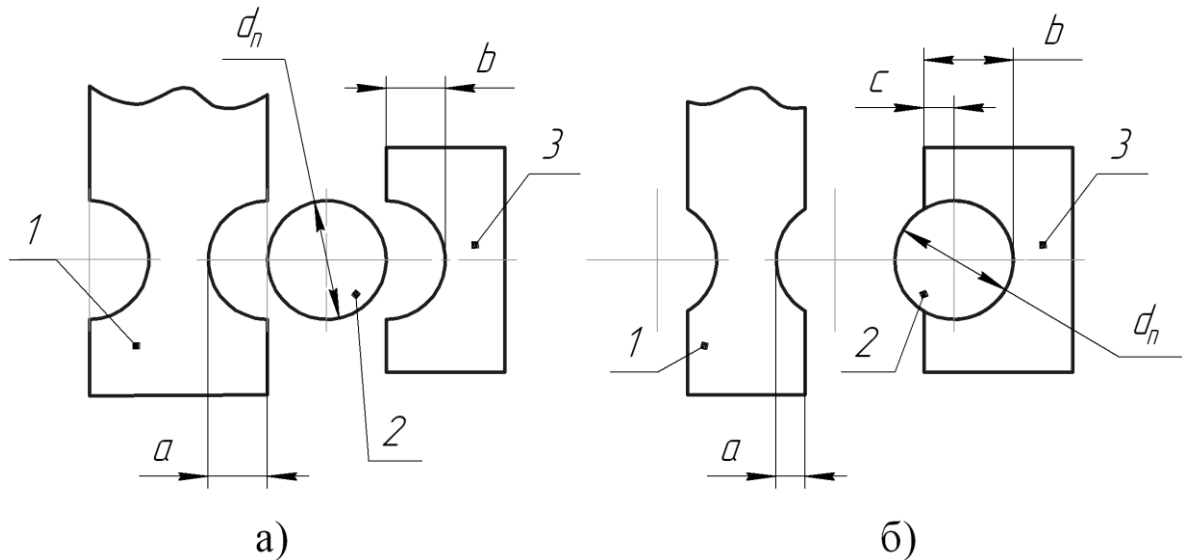
Рис. 3.3. Залежність величини переміщення штока-вимикача від навантаження на механізм від навантаження на механізм у момент спрацьовування.

Зусилля блокування 14,7 Н

3.2. Дослідження характеристик МВЦ на математичній моделі

Основною характеристикою МВЦ є його швидкодія, тому за допомогою розробленої математичної моделі потрібно дослідити вплив різних конструктивних та експлуатаційних факторів на його характеристику. Крім того, не менш важливим

є вибір характеристик пристрою вимкнення, а саме - мінімальний хід штока-вимикача (переміщення штока-вимикача на кінець першої ділянки - див. розд. 2) та навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем вимикача. Також однією з проблем, яка потребує вирішення, є фіксація пальця в напівобоймі (рис. 3.4).



а) у безмоторній установці під час дослідження;

б) в автомобільному двигуні

Рис 3.4. Варіанти виконання конструкцій напівобойми 3, пальця 2 і штока 1

Важливими напрямками дослідження було встановлення величини так званого блокувального ексцентриситету c . Ця величина відповідає переміщенню пальця напівобойми x_n від свого початкового положення на кінець першої ділянки.

Таким чином, дослідження МВЦ на математичній моделі зводилося до встановлення впливу утворюючої конуса штока-вимикача, діаметра пальця напівобойми, жорсткості пружин механізму блокування, частоти обертання колінчастого вала двигуна на: час спрацьовування МВЦ, переміщення пальця напівобойми наприкінці першої ділянки, переміщення штока-вимикача наприкінці першої ділянки, навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми. При цьому як базові значення було прийнято:

кут між висотою і утворюючою конуса штока-вимикача $\beta = 30^\circ$;

діаметр пальця напівобойми $d_n = 10$ мм;

жорсткість пружин механізму блокування $c = 15000$ Н;

частота обертання колінчастого вала двигуна $n = 4000$ хв⁻¹.

3.3. Вплив кута між висотою та утворюючою конуса штока-вимикача на характеристики МВЦ

На рис. 3.5 - 3.9 зображено графіки залежності параметрів МВЦ від кута між висотою та твірною конуса штока-вимикача. Як видно з наведених нижче залежностей, зі збільшенням кута конуса вимикача час спрацьовування МВЦ і величини переміщення штока-вимикача і пальця на кінець першої ділянки зменшуються. Відбувається це головним чином за рахунок зменшення величини $u_{швmax}$, тобто шляху, який проходить шток куліси від моменту контакту твірної конуса вимикача до кінця другої ділянки (повного спрацьовування МВЦ). Збільшення навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми зі зростанням кута твірної конуса штока-вимикача пояснюється зміною геометричного перерозподілу сил між штоком-вимикачем та пальцем напівобойми (зростанням значення величини $\tan(\beta)$).

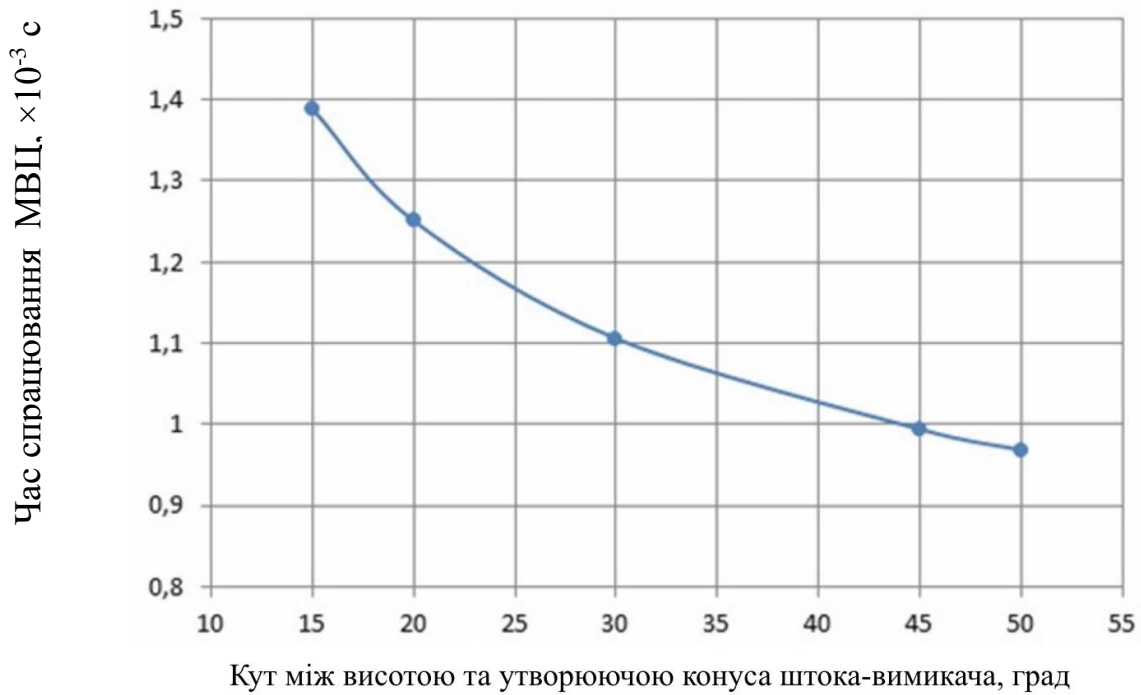


Рис. 3.5. Вплив кута між висотою та утворюючою конуса штока-вимикача на час спрацьовування МВЦ

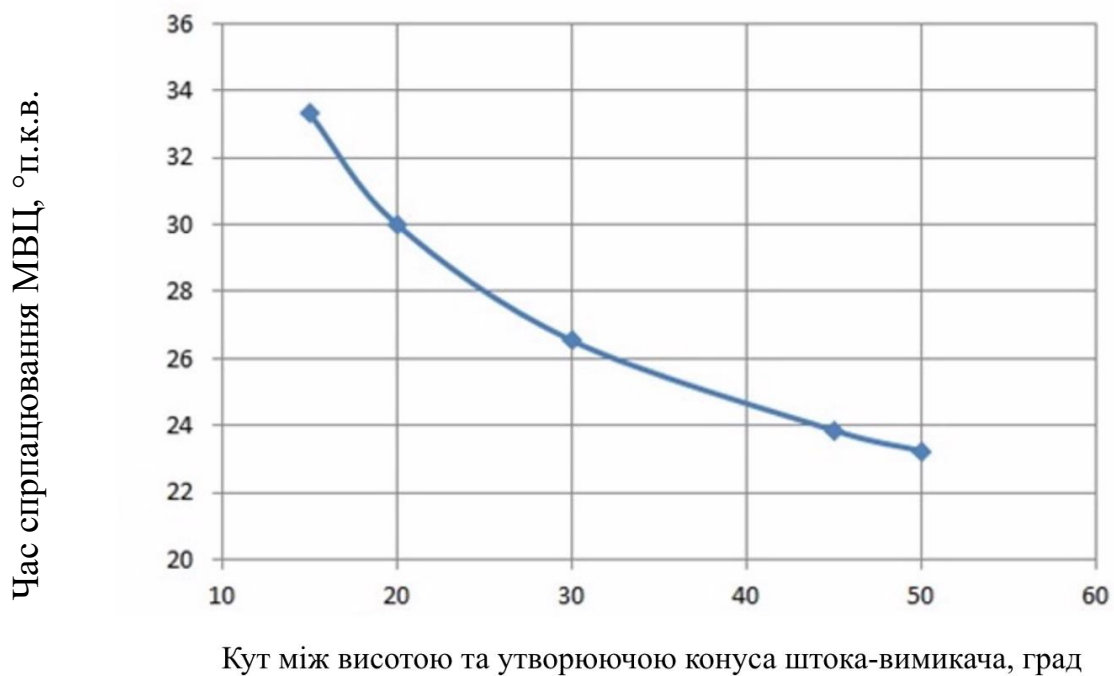


Рис. 3.6. Вплив кута між висотою та утворюючою конуса штока-вимикача на час спрацьовування механізму

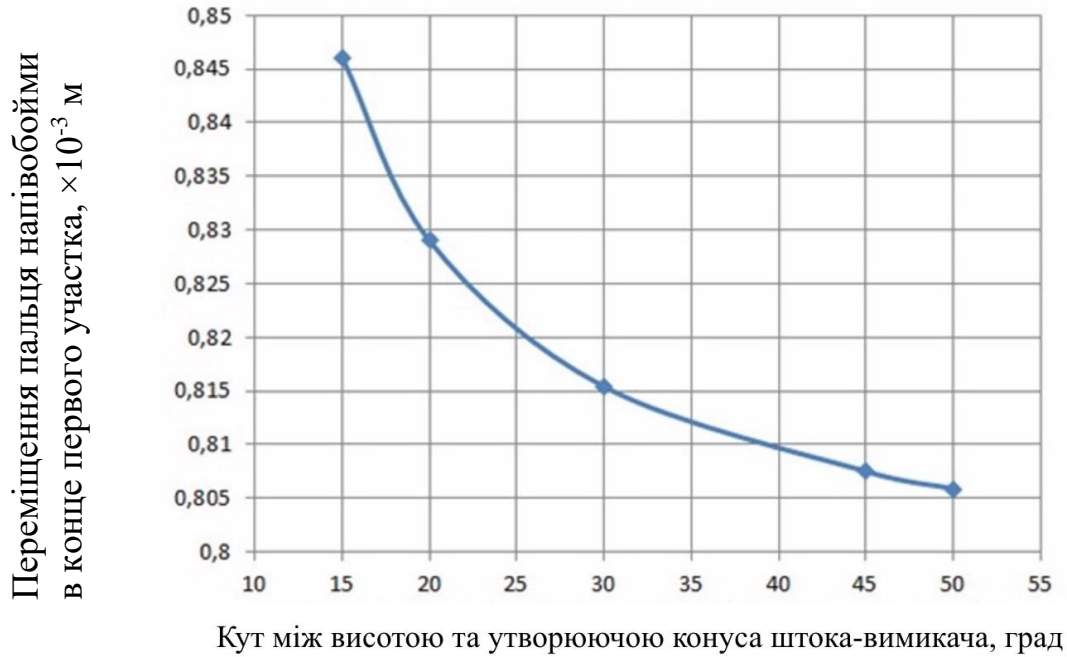


Рис. 3.7. Вплив кута між висотою та твірною конуса штока-вимикача на переміщення пальця напівобойми в кінці першої ділянки

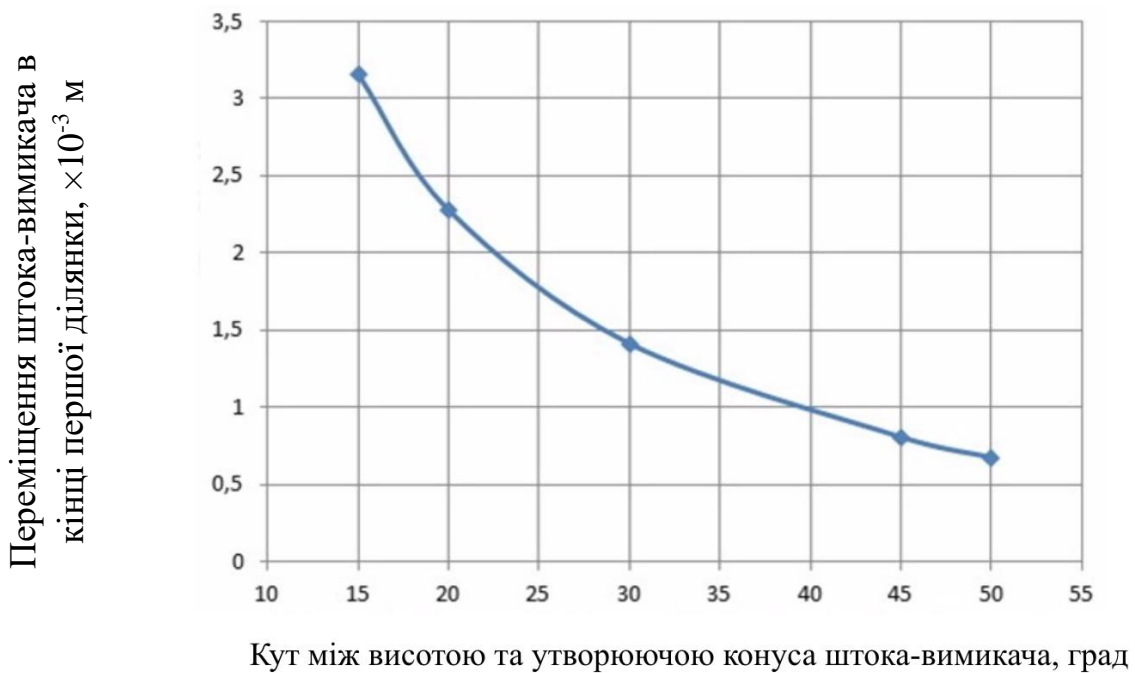
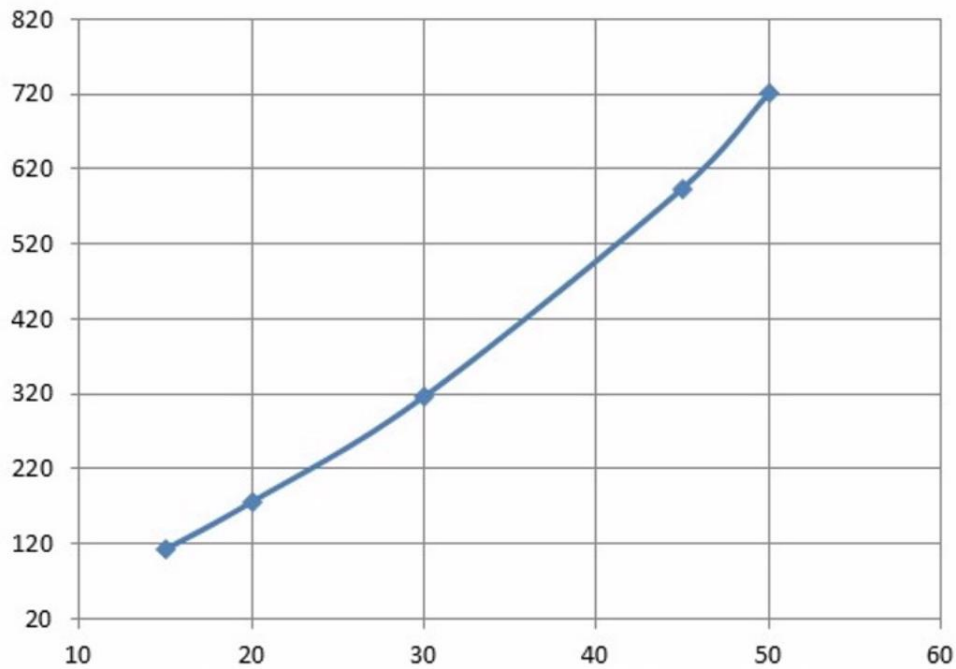


Рис. 3.8. Вплив кута між висотою та твірною конуса штока-вимикача на переміщення штока вимикача наприкінці першої ділянки

навантаження штока-вимикача у момент його контакту з пальцем напівобойми, H



Кут між висотою та утворюючою конуса штока-вимикача, град

Рис. 3.9. Вплив кута між висотою та твірною конуса штока-вимикача на навантаження штока-вимикача у момент його контакту з пальцем напівобойми

3.4. Вплив діаметра пальця напівобойми на характеристики МВЦ

За незмінних силових співвідношень збільшення діаметра пальця призводить до збільшення часу спрацьовування МВЦ. Це стосується також і величин переміщення пальця і штока-вимикача на кінець першої ділянки. Обумовлено це тим, що контакт між пальцем і штоком-вимикачем за меншого діаметра пальця відбувається раніше, а отже шлях, який необхідно пройти штоку куліси для повного спрацьовування МВЦ стає більшим. Зменшення навантаження на шток-вимикач зі збільшенням діаметра пояснюється тим, що, як і у випадку з часом спрацьовування, контакт між пальцем і штоком-вимикачем настає пізніше, а отже кут повороту колінчастого вала, який відраховується від ВМТ, стає більшим. Це призводить до того, що значення сумарної сили з боку штока куліси також зменшується. На рис. 3.10 - 3.14 наведено залежності характеристик МВЦ від діаметра пальця напівобойми.

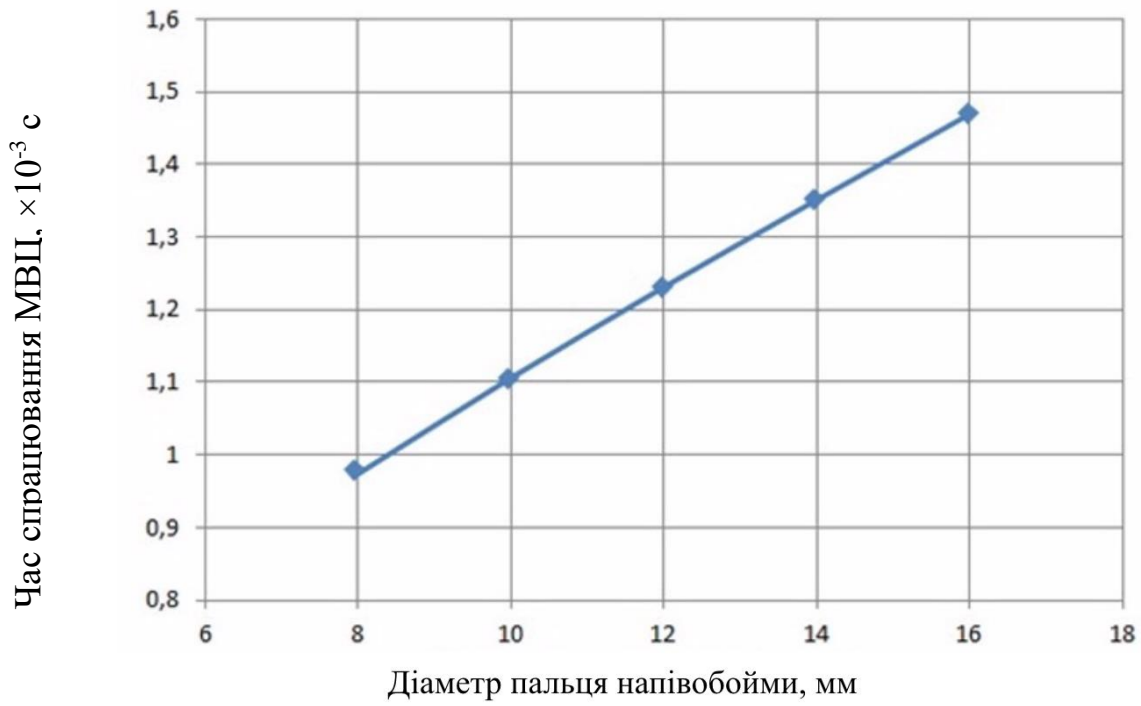


Рис. 3.10. Вплив діаметра пальця напівобойми на час спрацювання МВЦ

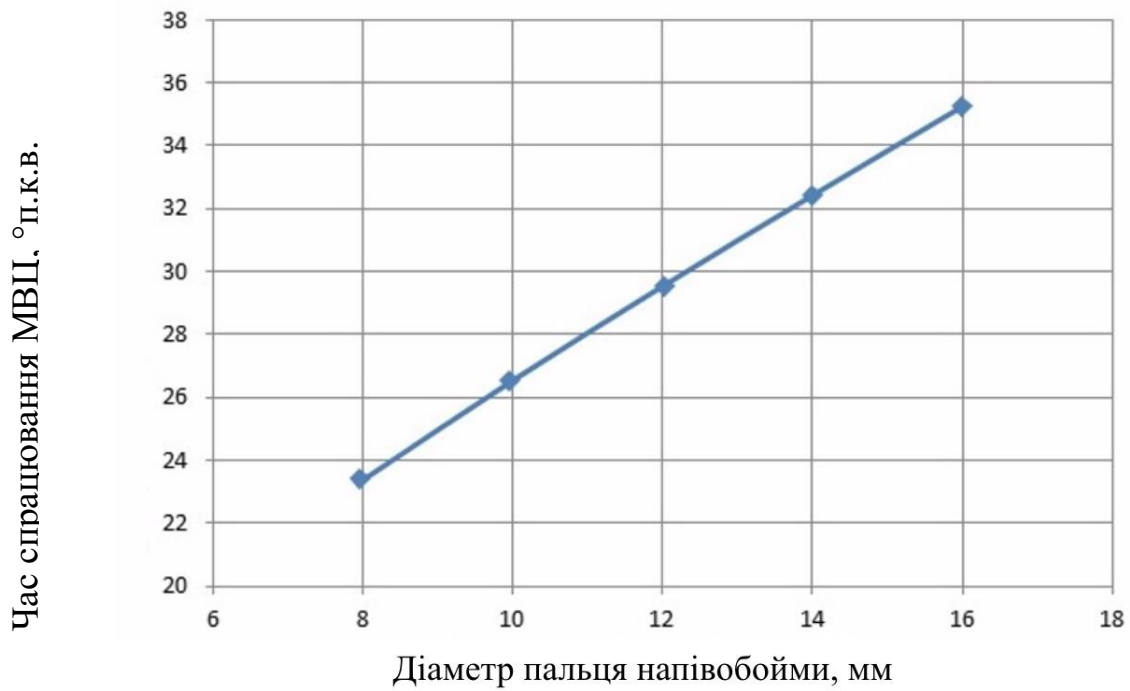
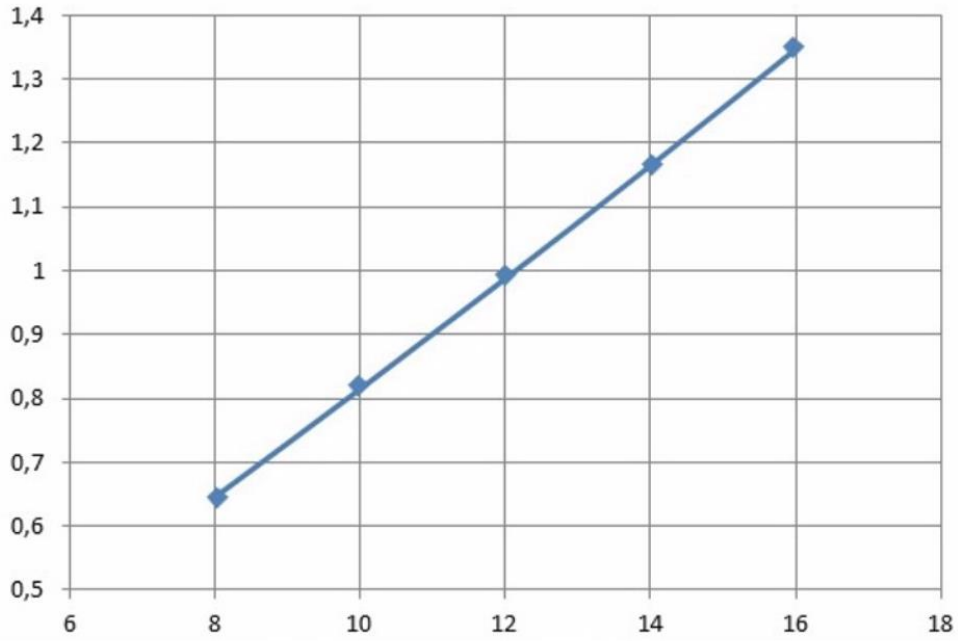


Рис. 3.11. Вплив діаметра пальця напівобойми на час спрацювання механізму

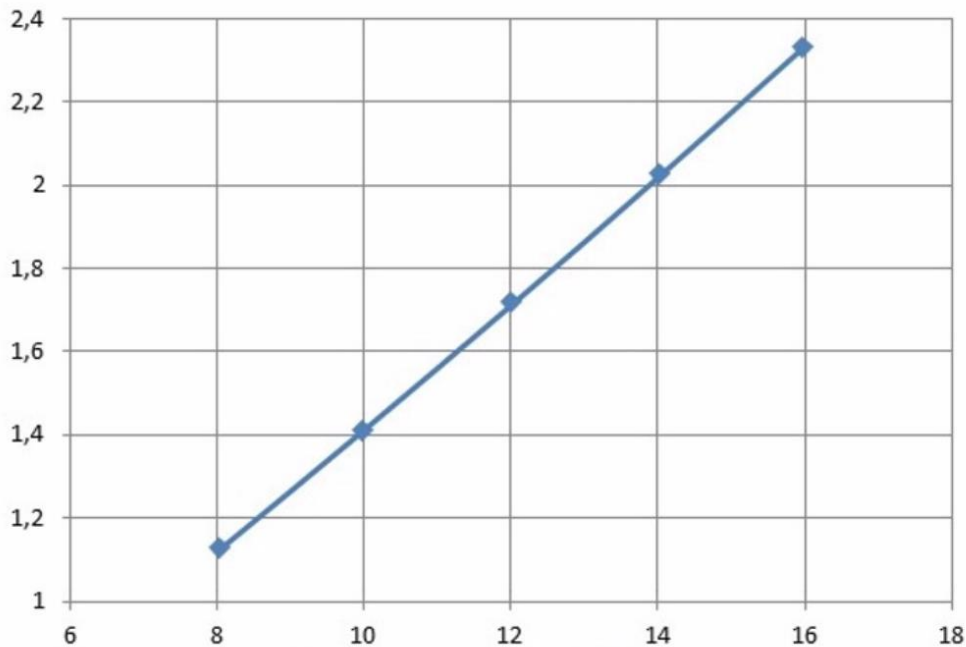
Переміщення пальця напівобойми
наприкінці першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м



Діаметр пальця напівобойми, мм

Рис. 3.12. Вплив діаметра пальця напівобойми на переміщення пальця напівобойми наприкінці першої ділянки

Переміщення штока-вимикача на прикінці
першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м



Діаметр пальця напівобойми, мм

Рис. 3.13. Вплив діаметра пальця напівобойми на переміщення штока-вимикача наприкінці першої ділянки

Навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми, Н

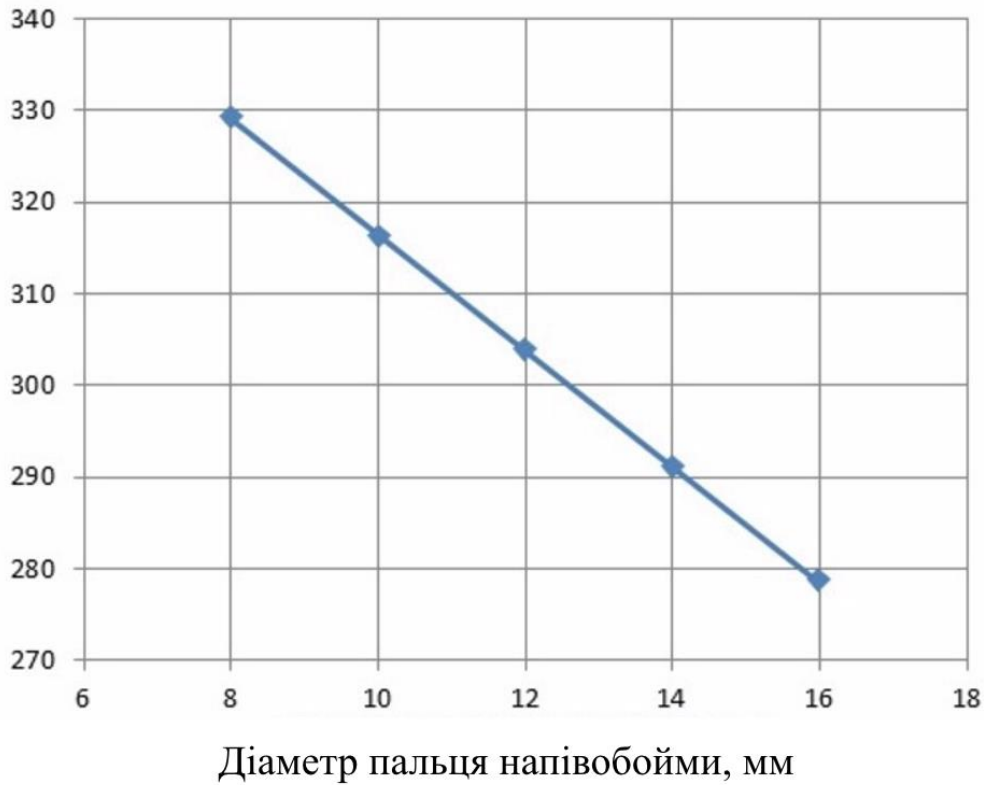


Рис. 3.14. Вплив діаметра пальця напівобойми на навантаження на шток-вимикач в момент його контакту з пальцем напівобойми

3.5. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на характеристики МВЦ

Жорсткість пружин механізму блокування впливає на характеристики МВЦ однозначно. Її збільшення веде до погіршення розглянутих характеристик. Очевидно, що це пов'язано зі збільшенням сили опору переміщенню пальця напівобойми, а тому для перерозподілу сил на палець (тобто до моменту, коли сила R_x набуває нульового значення) необхідний більший час. На рис. 3.15 - 3.19 наведено залежності характеристик МВЦ від значень жорсткості пружин механізму блокування.

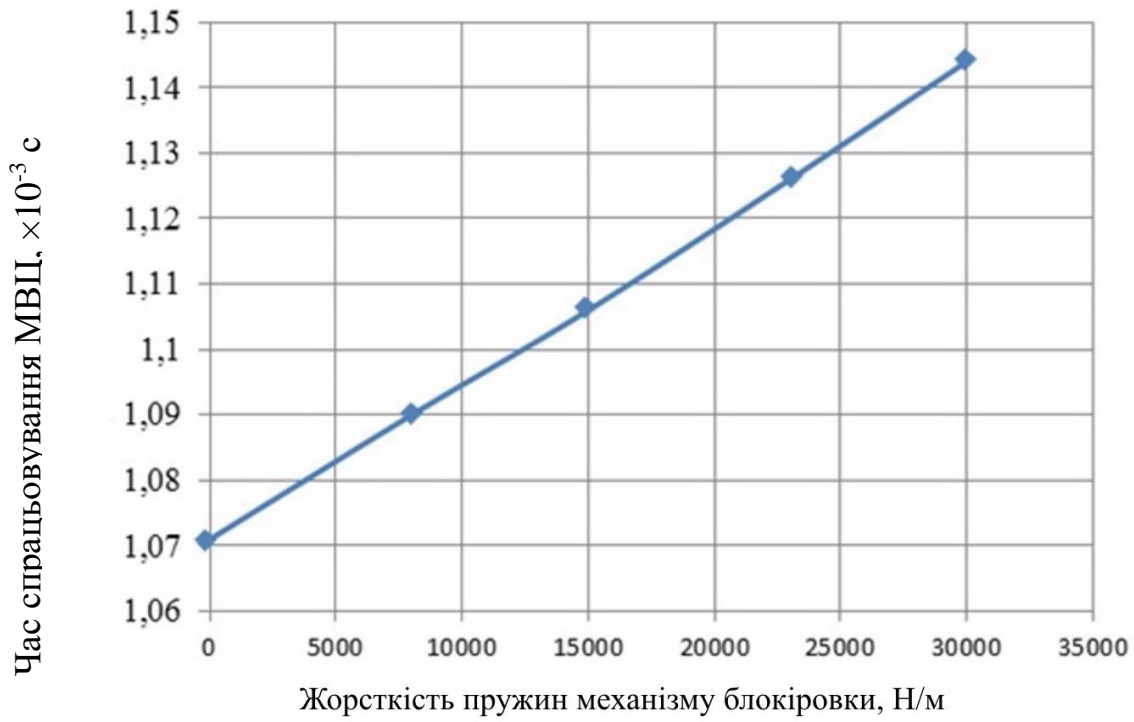


Рис. 3.15. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на час спрацьовування МВЦ

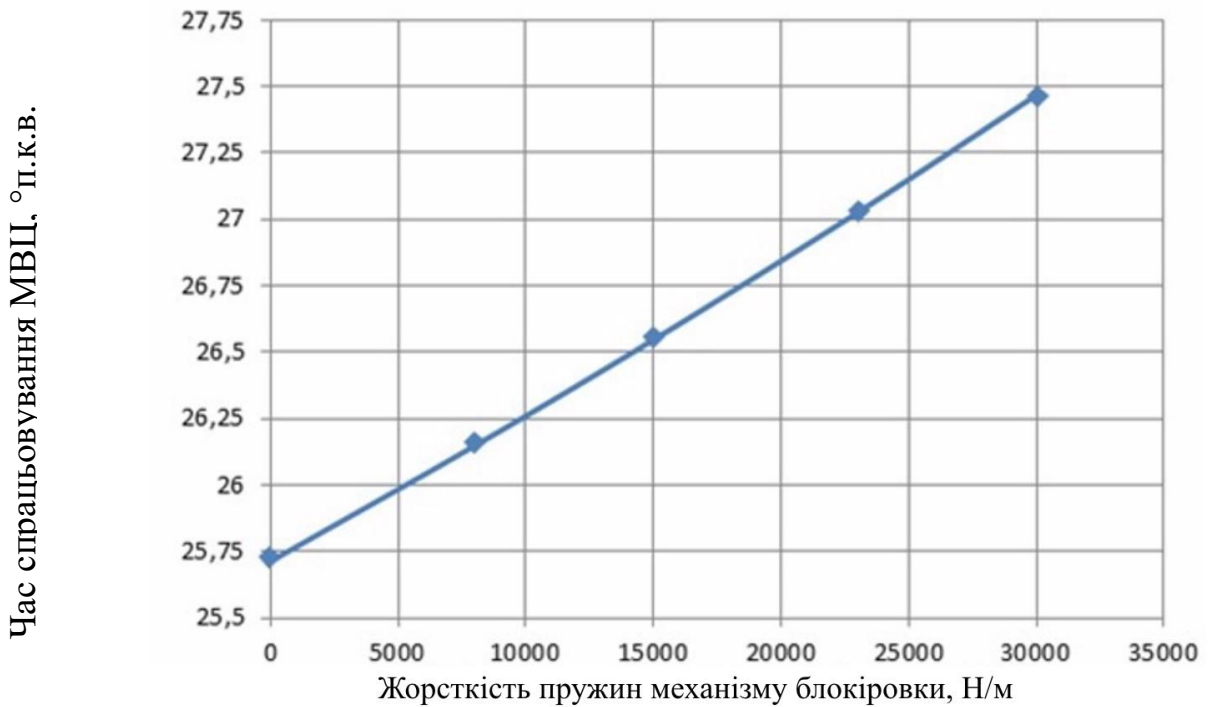


Рис. 3.16. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на час спрацьовування механізму

Переміщення пальця напівобойми
наприкінці першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м

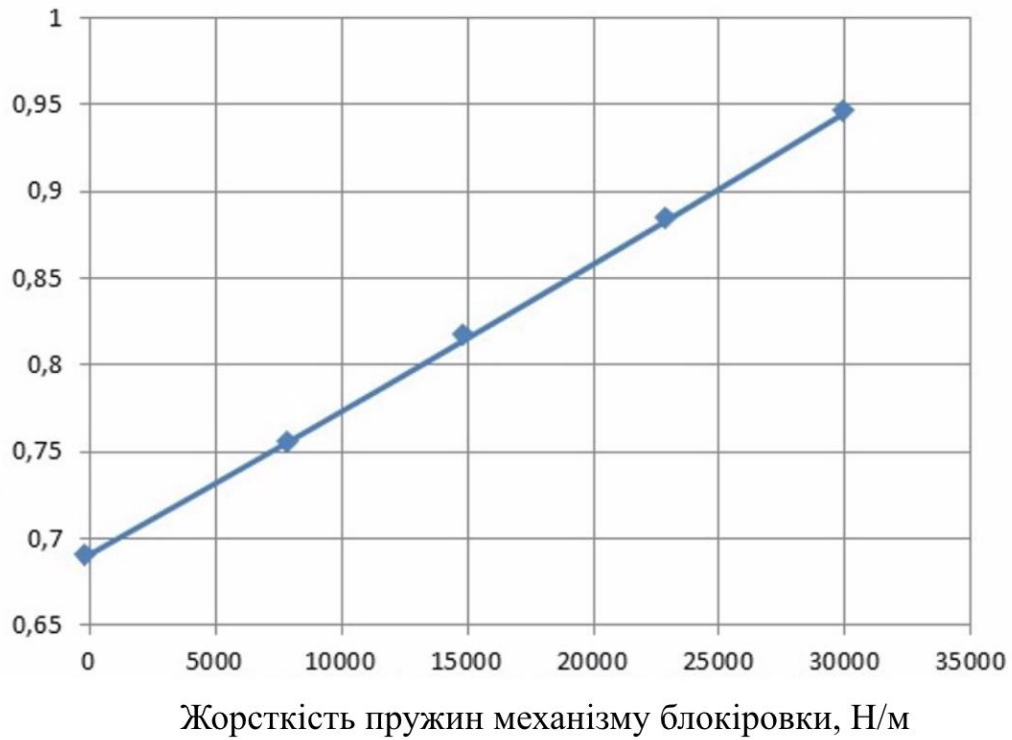


Рис.3 .17. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на переміщення пальця напівобойми наприкінці першої ділянки

Переміщення штока-вимикача
наприкінці першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м



Рис. 3.18. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на переміщення штока-вимикача наприкінці першої ділянки

Навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми, Н

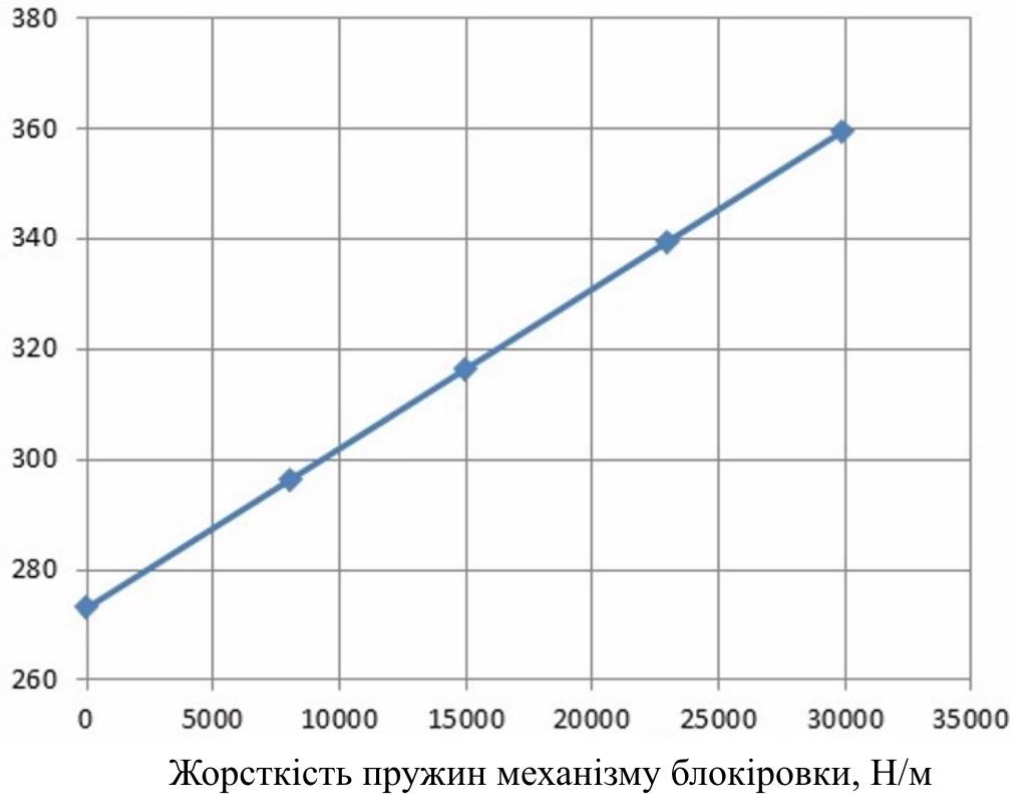


Рис. 3.19. Вплив жорсткості пружин механізму блокування на навантаження на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми

3.6. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна на характеристики МВЦ

Характер впливу частоти обертання колінчастого вала на характеристики МВЦ можна пояснити підвищенням інерційних сил від елементів кривошипно-кулісного механізму і таким чином зміною силових співвідношень у МВЦ. На рис. 3.20 - 3.24 наведено залежності характеристик МОЦ від частоти обертання колінчастого вала

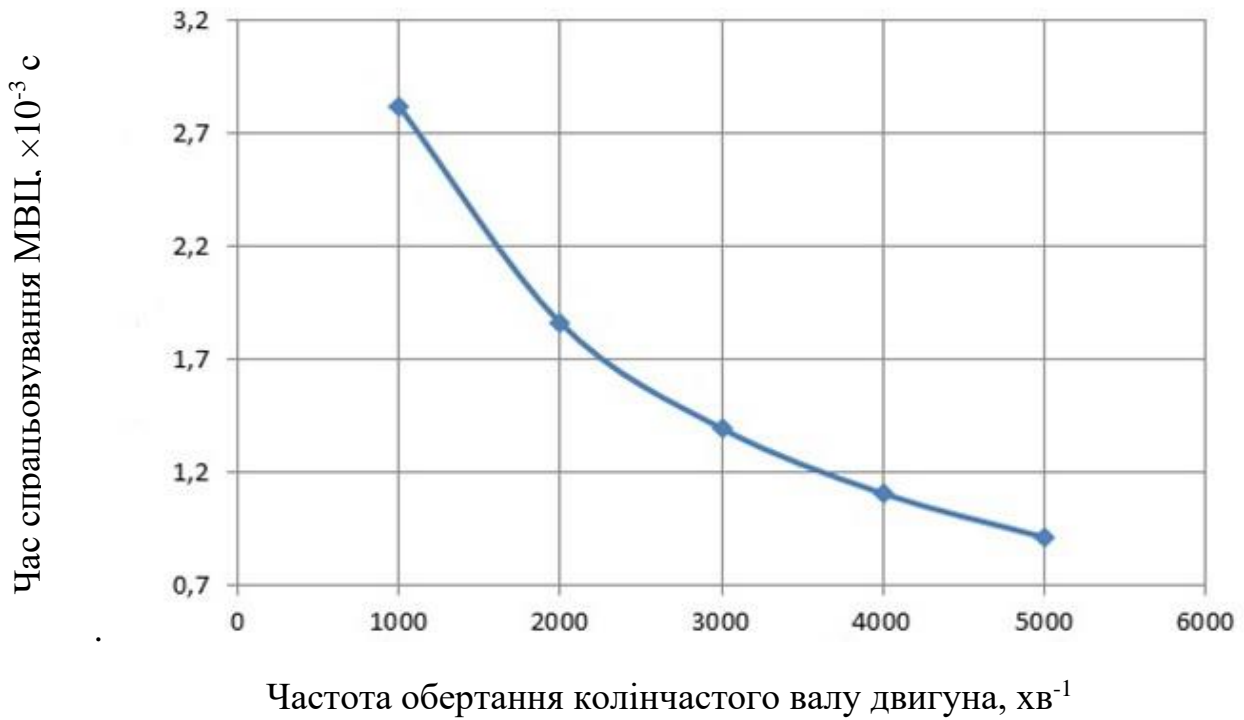


Рис. 3.20. Вплив частоти обертання колінчастого валу двигуна на час спрацьовування МВЦ

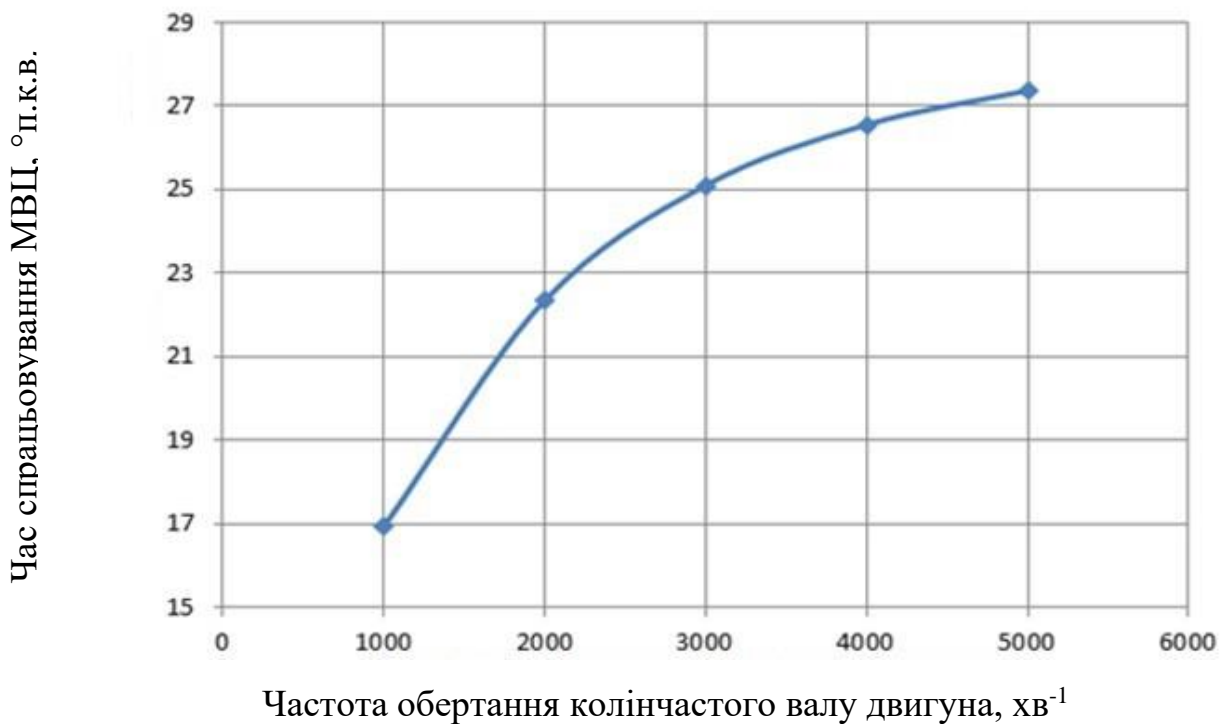
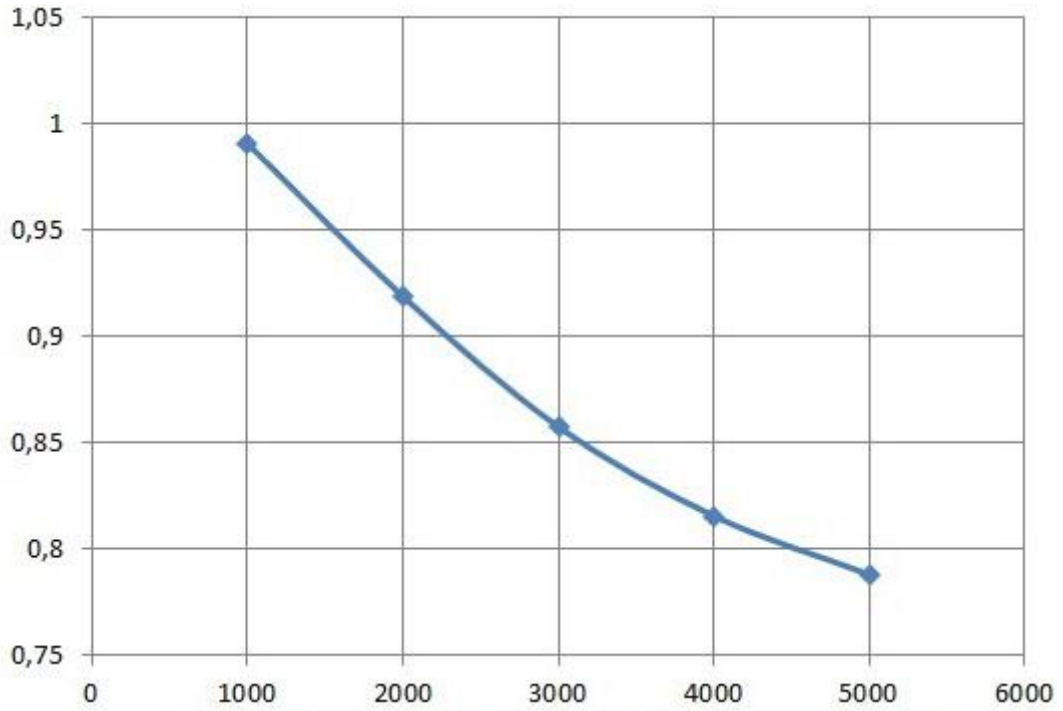


Рис. 3.21. Вплив частоти обертання колінчастого валу двигуна на час спрацьовування механізму

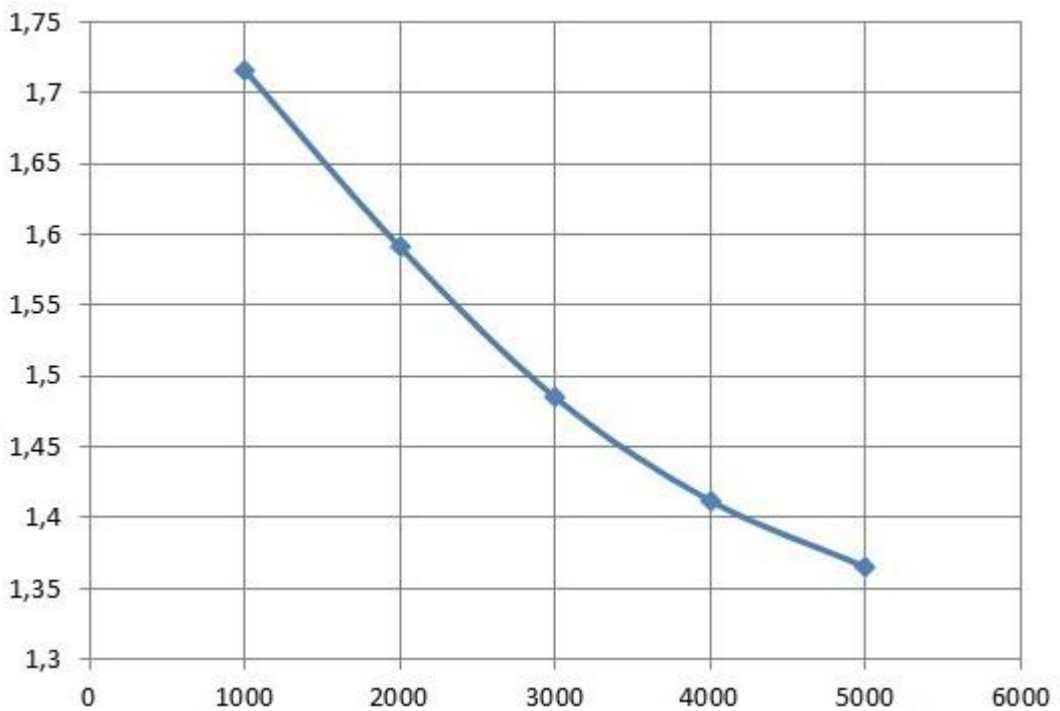
Переміщення пальця напівобойми
наприкінці першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м



Частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1}

Рис. 3.22. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна на переміщення пальця напівобойми наприкінці першої ділянки

Переміщення штока-вимикача
наприкінці першої ділянки, $\times 10^{-3}$ м



Частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1}

Рис. 3.23. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна на переміщення штока-вимикача наприкінці першої ділянки

Навантаження на шток-вимикач у момент у
момент його контакту з пальцем напівобойми, Н

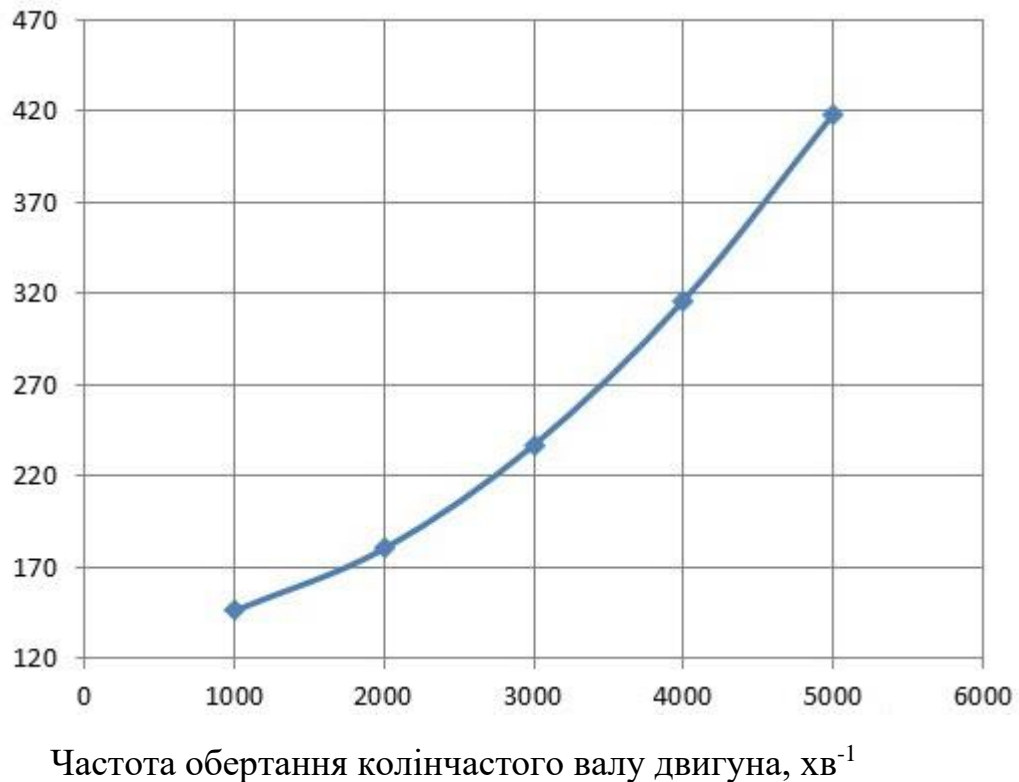


Рис. 3.24. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна на шток-вимикач у момент його контакту з пальцем напівобойми

3.7. Дослідження ефективності застосування МВЦ у безшатунному двигуні

Основним критерієм ефективності застосування МВЦ у безшатунному двигуні було прийнято відмінність рівня механічних втрат за рухомого і зупиненого поршня (дані експерименту (де визначена потужність механічних втрат [30]) взято з літератури) з фіксованими обертами колінчастого вала і відповідні їм показання вагового пристрою:

- у кривошипно-кулісному механізмі (ККМ);
- на тертя поршня з комплектом кілець об стінку циліндра;
- на привід органів газорозподілу.

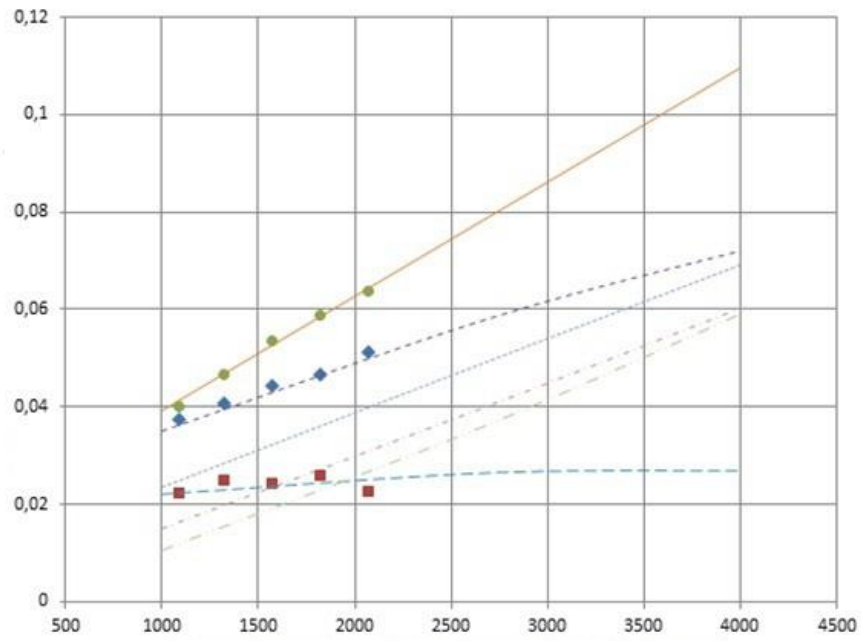
Визначення втрат на газообмін в умовах експерименту не є можливим, тому що без подачі іскри, втрати на газообмін відсутні через відсутність зміни робочого тіла в циліндрі двигуна. У разі ж роботи двигуна з подачею іскри на свічку

запалювання, тобто здійснення в циліндрі двигуна робочого циклу з корисною роботою, за ваговим пристроєм неможливо виділити значення механічних втрат на газообмін. Тому значення потужності механічних втрат було визначено за допомогою розробленої раніше на кафедрі ЕРМ математичної моделі.

Очевидно, що за умови зупиненого поршня в безшатунному двигуні присутні тільки втрати в кривошипно-кулісному механізмі та втрати, пов'язані з тертям пальців, підтиснутих до штока за допомогою пружин механізму блокування. Під час експерименту було виявлено, що тертя пальців по штоку за умови зупиненого поршня не чинить істотного впливу на значення сумарної потужності механічних втрат. Тому під час порівняння потужності механічних втрат, вважали, що при зупиненому поршні присутні лише втрати в ККМ. Відповідно до розрахункових формул було визначено момент опору прокручування двигуна, а також потужність і середній тиск механічних втрат. На рис. 3.25 наведено графік залежності середнього тиску механічних втрат від частоти обертання колінчастого вала. На рис. 3.26 наведено графіки середнього тиску сумарних механічних втрат за рухомого і зупиненого поршня:

- ◆ – втрати в ККМ - експериментальні дані;
- – втрати на привід газорозподільного механізму – експериментальні дані;
- – втрати на тертя поршня з комплектом кілець об стінку циліндра - експериментальні дані;
- – втрати в ККМ - розрахункові дані;
- – втрата на привід ГРМ - розрахункові дані;
- – втрата на тертя поршня з комплектом кілець об стінку циліндра - розрахункові дані;
- – втрата на газообмін при відкритті дросельної заслінки 30 %;
- – втрата на газообмін при відкритті дросельної заслінки 50 %;
- – втрата на газообмін при відкритті дросельної заслінки 100 %.

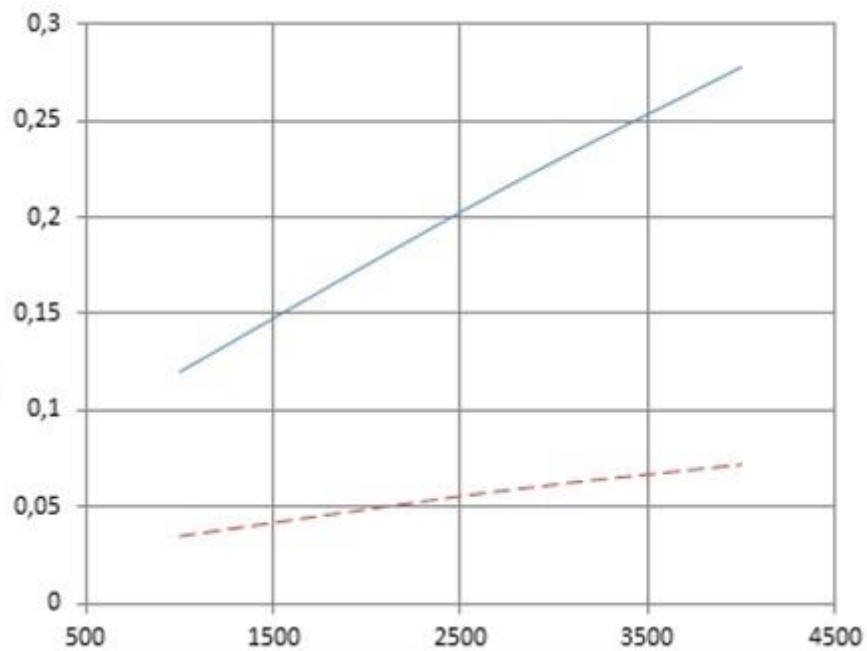
Середній тиск механічних
втрат, МПа



Частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹

Рис. 3.25. Залежність середнього тиску механічних втрат від частоти обертання колінчастого вала

Середній тиск механічних
втрат, МПа



Частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹

- при рухомому поршні (відкриття дросельної заслінки 30%);
- - - при зупиненому поршні

Рис. 3.26. Середній тиск сумарних механічних втрат у двигуні

Висновки до третього розділу

1. Розрахункові дослідження показали, що в автомобільному безшатунному двигуні показники МВЦ залежать від кута повороту колінчастого вала на момент початку спрацьовування МВЦ, жорсткості пружин механізму блокування, характеристик пристрою вимкнення.

2. Час спрацьовування механізму незалежно від обраних параметрів МВЦ варіюється у вузьких межах і не перевищує 2 мс.

3. Встановлено, що величина блокувального ексцентриситету під час установа МВЦ на автомобільний двигун має лежати в межах від 0,5 до 1,5 мм залежно від твірної конуса штока-вимикача.

4. Визначено, що істотний вплив на характеристики пристрою вимкнення має кут твірної конуса. Так, переміщення штока-вимикача під час збільшення кута β від 15 до 50° змінюється від 3 до 0,75 мм, а зусилля, що діє на нього в момент початку спрацьовування МВЦ = 120-720 Н.

5. Під час вибору твірної конуса необхідно враховувати, що в разі зменшення кута β швидкодія спрацьовування механізму за рівних умов зменшується.

6. Аналіз чинників спрацьовування МВЦ вказує на те, що зусилля блокування не чинить істотного впливу на характеристики МВЦ.

7. Дослідження ефективності застосування МВЦ у безшатунному двигуні показали, що за частоти обертання колінчастого вала 4000 хв⁻¹ і відкриття дросельної заслінки на 30 % механічні втрати під час зупинки поршня знижуються на 74 %.

ВИСНОВКИ

1. В роботі проаналізовано напрямки розвитку конструкцій двигунів для покращення паливної економічності на режимах часткового навантаження. Показано, що на сьогодні одним з найперспективніших є метод зниження витрат палива регулюванням потужності на режимах часткового навантаження шляхом відключення частини циліндрів двигуна.

2. Розроблено методику розрахунку та математичну модель процесу відключення циліндрів.

3. Розрахункові дослідження показали, що в автомобільному безшатуному двигуні показники МВЦ залежать від кута повороту колінчастого валу на момент початку спрацьовування МВЦ, жорсткості пружин механізму блокування, характеристик пристрою вимкнення.

Час спрацьовування механізму незалежно від обраних параметрів МВЦ варіюється у вузьких межах і не перевищує 2 мс.

Встановлено, що величина блокувального ексцентриситету під час установлення МВЦ на автомобільний двигун має лежати в межах від 0,5 до 1,5 мм залежно від утворюючої конуса штока-вимикача. Визначено, що істотний вплив на характеристики пристрою вимкнення має кут утворюючої конуса. Так, переміщення штока-вимикача під час збільшення кута β від 15 до 50° змінюється від 3 до 0,75 мм, а зусилля, що діє на нього в момент початку спрацьовування МВЦ - 120-720 Н. Під час вибору утворюючої конуса необхідно враховувати, що в разі зменшення кута β швидкодія спрацьовування механізму за рівних умов зменшується.

Аналіз чинників спрацьовування МВЦ вказує на те, що зусилля блокування не чинить істотного впливу на характеристики МВЦ.

Дослідження ефективності застосування МВЦ у безшатуному двигуні показали, що за частоти обертання колінчастого валу 4000 хв⁻¹ і відкриття дросельної заслінки на 30 % механічні втрати під час зупинки поршня знижуються на 74 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Patent U.S. № 4366788, January 4, 1983.
2. V8-6-4 advanced design shifts info controversy. "Des. News", 1981, 37, №17.
См. также РЖ ДВС, 1981, 4.39.105.
3. Die BMW – Zylinderabschaltung. Harting Fritz., Hockel Knut, Fridmann Siegfried. "Automobiltech.Z.", 1981, 83, №2. См. также РЖ ДВС, 1981, 5.39.124.
4. Simplified dual-mode engine near production. Scoutt David. "Automot. Eng.", 1981, 89, №7. См. также РЖ ДВС, 1981, 12. 39. 154.
5. Variable Valve Timing (1/1/2009), режим доступа: http://www.enginebuildermag.com/Article/39596/variable_valve_timing.aspx
6. Dieses Dokument muß noch mit weiteren Inhalten gefüllt werden., режим доступа: <http://www.hondaoldies.de/Korbmacher-Archiv/Technik/vcm.htm>
7. Cylinder Deactivation Reborn - Part 2, режим доступа: http://www.auto-speed.com/cms/title_Cylinder-Deactivation-RebornPart2/A_2623/article.html
8. Elektronik in der ersten 7er-Reihe: Digitale Motor-Elektronik (2), режим доступа: <http://www.7-forum.com/modelle/e23/e23-digitale-motorelektro-nik2.php>
9. Acht oder vier: Neuer V8-Saugmotor von AMG mit Zylinderabschaltung, режим доступа: <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten-/1/14217/Acht-oder-vier-Neuer-V8-Saugmotor-von-AMG-mitZylinder-abschaltung.html>
10. Пат. GB2 409 000A, UK Patent Application, F02D 17/02. I. c. engine cylinder deactivation system/ Thomas William Megli, Nate Trask; Ford Global Technologies. – № 0426241.5; date of filing: 30.11.2004; date of publication: 15.06.2005; bulletin 10734555.
11. Олесов И.И. Совершенствование экономических и экологических качеств дизелей использованием метода отключения цилиндров: дис... канд. техн. наук. - Москва, 1993. - 250 с.
12. Зленко М.А. Теория и практика создания двигателей внутреннего сгорания с регулируемым рабочим объемом: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. – М.: РГБ, 2006. - 297 с.

13. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2-х томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Лебедь», 1998 – 228 с.
14. Tech Feature: The Variables of Valve Timing, режим доступа: <http://www.underhoodservice.com/issue/article.aspx?contentid=74456> .
15. U.S. Patent, Dec 30, 2003 – 6 668 776 B2
16. GM Expands Deployment of Displacement on Demand (10 November 2005), режим доступа: http://www.greencarcongress.com/2005/11/-gm_expands_depl.html.
17. ProFormance, режим доступа: <http://www.goppt.com/index.php/-info?id=81>.
18. Антони Ю.Х., Лепехин А.Т. Выбор способа отключения цилиндров на работающем двигателе. // Совершенствование агротехники и технологии возделывания с.-х. культур. Челябинск - 1996. С.53-59.
19. А. с. 550485 (СССР), МКИ F 02 D 17/02. Устройство для отключения подачи топлива в цилиндр дизеля. / Березной В.В. и др. Опубл. 07.07.86. - Бюл. № 25.
20. Злотник М.И., Иванов Е.И. и др. Трактор Т-130. - М.: Высшая школа, 1973.- 207 с;
21. А. с. 319746 (СССР), МКИ F 02 Д 39/00. Устройство для периодического отключения подачи топлива в двигатель. / Ромашов В.М., Чертков В.Н., Потапов А.И. Опубл. 04.03.89. - Бюл. № 3.
22. А. с. 987149 (СССР), МКИ F 02 М 59/28. Механизм управления топливным насосом высокого давления. / Линник А.В. и др. Опубл. 23.04.91. - Бюл. № 15.
23. Патент № 2000121939. РФ. F 02 М 63/ 02. Клапан для выключения цилиндров с электрическим приводом. / Раскатов С. Ю., Кокорев Г. Д. Опубл. 20.07.02. - Бюл. № 12.
24. Патент № 2258823. РФ. F 02М 59/46. Топливная система с электронно-управляемым кольцевым нагнетательным клапаном для автотракторных двигателей с регулированием режимов работы отключением подач топлива. / Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р., Ильин А.А., Габдрафиков Ф.З. Опубл. 20.08.05. - Бюл. № 23.

25. А. с. 1548497 (СССР), МКИ F 02M 55/00. Система подачи топлива в дизель. / Патрахальцев Н.Н. и др. Опубл. 08.09.90. - Бюл. № 9.
26. Вальдерама А.Р. Повышение экономических и экологических качеств дизеля методом отключения цилиндров и циклов: дис... канд. техн. наук. - Москва. 1995. - 161 с.
27. Горбунов В.В., Олесов И.Ю. Отключатели цилиндров и циклов дизеля // Грузовик, № 9 - 1999. С. 13-16.
28. Еремкин В. Экспорт технологий / В. Еремкин // Авторевю. № 5, - 2000. - С. 32.
29. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики – Москва: «Наука», 1965 – 189 с.
30. Мищенко Н.И., Шляхов В.С., Юрченко Ю.В., Колесникова Т.Н. Деякі результати дослідження відключення циліндрів в автомобільному бензиновому двигуні внутрішнього згорання // Двигуни внутрішнього згорання, Харків, - 2014 – 34-36 с.

