

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інформаційних технологій та механічної інженерії

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему *Дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному
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 АТ-21мп

Олег ШЕВЧЕНКО

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник Тетяна КОЛЕСНИКОВА

(ім'я та прізвище)

Рецензент Сергій ШАТОВ

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

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

Секретар ЕК _____ / Віталій БОГОМОЛОВ /

(підпис)

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2022

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Інститут, факультет інформаційних технологій та механічної інженерії
 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**

Олегу ШЕВЧЕНКО

(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Дослідження механізму зміни ступеня стиску в 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 « 22 » вересня 2022 року № 340-кв

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

3. Вихідні дані до роботи Літературно - патентний огляд двигунів зі змінним
ступенем стиску

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) _____
Вступ. 1. Огляд робіт щодо застосування змінного ступеня стиску на бензинових
двигунах внутрішнього згорання.

2. Методика розрахунково-теоретичного дослідження механізму зміни ступеня
стиску бензинового безшатунного двигуна.

3. Результати розрахункових досліджень безшатунного двигуна зі змінним
ступенем стиску. Список використаних джерел. Відомість кваліфікаційної
роботи.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному двигуні з кривошипно-кулісним силовим механізмом» складається із 73 аркушів формату А4, на яких містяться три розділи, 48 рисунків, 26 джерела інформації.

Метою кваліфікаційної роботи є з'ясувати вплив режиму роботи двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиску.

Об'єкт дослідження. Швидкодія механізму зміни ступеня стиску в бензиновому чотиритактному двигуні.

Предмет дослідження. Вплив параметрів двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиску в бензиновому чотиритактному двигуні.

Наукова новизна отриманих результатів:

- отримано залежності, за допомогою яких можна визначити вплив параметрів ДВЗ на швидкість зміни ступеня стиску.

У кваліфікаційній роботі проведено аналітичний огляд робіт щодо застосування змінного ступеня стиснення на бензинових двигунах внутрішнього згорання, наведено результати теоретичного та експериментального дослідження механізму зміни ступеня стиснення для бензинового чотиритактного двигуна. Теоретично досліджено вплив режиму роботи двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиснення, було внесено уточнення методики теплового розрахунку двигуна, розроблено математичну модель розрахунку швидкості зміни ступеня стиснення.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, СТУПІНЬ СТИСКУ, МОДЕЛЬ, ПАРАМЕТРИ, ЧАСТКОВІ РЕЖИМИ, ПРОЦЕС, НАВАНТАЖЕННЯ.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	5
1. ОГЛЯД РОБІТ ЩОДО ЗАСТОСУВАННЯ ЗМІННОГО СТУПЕНЯ СТИСКУ НА БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	8
1.1 Огляд конструкцій двигунів і механізмів для зміни ступеня стиску	9
Висновки до першого розділу	37
2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ БЕНЗИНОВОГО БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА	38
2.1 Обґрунтування методу розрахунку швидкості зміни ступеня стиску	38
2.2 Розрахунок швидкості зміни ступеня стиску	40
Висновки до другого розділу	54
3. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА ЗІ ЗМІННИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ	55
3.1 Вплив поточного значення ступеня стиску на швидкість його зміни	55
3.2 Вплив тиску на початку такту стиску на швидкість зміни ϵ	59
3.3 Вплив режиму роботи двигуна на швидкість зниження ступеня стиску	62
3.4 Вплив сил інерції на швидкість зміни ступеня стиску	64
Висновки до третього розділу	67
ВИСНОВКИ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	71
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	74

ВСТУП

Актуальність теми. Кількість автомобільних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) постійно зростає. Паливно-енергетична криза та погіршення екологічної обстановки у світі призвели до значного підвищення вимог, що висуваються до силових установок на автомобільному транспорті, як найсильнішого діючого джерела забруднення та наймасовішого споживача нафтових палив. Не всі країни мають достатню кількість власних енергоресурсів, тому питання ресурсозбереження є особливо актуальними.

Незважаючи на те, що багато організацій ведуть пошук альтернативних джерел енергії, ще досить тривалий час на автотранспорті основним її джерелом залишаться ДВЗ.

У зв'язку з цим протягом останніх десятиліть двигунобудування вирішує два основних завдання: підвищення економічності двигунів і зниження токсичності відпрацьованих газів. До вирішення цих важливих практичних завдань не можна підходити окремо, тому що зниження питомої витрати палива веде в більшості випадків до відповідного зниження питомих викидів токсичних речовин.

Підвищення рівня технології виробництва в двигунобудуванні дало змогу домогтися значного зниження витрати палива. Однак шляхи підвищення економічності, зниження токсичності та поліпшення інших питомих показників класичних поршневих двигунів практично вичерпані. Подальший розвиток ДВЗ, напевно, буде пов'язаний із принциповими змінами в конструкції двигунів. Це підтверджують останні розробки і результати досліджень провідних фірм і організацій у галузі двигунобудування (Mitsubishi Motors Corp., Daimlerchrysler, Mahle, Tokyo Gas Co., Toyota, Saab, Orbital Engine Corp, та ін.).

Одним із напрямів поліпшення економічних та екологічних показників ДВЗ є регулювання ступеня стиску (ϵ) на часткових навантаженнях. Серед різних способів зменшення витрат палива потрібно виділити регулювання ступеня стиску (ϵ) на часткових режимах роботи двигуна.

Очевидно, що найперспективніше застосування ДВЗ зі змінним ступенем стиску на автомобілях, що постійно експлуатуються в міських умовах, де їхні двигуни відносно невеликий час працюють із повним навантаженням. Враховуючи, що вихід бензину з нафти більший, ніж дизельного палива, можна зробити висновок, що бензинові двигуни внутрішнього згорання мають майбутнє, попри їхні недоліки. Тому актуально займатися застосуванням змінного ступеня стиску саме на бензинових ДВЗ.

Найскладнішим для конструювання вузлом двигуна зі змінним ступенем стиску є механізм зміни ступеня стиску (МЗСС), тому що до нього висувають дуже жорсткі вимоги. Механізм, перш за все, повинен мати достатню швидкодію, щоб у момент зміни режиму роботи бензинового двигуна не виникала короткочасна детонація. Саме цій актуальній проблемі присвячена ця кваліфікаційна робота.

Метою кваліфікаційної роботи є з'ясувати вплив режиму роботи двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиску.

Об'єкт дослідження. Швидкодія механізму зміни ступеня стиску в бензиновому чотиритактному двигуні.

Предмет дослідження. Вплив режиму роботи двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиску в бензиновому чотиритактному двигуні.

Методи дослідження — при виконанні дослідження використався комплексний підхід, що включав математичне моделювання, розрахунково-теоретичні дослідження ДВЗ.

Методи дослідження передбачали моделювання реальних умов роботи безшатуного двигуна з механізмом зміни ступеня стиску шляхом складання диференціальних рівнянь механізму з урахуванням сил тиску газів у циліндрі двигуна, інерційних сил, сил тертя та гідравлічних втрат у самому МЗСС.

У кваліфікаційній роботі було поставлено такі **завдання**:

- а) провести огляд конструкцій двигунів зі змінним ступенем стиску;
- б) уточнити методику теплового розрахунку з урахуванням зміни ступеня стиску в 4-тактному бензиновому двигуні на часткових навантаженнях;

в) провести аналіз впливу різних параметрів двигуна на швидкість спрацьовування МЗСС.

Наукова новизна отриманих результатів:

- отримано залежності, за допомогою яких можна визначити вплив параметрів ДВЗ на швидкість зміни ступеня стиску.

Практичне значення отриманих результатів

1. Уточнена методика теплового розрахунку з урахуванням зміни ступеня стиску в 4-тактному бензиновому двигуні на часткових навантаженнях;

2. Отримано нові залежності, за допомогою яких можна визначити вплив параметрів ДВЗ на швидкість зміни ступеня стиску.

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 ":

КОЛЕСНІКОВА Т.М., ШЕВЧЕНКО О.В., СУБОТІН Д.Ю. Стендові дослідження безшатуного двигуна із системою модульного відключення циліндрів. (Харків, ХНАДУ 19.10.2022 р.)

КОЛЕСНІКОВА 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 РОБІТ ЩОДО ЗАСТОСУВАННЯ ЗМІННОГО СТУПЕНЯ СТИСКУ
НА БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Поліпшення потужносних і економічних показників можливе при збільшенні ступеня стиснення. Однак для бензинових двигунів величина ступеня стиснення обмежується появою детонації. Але на часткових навантаженнях, коли тиск і температура в циліндрі знижуються, схильність двигуна до детонації зменшується, що дає змогу підвищити ступінь стиснення.

У бензинових двигунах величина ступеня стиснення встановлюється з умови роботи двигуна на межі детонації за повного навантаження. Ступінь стиснення має змінюватися залежно від навантажувального і швидкісного режимів, від тиску і температури заряду на впуску (застосування наддуву).

Двигуни зі змінним ступенем стиснення мають низку переваг:

1. У бензинового двигуна з'являється можливість працювати на бідніших сумішах.
2. Двигун може працювати на різних видах палива.
3. Під час збільшення ступеня стиснення зменшується температура в кінці впуску через зменшення кількості залишкових газів.
4. При збільшенні зростає термічний та індикаторний ККД. За малих значень ступеня стиснення t_i і зростають інтенсивно, а за великих значень темп наростання знижується. Це зниження пов'язане зі збільшенням об'єму пристінкового шару, в якому відбувається гасіння полум'я.
5. Возможность применения наддува для повышения мощности при том же расходе топлива и снижении степени сжатия.
6. Зменшується час прогрівання двигуна.

За високих ступенів стиснення механічний ККД знижується через збільшення механічних втрат. У двигунах, наприклад, безшатунних, де відсутня бічна сила тиску поршня на стінку циліндра, механічні втрати при збільшенні ϵ збільшуються менш інтенсивно під час зростання навантаження і частоти обертання колінчастого

вала. Тому індикаторний ККД має тенденцію зростання в усьому діапазоні зміни ступеня стиску.

1.1. Огляд конструкцій двигунів і механізмів для зміни ступеня стиску

Конструкцій механізмів, які дають змогу змінювати ступінь стиску та робочий об'єм під час роботи двигуна, було розроблено досить багато. Але більшість із них мали дуже складну конструкцію, а також низьку надійність механізму та двигуна загалом. Тому лише невелика кількість механізмів була виготовлена в металі, і одиниці з них встановлювалися на серійні двигуни.

Механізми для зміни ступеня стиску повинні насамперед мати швидкодію та надійність, щоб зменшувати ступінь стиску на необхідну величину за перших ознак детонації в момент переходу двигуна з одного режиму на інший.

На рис. 1.1 представлені принципові схеми зміни ступеня стиску:

- 1 - зміна положення головки і блока циліндрів відносно КШМ (схема 1);
- 2 - управління частиною об'єму камери згоряння за допомогою додаткового поршня-витискувача (системи типу ВКАРО, схема 2);
- 3 - зміна висоти поршня (за допомогою гідروприводу та інших пристроїв, схема 3);
- 4 - застосування іншої, відмінної від КШМ, кінематичної схеми силового механізму (схеми 4-8);
- 5 - установлення ексцентрика у верхній або нижній голівці шатуна (схема 9);
- 6 - установлення колінчастого вала в ексцентрикових опорах (схема 10).

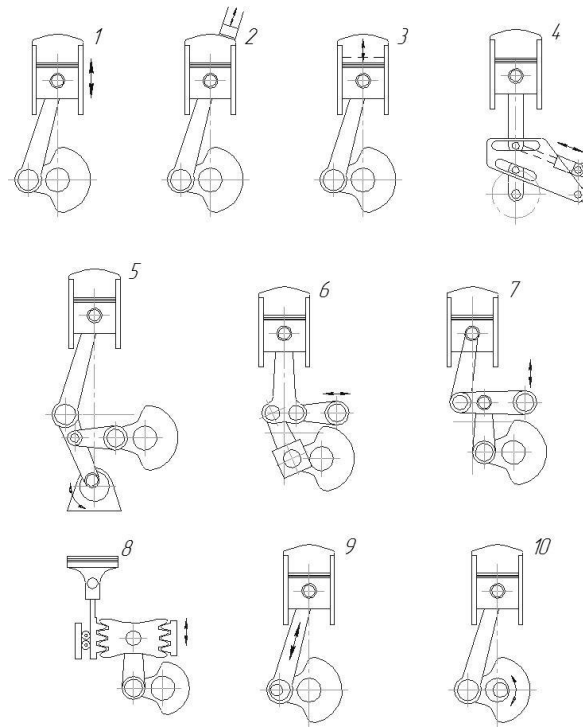


Рис. 1.1. Способи регулювання ступеня стиску

1.1.1. Двигуни з рухомим блоком циліндрів. На рис.1.2 зображено експериментальний бензиновий двигун фірми SAAB зі змінним ступенем стиску, представлений у 2000 році на Женевському автосалоні. Цей двигун примітний тим, що він є першим реалізованим на практиці автомобільним двигуном з рухомою корпусною деталлю, що пройшов стендові та дорожні випробування.

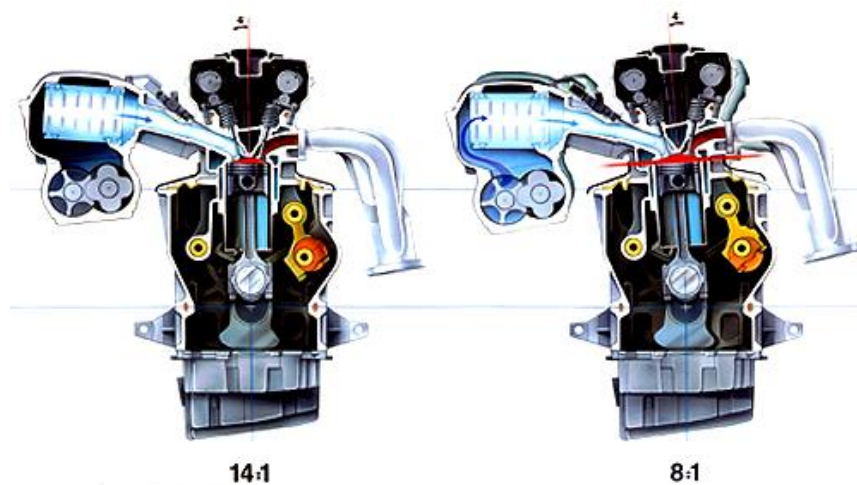


Рис. 1.2. Принцип регулювання ступеня стиску
в двигуні SAAB SVC

У цьому двигуні головка циліндрів і циліндри виконані як одне ціле. Зміна ступеня стиснення здійснюється шляхом повороту головки циліндрів відносно осі 1 за допомогою ексцентрикового вала 2 і додаткових шатунів 3.



Рис.1.3. Механізм повороту блока циліндрів двигуна SAAB SVC

При цьому вісь циліндрів повертається відносно вертикальної осі на 4 (рис. 1.2) за допомогою спеціальної системи важелів із гідроприводом. Ступінь стиску в цьому двигуні змінюється від 8 до 14. Двигун SAAB SVC рядний п'ятициліндровий з робочим об'ємом циліндрів 1,6 л ($D = 68$ мм, $S = 88$ мм) розвиває потужність 165 кВт за частоти обертання $n = 6000$ хв⁻¹, турбонаддуву 0,28 МПа і ступеня стиску 8. Як показали результати випробувань, двигун SVC має високу паливну економічність. Під час випробувань SVC-мотора у складі автомобіля SAAB 9-5 витрата пального в комбінованому циклі становила лише 8,3 л/100 км. Крім того, помітно знижено емісію CO, NO_x і CH, що дає змогу двигуну з системою SVC відповідати всім чинним нормам.

Двигун може працювати на різних видах палива (бензині, дизельному паливі або спирті). Незважаючи на оригінальність технічного рішення, швидкість зміни ступеня стиску невисока через велику масу рухомих ланок. На привід механізму (рис. 1.3) витрачається багато енергії. Конструкцію такого двигуна ускладнює і змінений привід ГРМ. Також викликає сумнів забезпечення надійності та

довговічності механізму, тому що не було опубліковано нові дані за результатами доводочних та експлуатаційних випробувань.

Зміна положення блоку циліндрів за висотою відносно КШМ також дає змогу змінювати ступінь стиску. Одним із варіантів двигуна з рухомим блоком циліндрів є двигун, розроблений фірмою Toyota рис.1.4 [4].

У цьому двигуні опори блоку циліндрів являють собою ексцентрикові вали з черв'ячними колесами на кінцях. Зміна ступеня стиснення досягається підйомом або опусканням блоку під час повороту ексцентрикових валів.

У такому двигуні знижується твердість і надійність через наявність додаткових шарнірів і підвищених навантажень на ці шарніри, ускладнюється привід ГРМ. Цей механізм також не має достатньої швидкодії.

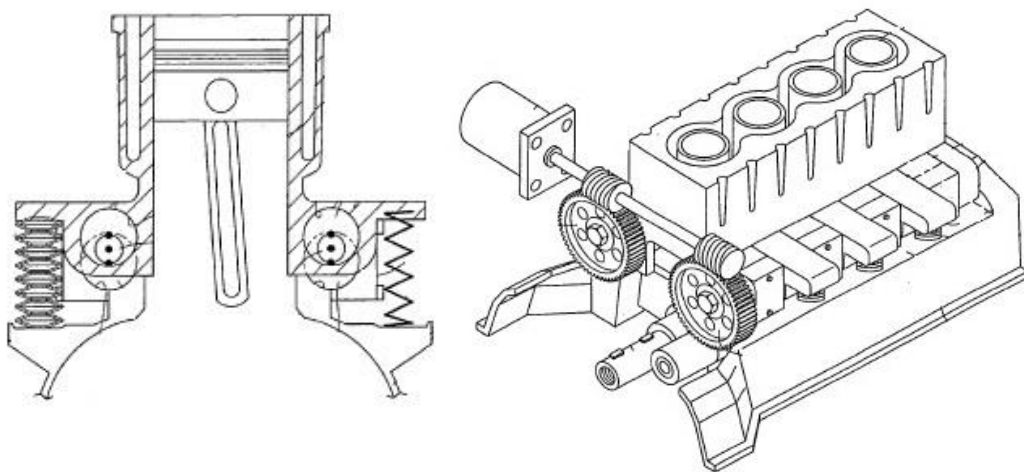


Рис. 1.4. Двигун з $\epsilon=\text{var}$ конструкції Toyota

1.1.2. **Двигуни з ВКАРО та додатковими поршнями.** Ще одним способом зміни ступеня стиску є встановлення додаткового змінюваного об'єму в головках циліндрів. Найбільших успіхів у цьому напрямку досягла французька фірма Hispano-Suisse, що розробила вихрову камеру автоматично регульованого об'єму (ВКАРО) [5]. Така камера дає змогу значно поліпшити пускові властивості двигунів і знизити максимальний тиск згоряння в усьому діапазоні робочих навантажень.

Рухоме склепіння ВКАРО пересувається під дією поршня з гідравлічним, або з механічним приводом, як на рис. 1.5, вгору або вниз відносно камери згоряння.

У результаті цього змінюється об'єм камери згоряння і, отже, ступінь стиску. Подібний механізм було встановлено на двигунах автомобілів ГАЗ-ММ і ЗІЛ-120 і випробувано на кафедрі тракторів і автомобілів Грузинського сільськогосподарського інституту [3]. Цей механізм показав збільшення потужності на 10% і зменшення питомої витрати палива на 7%.

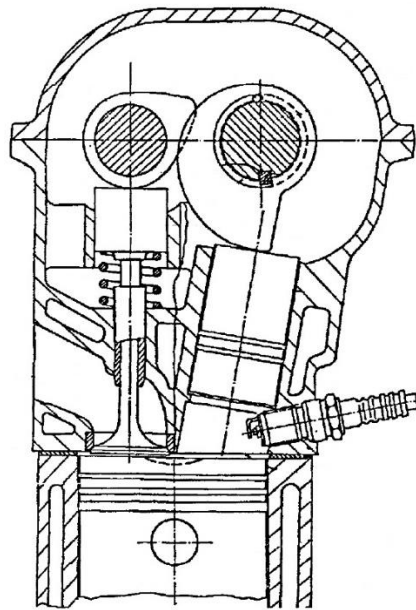


Рис. 1.5. Двигун з ВКАРО від VW

У 80-х роках було проведено експериментальні дослідження автомобілів із бензиновими двигунами, обладнаними системами ВКАРО фірмою Volkswagen, які підтвердили можливість поліпшення експлуатаційної економічності легкового автомобіля на 15%.

Компанія Volvo [5] на початку 90-х років представила двигун зі змінним ступенем стиску рис. 1.6.

Двигуни з ВКАРО та додатковими поршнями. Ще одним способом зміни ступеня стиску є встановлення додаткового змінюваного об'єму в головках циліндрів. Найбільших успіхів у цьому напрямку досягла французька фірма Hispano-Suisse, що розробила вихрову камеру автоматично регульованого об'єму (ВКАРО) [5]. Така камера дає змогу значно поліпшити пускові властивості двигунів і знизити максимальний тиск згоряння в усьому діапазоні робочих навантажень.

Рухоме склепіння ВКАРО пересувається під дією поршня з гідравлічним, або з механічним приводом, як на рис.1.5, вгору або вниз відносно камери згоряння. У результаті цього змінюється об'єм камери згоряння і, отже, ступінь стиску.

Компанія Volvo [5] на початку 90-х років представила двигун зі змінним ступенем стиску рис. 1.6.

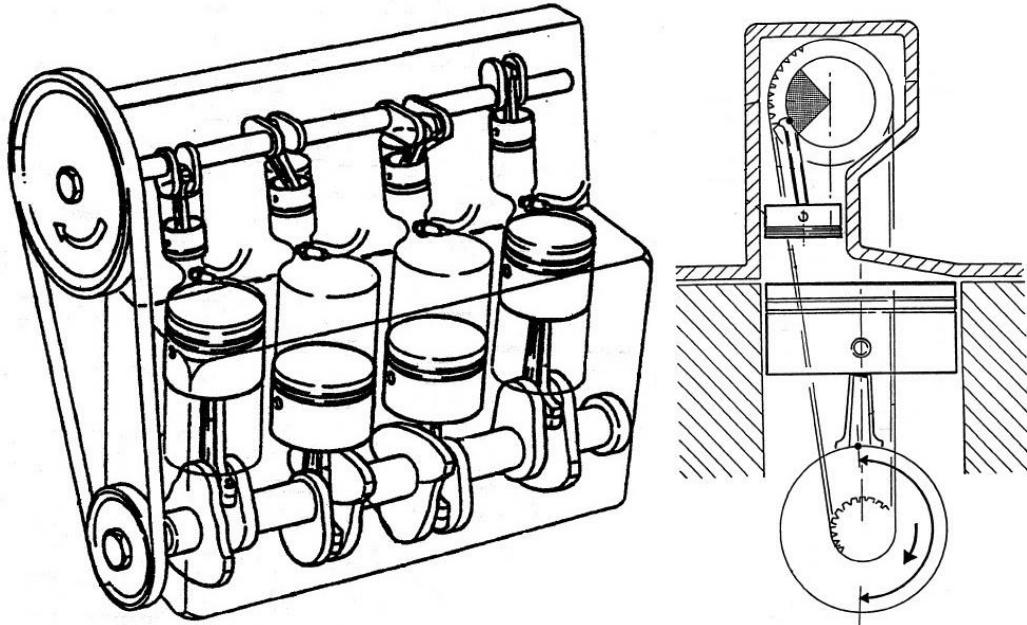


Рис.1.6 Схема двигуна Volvo/Alvar

У цьому двигуні робочий об'єм змінюється за допомогою додаткового поршня, розташованого в голівці блока циліндрів. Робочим процесом цього двигуна можна керувати, регулюючи фази між основним і додатковим поршнем. Зміна фаз дає змогу змінювати ступінь стиску. Під час роботи на малому навантаженні додатковий поршень перебуватиме в найнижчому положенні, коли основний поршень перебуває у ВМТ. При цьому двигун матиме найбільший ступінь стиску. А за повного навантаження, навпаки, додатковий поршень перебуває у верхньому положенні, забезпечуючи найменший ступінь стиску для усунення детонації.

Кілька років тому компанія Hyundai Motor Company опублікувала патент, в якому описана схема двигуна з додатковими камерами в кожному циліндрі. Вони дають змогу змінювати об'єм камери згоряння під час зміни навантаження (рис. 1.7)

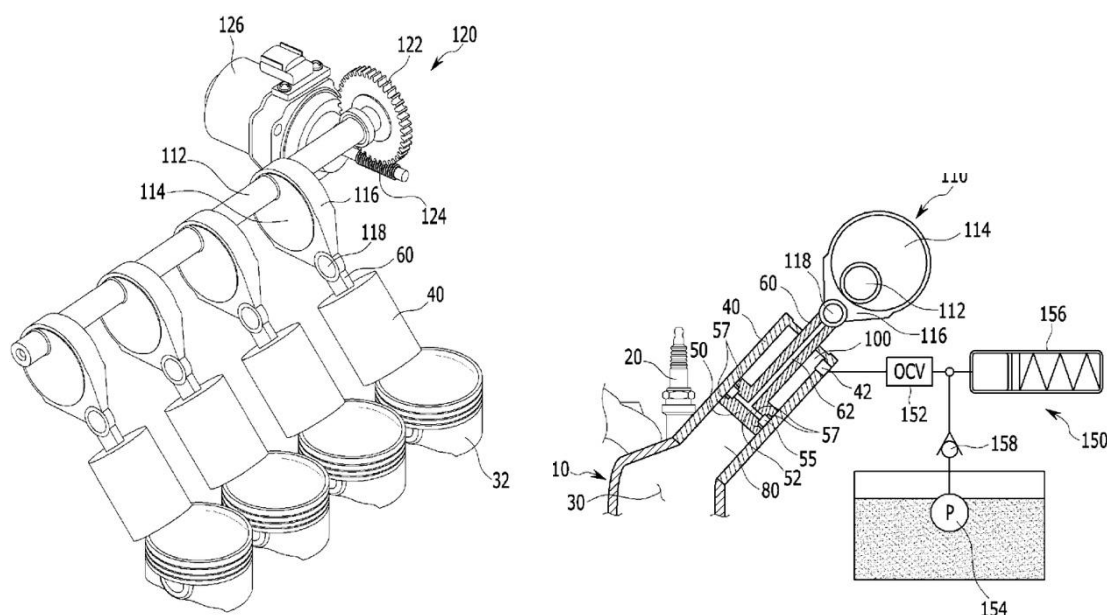


Рис. 1.7 Схема двигуна Hyundai

Зі схеми видно, що рухом додаткових поршнів керує черв'ячна передача. Також є масляний демпфер над додатковим поршнем, який дає змогу знижувати пікові навантаження під час згоряння та охолоджувати їх.

Двигуни з ВКАРО мають низку суттєвих недоліків. Ущільнення рухомих частин ВКАРО і камер додаткового об'єму має конструктивну складність і поки що стримує широке застосування таких пристроїв. Недоліком також є низька надійність, зумовлена розміщенням регулювальних елементів у зонах високих температур і навантажень. У сучасних багатоклапанних двигунах розміщення додаткової камери необхідного розміру в голівці циліндрів практично неможливе. Цією обставиною пояснюється те, що в останні десятиліття експериментальні дослідження цього способу регулювання ступеня стиску практично припинилися.

1.1.3. Поршень з автоматично регульованим ступенем стиску для двигуна внутрішнього згоряння (ПАРСС). Застосування в ДВЗ складових поршнів також дає змогу регулювати ступінь стиску (ПАРСС - поршень, що автоматично регулює ступінь стиску). Конструкцію таких поршнів було запропоновано в 1952 р. Британським науково-дослідним інститутом двигунів [3].

Конструкція ПАРСС показана на рис. 1.8. ПАРСС складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 поршнів. Внутрішній поршень з'єднаний звичайним способом із

верхньою головкою шатуна. Головка зовнішнього поршня профільована; у ній є канавки для компресійних і мастилознімних кілець. Між зовнішнім і внутрішнім поршнями розташовані дві заповнені маслом камери - верхня 5 і нижня 9. Масло в них надходить із масляної магістралі двигуна. Положення зовнішнього поршня відносно внутрішнього визначається кількістю масла в камерах 5 і 9. Під час збільшення ступеня стиснення об'єм камери 5 збільшується. Під час роботи двигуна зовнішній поршень переміщується відносно внутрішнього автоматично, що забезпечує роботу двигуна з різними ступенями стиску відповідно до навантаження.

До недоліків ПАРСС можна зарахувати велику масу і відносно невисокий час спрацьовування через недосконалість системи перепуску масла за різкого збільшення навантаження, а також труднощі в забезпеченні ідентичності роботи всіх циліндрів. Керуючі елементи такого поршня розташовані у високо навантаженій зоні. Ця обставина висуває системі управління досить жорсткі вимоги, не завжди здійсненні, особливо в умовах серійного виробництва.

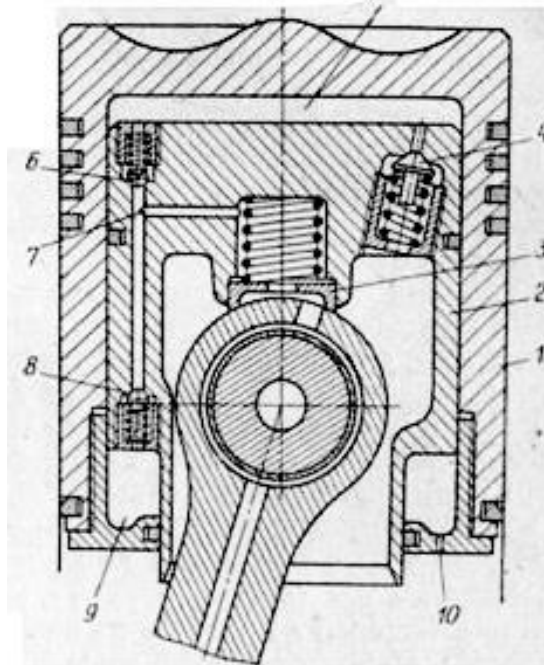
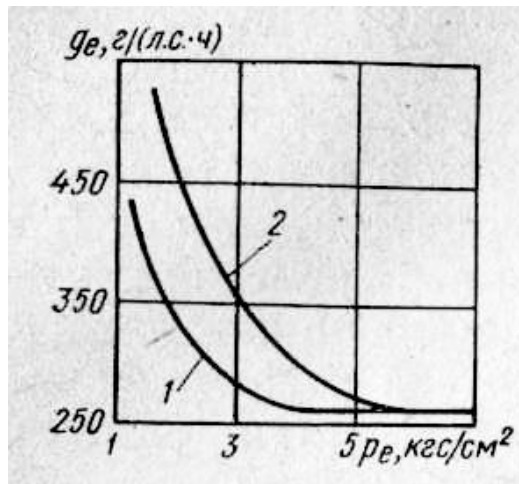


Рис. 1.8. Конструкція ПАРСС



1 - з ПАРСС; 2 - зі звичайним поршнем

Рис. 1.9. Зміна g_e залежно від навантаження двигуна

Незважаючи на зазначені недоліки, використання ПАРСС дало змогу поліпшити економічні характеристики експериментального двигуна на часткових навантаженнях, рис. 1.9 [4].

Багато фірм та інститутів займалися розробкою ПАРСС, але значна кількість розробок спрямована на модернізацію і підвищення надійності, головним чином, системи клапанів, каналів для підведення оливи, ущільнень між рухомими частинами та ін.

У 2000 р. фірма Mercedes-Benz запропонувала свій варіант телескопічного поршня (рис. 1.10), який відрізнявся схемою подачі оливи та ущільненням рухомої головки. Діапазон зміни ступеня стиску становив 11 - 14, за рахунок цього ефективний ККД двигуна збільшився на 5% [6].

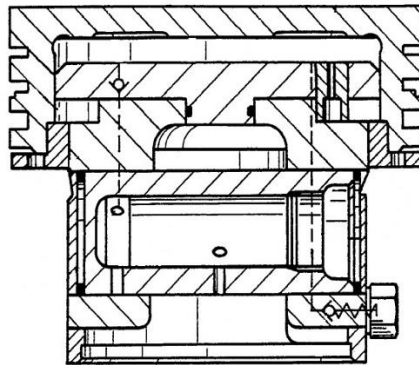


Рис. 1.10. Поршень, розроблений Daimler-Benz

Найбільш помітного успіху в цьому напрямку досягла американська корпорація Continental. Протягом низки років вона випускала дизель спеціального призначення AVCR-1100 з регульованою висотою поршнів. Ступінь стиску в ньому змінювався в межах від 10 до 22. Збільшення висоти поршня від мінімуму до максимуму відбувалося за 60-65 циклів або приблизно за 3 с. Збільшення висоти поршня від мінімуму до максимуму відбувалося за 60-65 циклів або приблизно за 3 сек. Підйом відбувався лише в той момент циклу, коли сили інерції, що діють на поршень, перевищували силу тиску газів. Крім цього, механізм із прецизійними елементами змушений працювати в умовах великих температур і навантажень. Один із можливих наслідків цього - коксування оливи та втрата рухливості головки поршня.

Оригінальне рішення зміни ступеня стиску (рис. 1.11) було представлено винахідником Su Yan (Китай) у 2019 р. Звичайний автомобільний поршень пропонується замінити складеним. Основна частина поршня з'єднана з шатуном поршневим пальцем. Рухома частина поршня з'єднана з основною за допомогою прямокутної різьби. Керується рухома частина електродвигуном через зубчасту передачу (конічна пара і циліндрична з внутрішнім зачепленням). На рухомій частині є внутрішній зубчастий вінець, який забезпечує її по різьбі. Рухома частина поршня може при цьому підніматися або опускатися відносно верхньої головки шатуна, і, відповідно, змінювати ступінь стиснення.

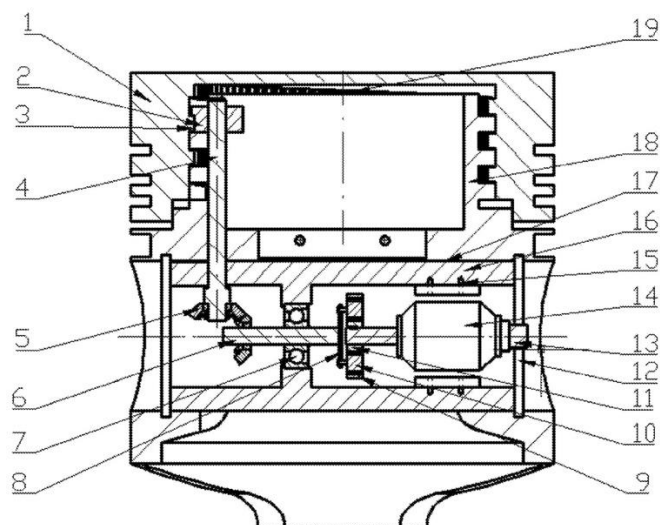


Рис. 1.11. Складовий поршень Su Yan

Ця конструкція компактна, але прямокутне різьблення, що з'єднує дві частини поршня, постійно зазнає великих знакозмінних навантажень. Це дуже швидко призведе до збільшення зазору в такому з'єднанні і виходу з ладу всієї конструкції.

Недоліком розглянутих поршнів є конструктивна складність, а, отже, і ненадійність у роботі.

Розглянуті ПАРСС з масляним приводом мають більшу масу, внаслідок чого збільшується навантаження на деталі КШМ, і неможливо збільшити частоту обертання колінчастого вала, через збільшення інерційних сил. Час зміни ступеня стиску такими поршнями також великий.

1.1.4. Двигуни з ексцентриками в шатунах. Зміну ступеня стиску також можна здійснювати за допомогою ексцентриків, встановлених у нижній або верхній голівці шатуна, завдяки чому змінюється ефективна довжина шатуна.

У двигуні М. Marchisseau (Institut francais du petrole) шатунну шийку встановлено в ексцентриковій опорі, рис. 1.12 [7]. Поворот ексцентрика здійснюється зубчастою передачею - шестерня-рейка. Рейка є поршнем гідроциліндра, і переміщується в ньому залежно від тиску масла в правій або лівій порожнині.

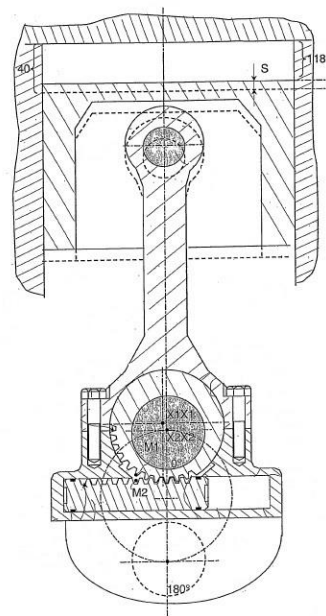


Рис. 1.12. Двигун з ексцентриком на шатунній шийці

У цьому двигуні на зубчасту пару діють великі динамічні навантаження, тому такий механізм недовговічний. Також цей механізм має доволі складну гідросистему, яка керує положенням рейки.

Також можливий варіант встановлення ексцентрика у верхню головку шатуна. Поворот ексцентрика дасть змогу змінювати положення поршня, а отже, і об'єм камери згоряння. При цьому буде змінюватися ступінь стиску. Найчастіше для управління ексцентриком використовують гідропривод. У цьому напрямку відомі розробки таких фірм, як: Porsche, Toyota; а також деяких конструкторів: Schulze Dietmar (Німеччина), Zhang Xuehong (Китай) тощо. (рис. 1.13 і 1.14)

На рис. 1.13 використано привід ексцентрика двома важелями, які одним кінцем з'єднані з ексцентриковою шайбою, а іншим - з поршнем приводу. У схемі використовується масло із системи змащення двигуна.

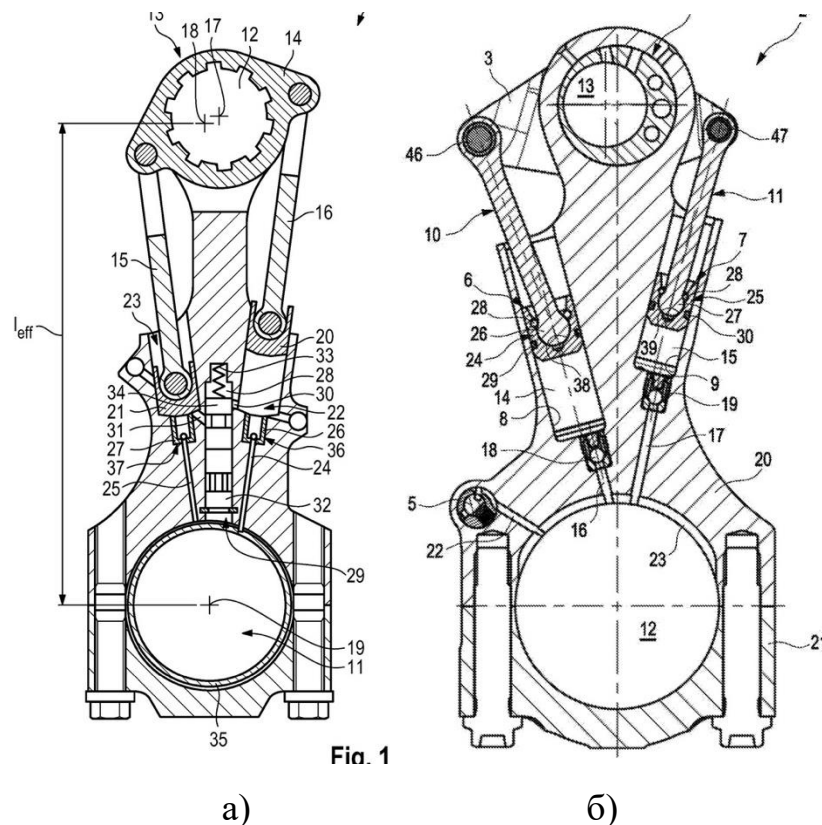


Рис.1.13. Двигун з ексцентриком на шатуні Porsche (а), Toyota (б)

Конструкція шатуна в такому двигуні дуже ускладнена. Є кілька каналів для приводу кожного поршня. Залежно від необхідного ступеня стиснення масло

регулятором спрямовується в необхідний канал і впливає на один із поршнів, внаслідок чого поворот ексцентрика в потрібний бік змінює ступінь стиснення.

У шатуні конструкції Zhang Xuehong (рис. 1.14) використовується один приводний важіль і один поршень двосторонньої дії. Рух поршня вгору-вниз спричиняє поворот ексцентрика у верхній голівці шатуна і зміну ступеня стиснення.

Наявність каналів усередині таких шатунів зменшує їхню жорсткість і міцність, тому їхні розміри в поперечному перерізі збільшуватимуться. Це призведе до збільшення їхньої маси та збільшення інерційних навантажень (сили інерції 2-го порядку).

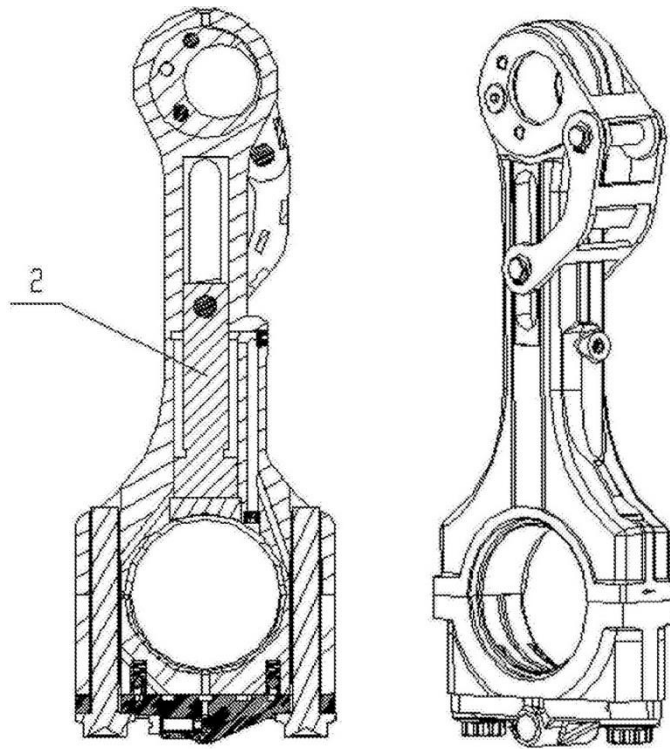


Рис.1.14 Двигун з ексцентриком на шатуні Zhang Xuehong

Подібних конструктивних рішень було запропоновано досить багато.

1.1.5. Колінчастий вал в ексцентрикових опорах. Один із двигунів з ексцентриковими корінними опорами був створений фірмою FEV (Німеччина) [9, 10].

Регулювання ступеня стиску відбувалося в діапазоні 8...14. Поворот ексцентрикових опор здійснювався за допомогою електродвигуна. Під час повороту

ексцентрикових опор змінюється вертикальне положення колінчастого вала (рис. 1.15), що призводить до зміни положення ВМТ і НМТ. Час спрацьовування системи в бік збільшення ϵ - 0,5 сек., у бік зменшення - 0,1 сек.

Дослідницький автомобіль був обладнаний двигуном робочим об'ємом 1,8 л. Двигун мав крутний момент 300 Н-м за 2300 хв-1. і розвивав потужність 160 кВт за 5000 хв-1. Цей двигун пройшов випробування не тільки на моторному стенді, а й у лабораторно-дорожніх умовах на автомобілі. Порівняно з традиційним двигуном із наддувом зі ступенем стиснення 8,9 двигун FEV має на 9% кращу паливну економічність.

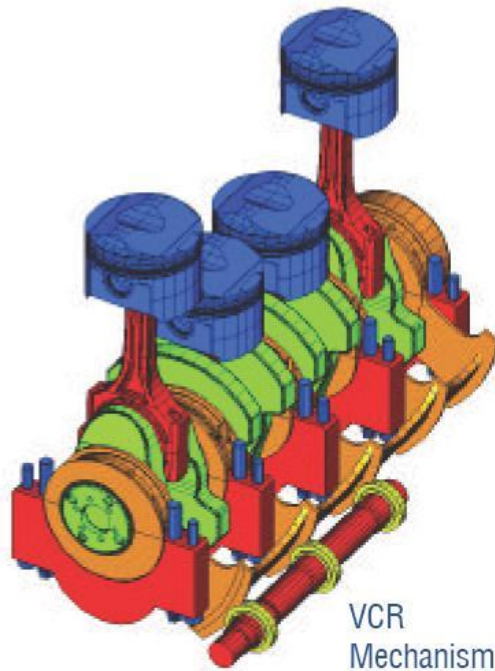


Рис.1.15. Схема двигуна FEV

Цей двигун має суттєвий недолік. При зміні ступеня стиску змінюється взаємне положення маховика щодо коробки передач. Тому необхідно встановлювати додатковий пристрій, який би передавав крутний момент від маховика до КП. Це додатково ускладнює конструкцію і знижує її надійність.

Цього недоліку не має двигун Lambertus H. de Gooijer (рис.1.16) [11].

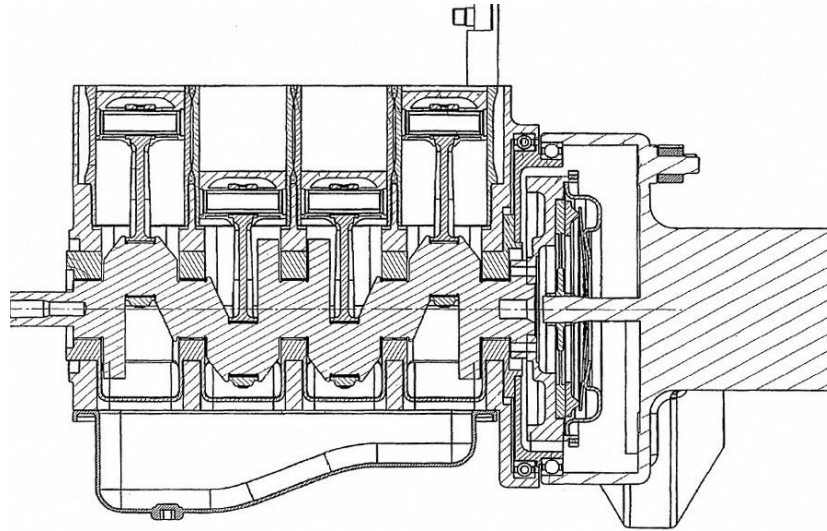


Рис. 1.16. Схема двигуна Lambertus H. de Gooijer

Колінчастий вал 1 повертається в ексцентрикових корінних підшипниках 2, які можуть повертатися навколо своєї осі за допомогою гідروциліндра 3. Завдяки цим ексцентрикам колінчастий вал може переміщати відносно блока циліндрів, а отже й змінювати ступінь стиснення. Зі схеми видно, що колінчастий вал, зчеплення та первинний вал коробки передач 4 перебувають на одній осі та переміщуються всі разом. Переміщення коробки передач можливо компенсувати карданною передачею, але жорсткість усього силового агрегату істотно знижується. Також ускладнюється конструкція органів управління такою КПП.

1.1.6. Двигуни зі змінним ходом поршня. Цікаві рішення зміни ступеня стиску за допомогою регулювання ходу поршня використані в конструкціях ДВЗ із плоскими механізмами, які являють собою різновид механізмів П. Л. Чебішева.

Дослідницька лабораторія фірми Sandia (США) і фірма ERDA (Австралія) за запропонованою інженером Н. Rouliot схемою розробили автомобільний п'ятициліндровий двигун зі змінним ходом поршня [12]. Потужність двигуна змінюється за рахунок зміни робочого об'єму від 0,7 до 3,1 л шляхом регулювання ходу поршня в межах $S=25,4 \div 108$ мм. Дроселювання застосовується тільки на холостому ході і малих навантаженнях.

У двигуні Н. Pouliot (рис. 1.17) хід поршня змінюють закручуванням гвинта 7 у гайку 6 за допомогою електродвигуна. Повна зміна ходу поршня відбувається приблизно за 3 с.

Недоліком перетворювального механізму цього двигуна було збільшення ступеня стиснення, яке супроводжує зростання ходу поршня. Іншим суттєвим недоліком двигуна Pouliot була незадовільна врівноваженість.

Лише в 5-циліндровому варіанті двигуна невірноважені сили інерції були співставні з такими самими силами в двигунах із традиційним КШМ. У 4-х і 6-циліндрових двигунах Pouliot невірноважені сили інерції зростали в п'ять разів, порівняно з 5-циліндровим двигуном.

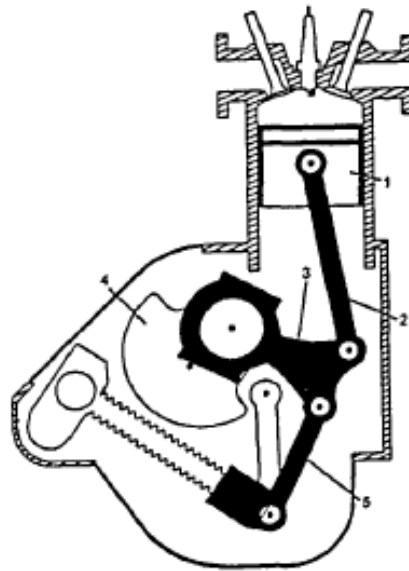


Рис.1.17. Схема двигуна Н. Pouliot

1.1.7. Двигун GoEngine. Ще одним рішенням реалізації змінюваного ступеня стиску, яке з'явилося відносно нещодавно і реалізованим у вигляді дослідницького зразка, є двигун інженера Lambertus H. de Gooijer - GoEngine [14].

У двигуні є зубчаста пара внутрішнього зачеплення. Зубчасте колесо закріплене в корпусі, а шестерня - на шатунній шийці, яка виконує роль водила. На зовнішній поверхні маточини шестерні виконано ексцентрикові (відносно осі кривошипа) шийки, з якими через звичайні підшипники ковзання пов'язаний шатун. Ексцентрикові шийки виконують дві функції. По-перше, вони забезпечують різницю

ходу поршня на тактах впуску і розширення (таким чином, реалізується принцип "продовженого розширення"). По-друге - за рахунок повороту колеса внутрішнього зачеплення на деякий кут (наприклад, за допомогою черв'ячної пари) може бути здійснено регулювання ступеня стиснення. Вказується, що для зміни ступеня стиску в діапазоні $6 \div 15$ необхідний кут повороту колеса становить 40 градусів.

Як стверджують автори, двигун Goengine пройшов стендові випробування (понад 200 годин), а також короточасні лабораторно-дорожні випробування на автомобілі CitroenSaxo (близько 500 км). Під час порівняння автомобілів із серійним 4-х циліндровим двигуном і 2-х циліндровим двигуном GoEngine, експериментальний двигун показав кращу економічність на 15-25%.

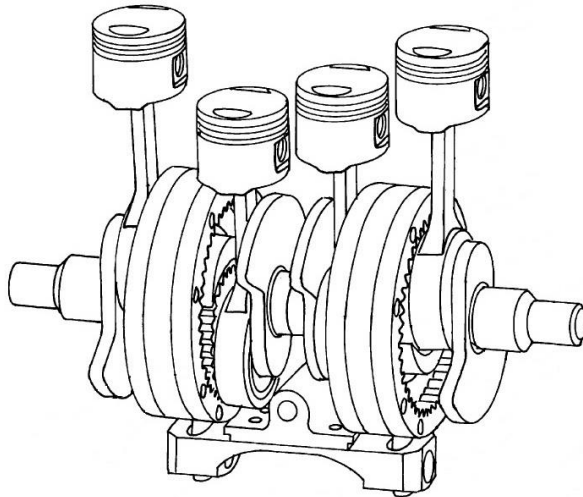


Рис.1.18. Схема двигуна GoEngine

До очевидних недоліків двигуна слід віднести:

- значно більшу масу рухомих деталей (збільшена маса шатуна, додаткова маса шестерні на шатунній шийці);
- необхідність застосування складеного колінчастого валу (з умов складання силового механізму);
- велика довжина шатунної шийки, що може призвести до її деформації. При цьому може порушитися точність зубчастого зачеплення планетарної передачі;
- підвищені втрати на тертя через наявність великої кількості пар тертя і зубчастого зачеплення;

- погана врівноваженість двигуна за сумарними силами інерції. Це пов'язано з різницею прискорення мас на тактах впуску-стиснення і розширення випуску.

Автори цього проекту продовжили роботу над цим двигуном, і наприкінці 2008 року презентували вдосконалений зразок двигуна GoEngineII (рис. 1.19).

У цьому двигуні також виконано змінюваний ступінь стиску і продовжене розширення, але трохи іншими конструктивними методами. Двигун має два коліна з широкими шатунними шийками, на яких встановлено по 2 шатуни та шестерню для приводу ексцентриків.

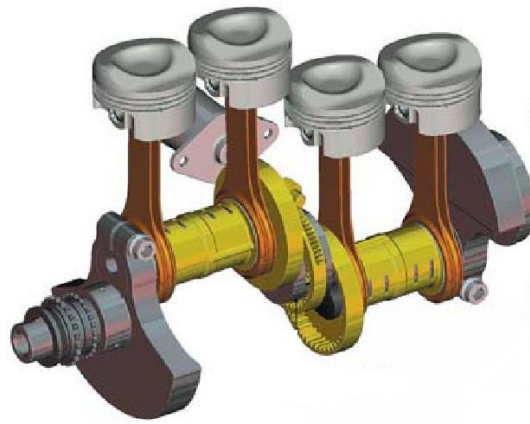


Рис.1.19. Конструктивна схема двигуна GoEngineII



Рис. 1.20. Шатунна шийка з ексцентриками

Завдяки наявності ексцентрика на шатунній шийці положення поршня в НМТ під час тактів впуску і розширення - різне. Під час такту розширення хід поршня більший, цим і забезпечується продовжене розширення.

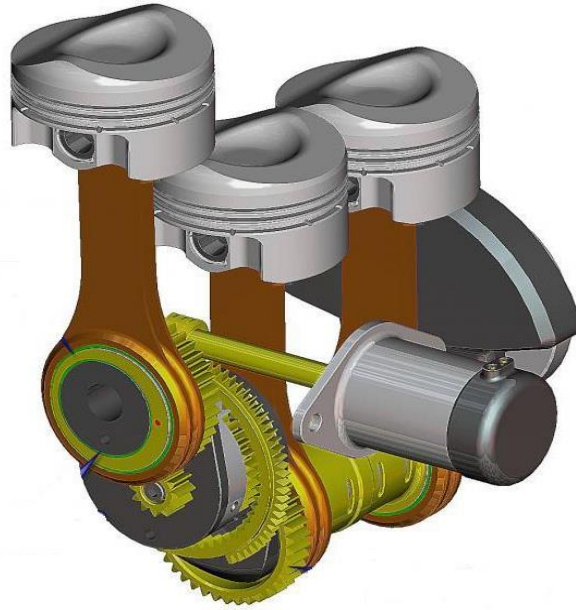


Рис.1.21. Механізм зміни ступеня стиску

Зміна ступеня стиску в двигуні відбувається за допомогою коронної шестерні, яка може повертатися на кут до 120 за допомогою черв'ячної передачі з електроприводом (рис. 1.22). Повна зміна ступеня стиску від 8 до 16 відбувається за 0,5 сек.

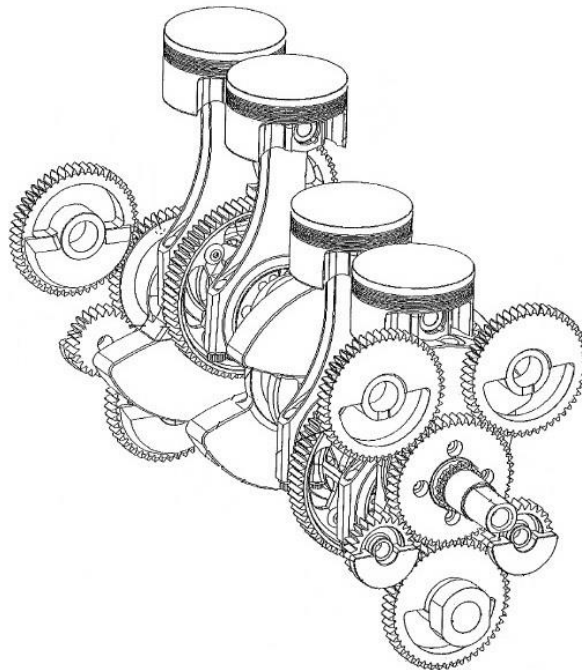


Рис. 1.22. Схема розташування противаг і синхронізуючих шестерень

Як повідомляють автори цього проекту, двигун GoEngineII має зменшену на 20% витрату пального та менші викиди CO₂, порівняно з базовим двигуном рівного об'єму, і на 95% збільшену потужність, порівняно з базовим двигуном.

Недоліки двигуна GoEngineII залишилися такі самі, як і в першого варіанта. Їх було розглянуто вище. Момент від сил інерції p_{j1} врівноважується противагами, які знаходяться на додаткових шестернях. Це також ускладнює конструкцію і збільшує масу двигуна.

1.1.8. Двигун MCE-5. Зубчаста передача використана також і в іншому двигуні з регульованим ступенем стиснення - двигуні MCE-5 французького інженера V. Rabhi. Rabhi.

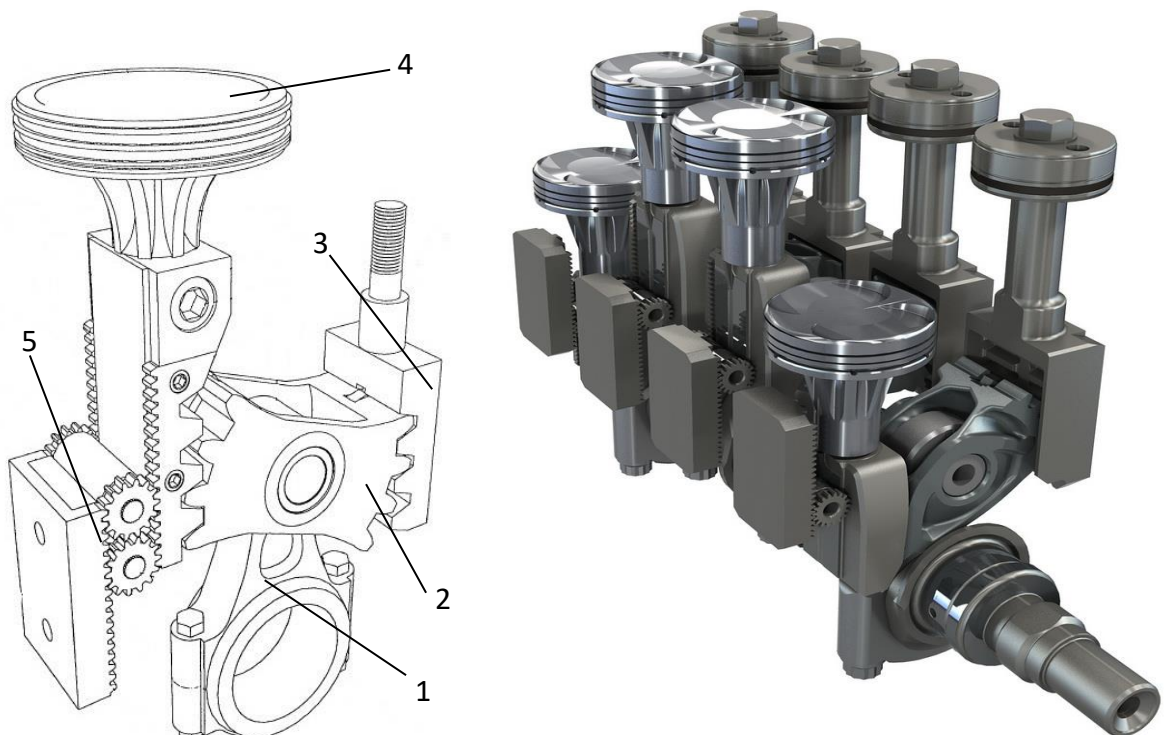


Рис. 1.23. Схема та 3d-модель двигуна V. Rabhi

Короткий шатун 1 з'єднується з двоплечим коромислом 2. Одне з плечей "спирається" на кронштейн 3, який можна переміщати вгору-вниз за допомогою потужного гідроциліндра - саме цим і досягається зміна ходу поршня і ступеня стиснення (від 6,7 до 17). Поршень 4 рухається строго вертикально, підтримуваний з одного боку опорною зубчастою рейкою 5, а з іншого боку - зубчастим сектором

коромисла 2. При цьому на поршень не діють бічні сили, які у звичайному двигуні постійно притискають спідницю поршня до поверхні циліндра і становлять до 40% всіх механічних втрат на тертя. Двигун перебуває у стадії доведення.

Двигун з таким механізмом може забезпечувати закон руху поршня, який відрізняється від закону руху в КШМ. Це дасть змогу збільшити індикаторний ККД двигуна за рахунок наближення процесу згоряння до ізохорного.

Такі двигуни мають такі переваги:

- можливість зміни ступеня стиску в процесі роботи двигуна в широкому діапазоні;
- зменшення вертикального розміру двигуна;
- відсутність бічної сили, та зменшення розмірів і маси поршня.

До недоліків двигунів слід віднести:

- значне ускладнення конструкції КШМ;
- складність у забезпеченні однакового ступеня стиску для всіх циліндрів;
- більше високі механічні втрати через велику кількість пар тертя в КШМ;
- більші навантаження на зубчасті зачеплення, тож і вищі вимоги до якості їх виготовлення.

1.1.9. Траверсні двигуни.

На рис. 1.24 показано КШМ двигуна, зі встановленими в ньому додатковими кінематичними ланками [1]. Двигун має силовий траверсний механізм, який дає змогу регулювати ступінь стиску залежно від навантаження.

Траверса б одним кінцем з'єднана з шатуном 4, а іншим зі штовхачем 1, що має рухому опору 2. Під час повороту рухомої опори штовхач повертає траверсу відносно осі шатунної шийки, яка переміщує шатуна з поршнем 3. Таким чином, змінюється положення ВМТ, а отже, ступінь стиснення.

Траверсні двигуни мають такі переваги:

- широкий діапазон регулювання ступеня стиску ($7 \div 15$);
- можливість одночасного регулювання ступеня стиску і робочого об'єму;
- відносно невеликі навантаження на органи управління ступенем стиску;
- використання традиційних для двигуна технологій.

Розробкою двигунів за цією схемою займаються Росія, Німеччина, Франція, Японія, США тощо.

У траверсному двигуні Nissan (рис. 25, а) регулювальне коромисло розташоване знизу і приводиться ексцентриком. Двигун Peugeot (рис. 1.25, б) відрізняється верхнім розташуванням коромисла з приводом від гідравлічного поршня.

У цих двигунах зменшено механічні втрати. Це пов'язано з меншим кутом відхилення шатуна, порівняно зі звичайним двигуном, а отже меншою величиною бічної сили. Змінюється також кінематика двигуна. Лінія руху поршня стає ближчою до синусоїди. Завдяки цьому згоряння відбувається за постійного об'єму і підвищується індикаторний ККД.

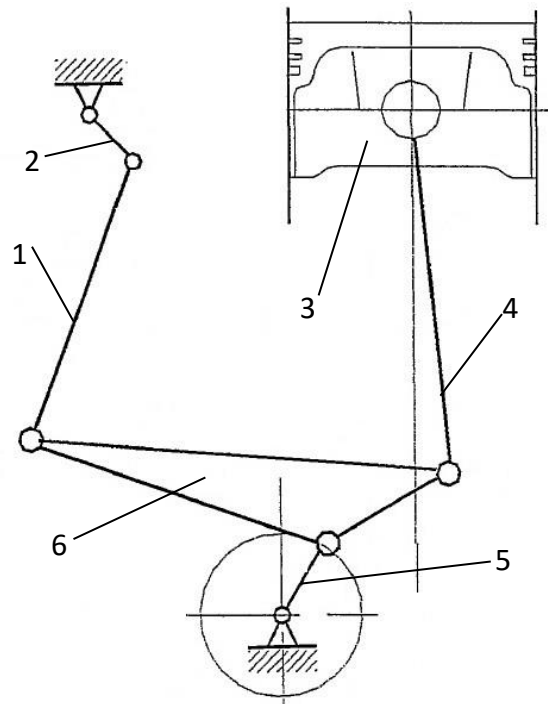


Рис. 1.24. Траверсний механізм

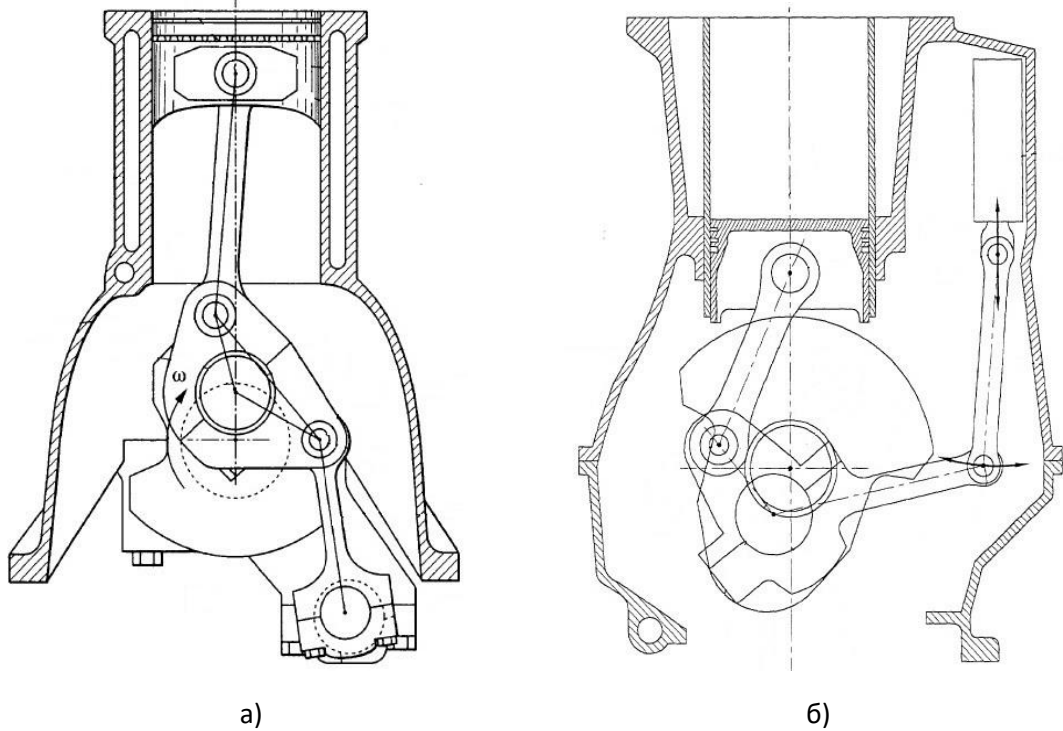


Рис. 1.25. Траверсні двигуни Nissan (а) та Peugeot (б)

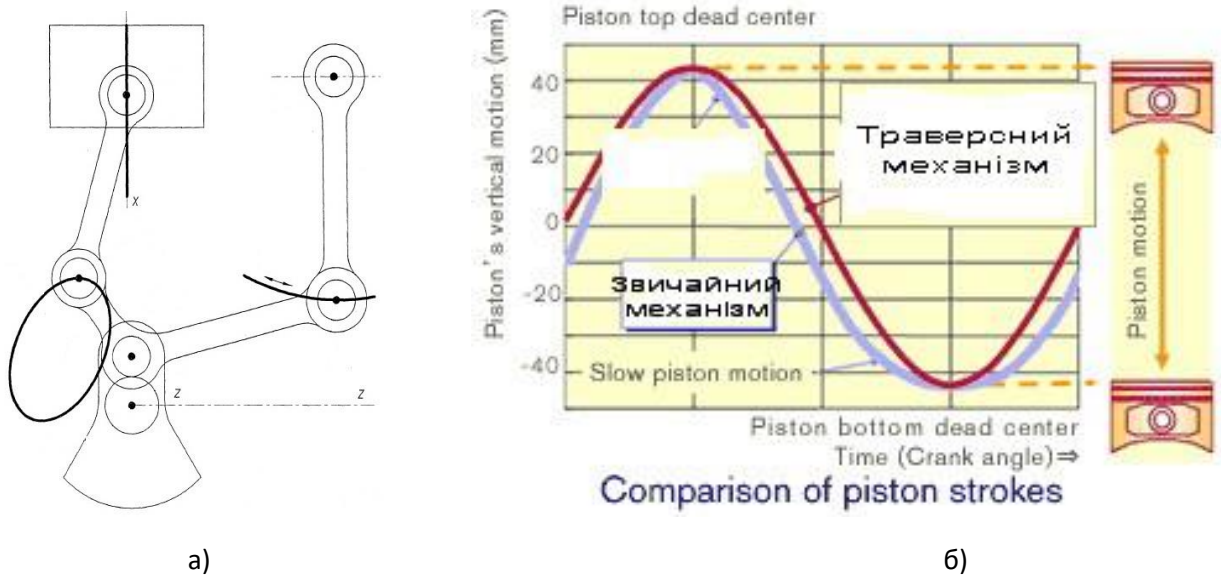


Рис. 1.26. Кінематика траверсного двигуна

Концерном DaimlerChrysler був спроектований 4-циліндровий бензиновий траверсний двигун NAMI-DC-M111VE з регульованим у діапазоні 7,5÷14 ступенем стиснення.

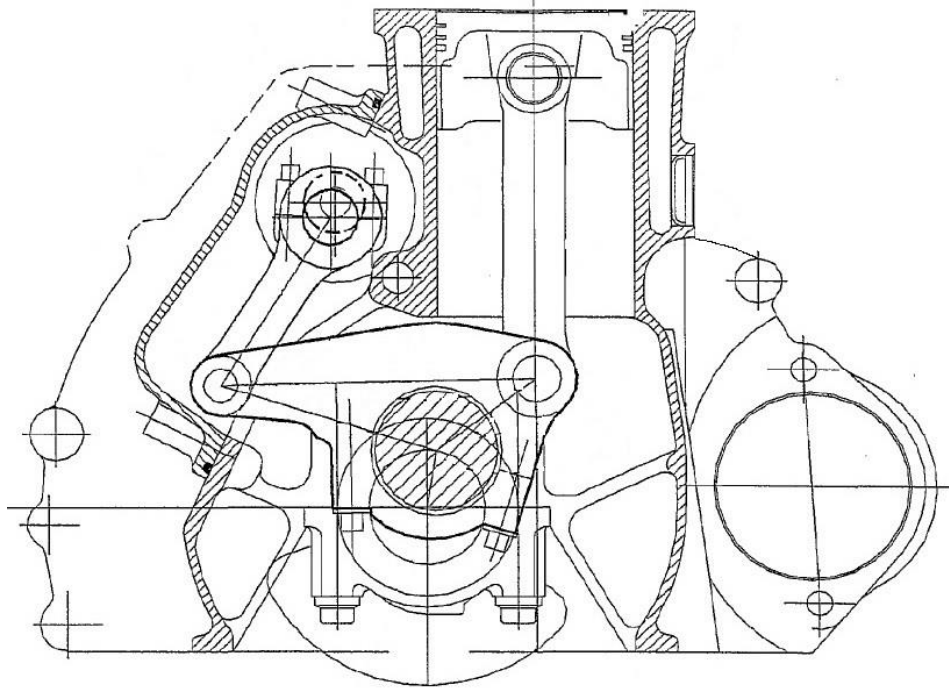


Рис. 1.27. Схема силового механізму траверсного двигуна

Двигун NAMI-DC-M111VE - один з декількох, у світовій практиці, двигунів з регульованим ступенем стиснення, на якому було проведено широкі експериментальні дослідження, включно з ресурсними випробуваннями.

Основною метою випробувань було підтвердження працездатності силового механізму траверсного двигуна концепції НАМИ. На холостих обертах двигун працює з максимальним ступенем стиснення - 14. Економія палива на такому режимі перевищує 15%. При збільшенні навантаження тиск наддуву збільшується до 1-1,3 бара, а ступінь стиснення знижується до 7,5. Це дає змогу двигуну з об'ємом 2 л розвивати потужність до 250 к.с.

Основними недоліками двигунів із траверсними механізмами є наявність додаткових кінематичних ланок і опор, і, пов'язані з цим, збільшені втрати на тертя. Також додавання в КШМ додаткових елементів зменшує загальну надійність двигуна. На привід цих механізмів витрачаються досить великі зусилля.

Однією з останніх розробок у галузі двигунів із керованим рухом поршнів є двигун фірми Mayflower Corporation, презентація якого відбулася наприкінці 2001 р. Цей двигун можна віднести до класу траверсних двигунів із регульованими ступенем

стиснення та робочим об'ємом. Це забезпечуються за рахунок зміни кінематичної схеми силового механізму.

Один кінець траверси з'єднаний із шатуном, а другий - із рухомою опорою. Опора виконана у вигляді універсального шарніра, який забезпечує як хитний, так і зворотно-поступальний (щодо опори) рух траверси. Другий кінець траверси має циліндричну форму і з'єднаний із втулкою опори, а сама опора пов'язана з механізмом управління.

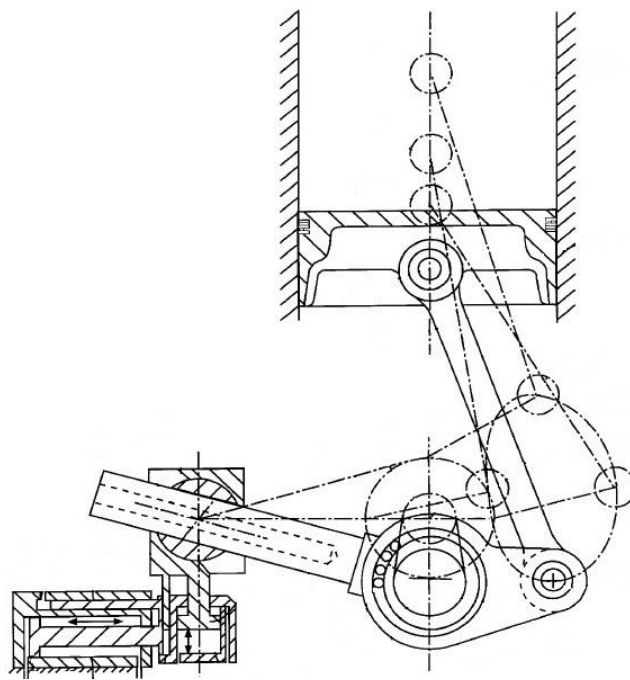


Рис.1.28. Розрахункова модель і схема двигуна Mayflower

Механізм управління (на рис. 1.28 зображена гідравлічна версія) може переміщати опору в горизонтальному напрямі, забезпечуючи, таким чином, регулювання робочого об'єму, або у вертикальному напрямі, забезпечуючи регулювання ступеня стиснення, або в обох напрямках, даючи змогу регулювати й ступінь стиснення, і робочий об'єм одночасно залежно від швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна. Перший дослідницький зразок змінював ступінь стиснення від 9 до 15, а робочий об'єм з 1,4 до 1,7 л.

Змінна кінематика двигуна збільшуватиме його вібрації, для подолання яких необхідні додаткові пристрої. Це призведе до ускладнення конструкції та зменшення

надійності двигуна. Також проблемою буде одночасне регулювання ступеня стиснення та робочого об'єму в багатоциліндровому двигуні.

1.1.10. Безшатунні двигуни. Безшатунні двигуни вперше були сконструйовані в 60-х роках винахідником Strach з ФРН, який використав конструктивну схему з пат. США, виданого ще 1902 року.

У 1985 р. у США було виготовлено два дослідні зразки двотактних безшатунних двигунів із робочим об'ємом $V_h = 1000 \text{ см}^3$. Загальний час роботи на стенді цих зразків становив 50 годин. Для виробництва такого двигуна може бути використано до 90% технологічного обладнання, що застосовується для виготовлення звичайного поршневого ДВЗ.

Фірма Ficht у 1988 р. провела стендові випробування чотиритактного ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом, розробленого винахідником Collins (Австралія). Трициліндровий двигун з $iV_h = 980 \text{ см}^3$ розвиває $N_e = 65 \text{ кВт}$ при $n = 5500 \text{ хв}^{-1}$, а його маса становить 60 кг. З урахуванням позитивних результатів випробувань цього ДВЗ фірмою розроблено аналогічний за схемою варіант трициліндрового двигуна для випробувань на легковому автомобілі. Цей ДВЗ з $iV_h = 1400 \text{ см}^3$ розвиває $N_e = 95,5 \text{ кВт}$ при $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$; маса становить 77 кг. Питання про можливість впровадження такого двигуна в серійне виробництво, як вважає компанія, в основному визначатиметься вартістю його виготовлення.

Автором Vak David розроблено малопотужний двотактний двоциліндровий опозитний двигун із кривошипно-кулісним механізмом. Зазначається, що в двигуні забезпечується високий ступінь очищення циліндрів від відпрацьованих газів, а також компактність конструкції.

У вищеназваних безшатунних двигунах ступінь стиску не змінювався.

У більшості розглянутих конструкцій ДВЗ зі змінним ступенем стиску максимальне значення ϵ , що забезпечує найкращі показники двигуна, перебуває в межах від 12 до 14. За подальшого збільшення ступеня стиску індикаторний ККД уже не в змозі компенсувати зростання втрат на тертя, і ефективний ККД у результаті цього не підвищується і навіть знижується.

Одним із можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску, є безшатульний ДВЗ, у якому замість звичайного кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм. Виконані в ПДАБА теоретичні та експериментальні дослідження безшатульного ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом [20] дають змогу припустити про доцільність використання в такому двигуні змінного ступеня стиску.

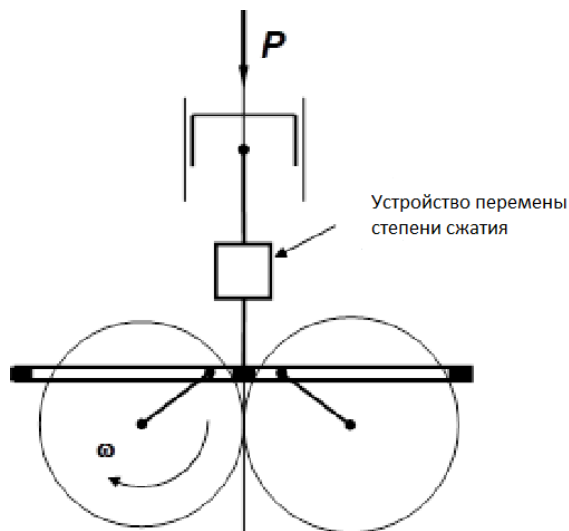


Рис. 1.29. Схема безшатульного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом і змінним ступенем стиску

Аналіз безшатульного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску.

У зв'язку з особливостями конструкції та робочого процесу безшатульного двигуна необхідне проведення досліджень для визначення його раціональних параметрів, що є самостійним науковим завданням. Ця робота є продовженням робіт, що проводяться на кафедрі "Експлуатації та ремонту машин" ПДАБА зі створення двигунів з високими економічними та екологічними показниками.

Висновки до першого розділу

1. Проаналізовано конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску. Визначено їх недоліки та переваги.

2. Показано, що: у безшатунному двигуні з кривошипно-кулісним механізмом крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ
МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ
БЕНЗИНОВОГО БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

Завданням теоретичного дослідження механізму зміни ступеня стиснення є визначення впливу параметрів двигуна на різних режимах роботи на швидкість зміни ступеня стиснення, яке характеризує швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для уникнення детонаційних процесів.

Для розв'язання поставленого завдання необхідно розробити методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиснення бензинового чотиритактного двигуна.

Очевидно, що розв'язати поставлене завдання можна, враховуючи гідравлічні процеси в механізмі зміни ступеня стиснення і вплив показників двигуна на різних режимах роботи на швидкість зміни ступеня стиснення.

Відомо, що найчастіше отримані в результаті експериментів дані можуть бути застосовані тільки для двигунів, що мають аналогічний типорозмір, подібну конструкцію, той самий спосіб сумішоутворення тощо. Із цього випливає, що методика розрахунку двигуна повинна спиратися на загальні закономірності та мати можливість легко адаптуватися для конкретного двигуна з урахуванням характерних його показників на номінальному режимі роботи.

2.1. Обґрунтування методу розрахунку швидкості зміни ступеня стиску

У сучасній технічній літературі дуже мало уваги приділено розрахунку двигунів зі змінним ступенем стиснення, особливо безшатуних. Наявні методики розрахунку двигунів не враховують вплив часткових режимів роботи двигуна на його параметри, оскільки розрахунок ведеться для одного номінального режиму.

Для розрахунку бензинового двигуна з $\epsilon = \text{var}$ такий підхід неприпустимий, тому що потрібно враховувати те, що зміна ступеня стиснення відбувається на

частих режимах при навантаженні 20...80% від номінальної потужності двигуна N_e . Тому, для правильної оцінки та аналізу впливу різних параметрів двигуна на швидкість зміни ступеня стиснення, потрібно проводити тепловий розрахунок двигуна, його кінематичних і динамічних залежностей на різних режимах роботи двигуна для отримання середнього сумарного тиску в циліндрі двигуна. Це дає можливість розрахувати швидкість зміни ступеня стиснення, виходячи з геометричних і гідравлічних залежностей МЗСС.

З огляду на те, що конструкція МЗСС передбачає гідравлічну систему, яка складається з резервуара і каналів зі зливом оливи в картер двигуна, згідно з було прийнято, що витікання оливи з підпоршневої порожнини можна прийняти, як витікання в'язкої речовини з насадка. Режим руху масла - ламінарний, що підтверджується експериментальними дослідженнями механізму. Розрахунок витікання оливи ведеться за середнім перерізом каналу і сумарним опором, який враховує місцевий опір, швидкісні втрати тощо. Температура оливи відповідає температурі оливи системи змащення двигуна під час його роботи на різних режимах.

З експериментальних досліджень було отримано емпіричну залежність часу спрацьовування механізму від манометричного тиску, який еквівалентний середньому сумарному тиску в циліндрі двигуна. Така залежність дає змогу пов'язати відому методику розрахунку двигуна з розрахунком швидкості зміни ступеня стиснення.

Під час розрахунку двигуна можна обмежитися розрахунком індикаторних параметрів двигуна. У безшатунному двигуні механічні втрати на тертя між поршнем двигуна і зовнішнім поршнем МЗСС, а також між зовнішнім і внутрішнім поршнем МЗСС, можна не враховувати. Це пояснюється тим, що в безшатунному двигуні теоретично відсутня бічна сила p_N (рис. 2.1).

Таким чином, потрібно розробити методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиснення, виходячи з гідравлічних залежностей у механізмі та сумарного середнього тиску в циліндрі двигуна.

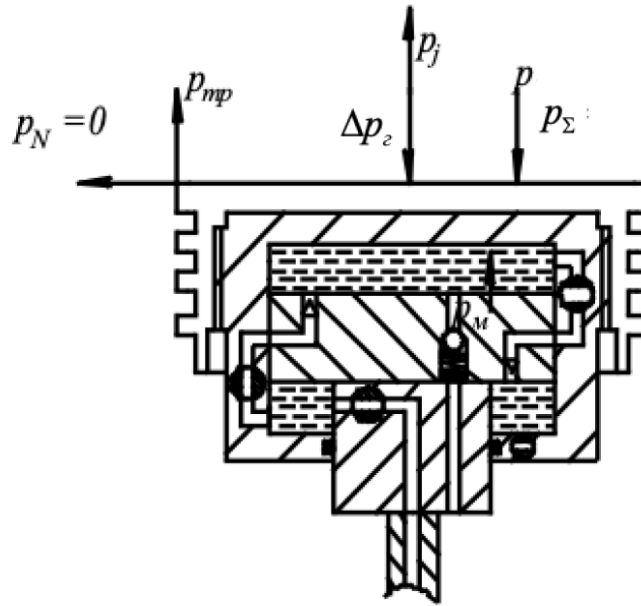


Рис. 2.1. Схема сил, що діють у безшатунному двигуні

2.2. Розрахунок швидкості зміни ступеня стиску

2.2.1. Методика розрахунку. За результатами експериментальних досліджень було отримано емпіричну залежність часу t спрацьовування від тиску p на зовнішній поршень механізму зміни ступеня стиску двигуна. Враховуючи, що тиск на зовнішній поршень механізму являє собою сумарний тиск у циліндрі двигуна за цикл p , можна записати

$$t = 2,697(10p_{\Sigma})^{-0,6326}. \quad (2.1)$$

Середній сумарний тиск у циліндрі двигуна за цикл можна визначити за такою формулою

$$p_{\Sigma} = \Delta p_2 + p_j, \quad (2.2)$$

де Δp_2 – надлишковий тиск газів у циліндрі двигуна, МПа;

p_j – питома сила інерції руху маси поршня і маси рухомої частини механізму зміни ступеня стиску, МПа.

Питома сила тиску газів p_g визначається з індикаторної діаграми двигуна, а силу інерції p_j можна визначити за формулою

$$p_j = -j \frac{m_j}{F_n}, \quad (2.3)$$

де j – прискорення поршня, m/c^2 ;

m_j – маса рухомих деталей, кг;

F_n – площа днища поршня, m^2 .

Прискорення поршня визначається за такою формулою

$$j = \frac{d^2 S_n}{d\varphi^2}, \quad (2.4)$$

де S_n – поточне переміщення поршня двигуна, м;

φ – кут повороту колінчастого вала двигуна, п.к.в.

Якщо відомий час спрацьовування МЗСС, можна визначити середню швидкість V_{mex} переміщення рухомих частин МЗСС, пов'язаних із поршнем двигуна, щодо частин МЗСС, прикріплених до штока кривошипно-кулісного механізму.

$$v_{mex} = \frac{\Delta S_c}{t}, \quad (2.5)$$

де ΔS_c – відносне переміщення рухомих частин механізму зміни ступеня стиснення або зміна висоти камери згоряння двигуна (рис. 2.2.).

Для визначення середньої швидкодії механізму час t його спрацьовування доцільніше розраховувати за середнім значенням сумарної сили p_m тиску оливи у верхній порожнині МЗСС за цикл.

Тоді
$$t = 2,697(10p_m)^{-0,6326} \quad (2.6)$$

Сила p_m тиску масла може бути знайдена з умови рівності тисків [16].

$$p_{\Sigma cp} F_n = p_m F_{ng}, \quad (2.7)$$

$$p_m = \frac{p_{\Sigma cp} F_n}{F_{ng}}, \quad (2.8)$$

де $p_{\Sigma cp}$ – середній сумарний тиск у циліндрі двигуна за цикл, МПа;

F_{ng} – площа днища внутрішнього поршня МЗСС, m^2 .

Середня сумарна сила $p_{\Sigma cp}$ є функцією кута повороту колінчастого вала φ і може бути знайдена чисельним інтегруванням

$$p_{\Sigma cp} = \int_0^{4\pi} \frac{p_{\Sigma}(\varphi) d\varphi}{4\pi}. \quad (2.9)$$

Поточне значення ступеня стиску, тобто значення між тим, що встановлюється заводом-виготовлювачем, і оптимальним значенням для даного режиму роботи двигуна, визначатиметься

$$\varepsilon_x = \frac{V_h + V_c}{V_h}, \quad (2.10)$$

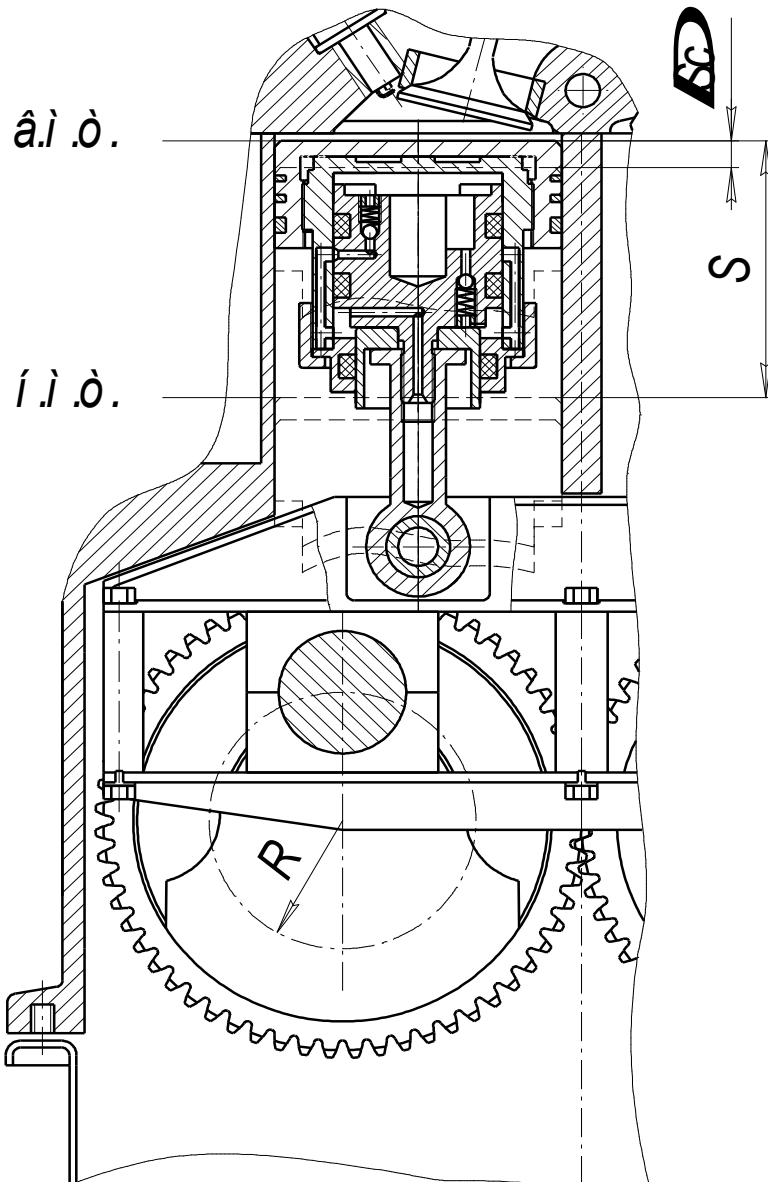


Рис. 2.2. Схема для визначення зміни висоти камери згоряння

де V_h – робочий об'єм циліндра, $м^3$;

V_c – об'єм камери згоряння, $м^3$.

Робочий об'єм циліндра

$$V_h = F_n S, \quad (2.11)$$

де S – повний хід поршня двигуна, $м$.

Об'єм камери згоряння

$$V_c = F_n S_c, \quad (2.12)$$

де S_c – еквівалентна висота камери згоряння, м.

Беручи до уваги всі наведені залежності, можна визначити швидкість зміни ступеня стиску за секунду $v_{\varepsilon c}$

$$v_{\varepsilon c} = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{t}, \quad (2.13)$$

З урахуванням (2.8)

$$v_{\varepsilon c} = \frac{\frac{V_h + V_{c2}}{V_h} - \frac{V_h + V_{c1}}{V_h}}{t} = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{t V_h}. \quad (2.14)$$

З урахуванням, що

$$\Delta S_c = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{F_i} \quad (2.15)$$

та формули (2.5) и (2.9), отримаем:

$$v_{\varepsilon c} = \frac{v_{mex}}{S}. \quad (2.16)$$

Також дуже важливим параметром є швидкість зміни ступеня стиску за цикл $v_{\varepsilon \zeta}$. Як відомо, один цикл у чотиритактному двигуні відбувається за два оберти колінчастого вала і тому:

$$v_{\varepsilon \zeta} = \frac{120 v_{\varepsilon c}}{n}, \quad (2.17)$$

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

2.2.2. Уточнення теплового розрахунку двигуна на часткових режимах роботи.

Для вище наведеної методики розрахунку швидкості зміни ступеня стиску дуже важливим параметром є середній сумарний тиск у циліндрі двигуна. Але щоб

його отримати і використати в розрахунках швидкості зміни ступеня стиску потрібно мати тепловий розрахунок циклу двигуна на частковому режимі. Методика розрахунку циклу і значення параметрів двигуна на часткових режимах відрізняється від номінального режиму. Тому нижче наведено уточнення розрахунку циклу та вихідних даних двигуна на часткових режимах.

Розрахунок оптимального ступеня стиску.

Для традиційного бензинового ДВЗ заводом-виробником призначається фіксований ступінь стиску, величина якого забезпечує бездетонаційну роботу двигуна за будь-яких Ne і n .

Відомо, що схильність бензинового двигуна до детонації збільшується при збільшенні навантаження і зниженні частоти обертання колінчастого валу. Експерименти показують, що підвищення тиску наприкінці процесу стиску має більший вплив на виникнення детонації, ніж підвищення температури суміші.

При повному навантаженні двигуна найбільший тиск згоряння зазвичай має місце на середніх і вище середніх частотах обертання, що підтверджується даними. Зменшення максимального тиску згоряння p_z на малій частоті обертання пов'язане з недостатнім наповненням свіжою сумішшю і відносно великими тепловими втратами в стінки циліндра.

За великої частоти обертання через скорочення часу циклу процес згоряння переноситься на лінію розширення, внаслідок чого тиск p_z також знижується.

Однак не можна стверджувати, що двигун матиме найбільшу схильність до детонації саме на середніх частотах обертання, де тиск згоряння має максимальні значення, бо на нижчих частотах обертання, навіть за менших максимальних тисків згоряння, можлива поява детонації двигуна. Це пов'язано з відомими сприятливими умовами виникнення детонаційного горіння за малої частоти обертання.

Для визначення характеру зміни оптимального ступеня стиску в бензиновому ДВЗ зазвичай приймають умову сталості тиску наприкінці стиску, що дорівнює прийнятій для даного двигуна величині, яка відповідає роботі на повному навантаженні та максимальній частоті обертання.

Однак такий характер регулювання ступінь стиску опт в умовах експлуатації двигуна не завжди може забезпечувати бездетонаційну його роботу на інших швидкісних режимах.

Визначити розрахунковим шляхом оптимальний ступінь стиску для реального двигуна залежно від режиму роботи практично не є можливим через надзвичайно велику кількість взаємозалежних чинників, які впливають на виникнення детонації.

У даній роботі оптимальний ступінь стиску визначався для часткового режиму на підставі припущення, що призначена заводом-виготовлювачем величина ступеня стиску є доволі близькою до оптимального за зовнішньою швидкісною характеристикою (ЗШХ).

Тоді, враховуючи умову $p_c = \text{const}$, що відповідає роботі двигуна за ЗШХ, можна записати

$$p_c = p_{a_n} \varepsilon^{n_{1n}} = p_a \varepsilon_{opt}^{n_1}, \quad (2.18)$$

де p_c – тиск кінця процесу стиску;

p_{a_n} та p_a – тиск початку стиснення відповідно за ЗШХ і навантажувальною характеристикою (НХ);

n_{1n} та n_1 – середній показник політропи стиску відповідно за ЗШХ і НХ;

ε – задана (фіксована) ступінь стиску.

Таким чином, використовуючи співвідношення (2.18), знайдемо оптимальний ступінь стиску на часткових режимах роботи двигуна

$$\varepsilon_{opt} = \varepsilon^{\frac{n_{1n}}{n_1}} \left(\frac{p_{a_n}}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_1}}. \quad (2.19)$$

Уточнення вихідних даних і методики теплового розрахунку.

Складність вибору вихідних параметрів для розрахунку теоретичного циклу двигуна на режимах часткових навантажень полягає у відсутності експериментальних даних, їхньої розрізненості, а іноді й суперечливості. Вибір вихідних параметрів має здійснюватися з урахуванням конструктивних даних

двигуна прототипу і літературних даних щодо однотипних ДВЗ. Загалом методика вибору вихідних параметрів передбачає попереднє отримання інтерполяційних, а іноді й екстраполяційних, функцій за даними наявних двигунів.

Показник політропи стиску n_1 змінюється залежно від ступеня стиску несуттєво, тому в розрахунках величину n_1 потрібно вибирати тільки залежно від частоти обертання колінчастого вала і навантаження двигуна (рис. 2.3).

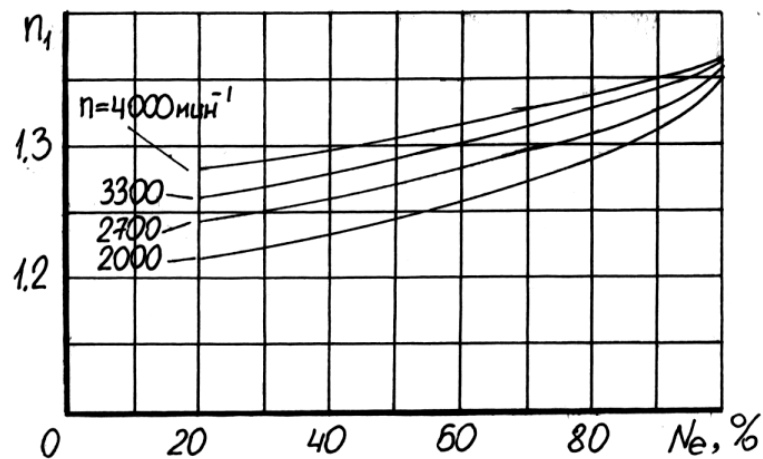


Рис. 2.3. Залежність n_1 від навантаження двигуна N_e та частоти обертання колінчастого вала n

Показник політропи розширення n_2 у розрахунках робочого циклу двигуна має визначатися залежно від частоти обертання колінчастого вала, тому що величина n_2 практично не залежить від N_e . Для визначення n_2 низка авторів рекомендують такі емпіричні формули і співвідношення:

формула В.А. Петрова

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}; \quad (2.20)$$

$$n_2 = 1,26 + \frac{100}{n}; \quad (2.21)$$

$$n_2 = 1,2 + 0,03 \frac{n_N}{n}, \quad (2.22)$$

де n – розрахункова частота обертання колінчастого вала;

n_N – частота обертання за номінальної потужності.

Для номінального режиму роботи двигуна формули (2.20) і (2.22) дають трохи занижене значення n_2 . Формула (2.21), навпаки, дає більш високе значення середнього показника політропи розширення.

Таким чином, для визначення значень n_2 скористаємося формулою (2.20), ввівши при цьому поправочний коефіцієнт K_{n2}

$$n_2 = \left(1,22 + \frac{130}{n} \right) K_{n2}. \quad (2.23)$$

Тут поправочний коефіцієнт обчислюється для номінального режиму роботи двигуна:

$$K_{n2} = \frac{n_{2N}}{n_2}, \quad (2.24)$$

де n_{2N} – обраний для номінального режиму двигуна показник політропи розширення.

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z , залежить від низки чинників, які слід враховувати під час вибору його значення. Дослідницькі величини коефіцієнта ξ_z , що рекомендуються під час розрахунку робочого циклу карбюраторних двигунів, перебувають у межах $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$.

Аналіз факторів показує, що зміною коефіцієнта ξ_z залежно від Ne можна знехтувати. Так, незначне зменшення максимальної температури згоряння T_z у разі зменшення навантаження, що призводить до збільшення ξ_z , компенсується

збільшенням коефіцієнта залишкових газів γ_r і зниженням густини свіжого заряду, що знижують ξ_z . За оптимального ступеня стиснення температура T_z трохи збільшується відносно температури згоряння на тому самому режимі роботи двигуна за фіксованої ε . Однак зменшення камери згоряння і зниження γ_r при ε_{opt} послаблюють вплив температури T_z на коефіцієнт використання теплоти.

Істотний вплив на коефіцієнт використання теплоти має частота обертання колінчастого вала n . Тому під час розрахунків вибір величини ξ_z , робиться тільки залежно від швидкісного режиму роботи двигуна (рис. 2.4).

Істотний вплив на коефіцієнт використання теплоти має частота обертання колінчастого вала n . Тому під час розрахунків вибір величини ξ_z робиться тільки залежно від швидкісного режиму роботи двигуна (рис. 2.4).

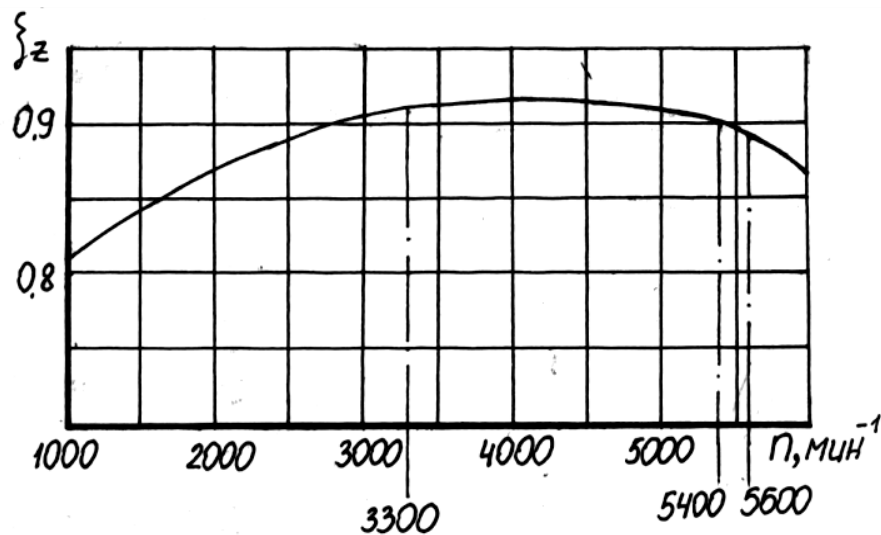


Рис. 2.4. Зміна коефіцієнта використання теплоти ξ_z від частоти обертання n

Коефіцієнт надлишку повітря визначається залежно від навантаження і частоти обертання вала двигуна. Слід зауважити, що під час роботи двигуна на часткових навантаженнях з ε_{opt} можливе ефективне використання складу суміші з $\alpha_{opt} > \alpha$, що, як відомо, поліпшує економічні та токсичні показники двигуна. Однак у цій роботі розрахунки робочого циклу двигуна виконано без коригування складу горючої суміші за ступенем стиску ε_{opt} . Це пов'язано з тим, що наявні конструкції систем

живлення забезпечують склад суміші залежно лише від Ne і n . Для отримання ж складу суміші у функції опт необхідне проведення спеціальних теоретичних та експериментальних досліджень, яке тут не розглядається.

Температура відпрацьованих газів Tr під час розрахунку циклу бензинового двигуна попередньо задається, а потім у процесі розрахунку визначається методом послідовних наближень.

Тиск залишкових газів p_r на часткових режимах розраховується за відомою формулою [17], записаною в такому вигляді:

$$p_r = p_0 \left[1,035 + \left(\frac{p_{rN}}{p_0} - 1,035 \right) \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.25)$$

где p_0 – атмосферное давление при нормальных условиях.

Підігрів свіжого заряду ΔT у розрахунках приймається залежно від низки таких факторів, як частота обертання, навантаження двигуна, склад суміші, ступінь стиску, тепловий стан двигуна.

Величина підігріву ΔT_n змінюється зі зміною частоти обертання n за лінійним законом і визначається за відомою формулою, записаною в такому вигляді:

$$\Delta T_n = \Delta T_N \frac{8800 - n}{8800 - n_N}, \quad (2.26)$$

де ΔT_n – сумарний підігрів суміші з урахуванням зниження температури під час випаровування палива і залежно від частоти обертання за зовнішньою швидкісною характеристикою;

ΔT_N – результуюча величина температури свіжої суміші в результаті її підігріву від гарячих стінок і охолодженні під час випаровування палива за номінального режиму роботи двигуна.

Величина підігріву ΔT_d суміші під час дроселювання змінюється за таким законом [21]

$$\frac{\Delta T_d}{\Delta T_N} = \left(\frac{Ne_N}{Ne} \right)^{0,35}. \quad (2.27)$$

Позначивши відношення

$$\frac{\Delta T_d}{\Delta T_N} = K_d, \quad (2.28)$$

де K_d – коефіцієнт зміни підігріву суміші під час дроселювання щодо підігріву за повного навантаження:

$$K_d = \left(\frac{Ne_N}{Ne} \right)^{0,35}. \quad (2.29)$$

Підігрів суміші ΔT_ε залежно від ступеня стиску враховується таким способом.

Дослідженнями Г. Рікардо встановлено, що зміна теплового стану бензинового двигуна при зміні ступеня стиску пов'язана співвідношенням

$$Q_{de} \approx \frac{1}{\varepsilon^{m-1}} = \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}. \quad (2.30)$$

Отже, при зміні ступеня стиску двигуна від ε до ε_{opt} підігрів горючої суміші зміниться відносно

$$\frac{\Delta T_{\varepsilon_{onm}}}{\Delta T_{\varepsilon}} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{onm}} \right)^{0,22}. \quad (2.31)$$

Позначив

$$\frac{\Delta T_{\varepsilon_{onm}}}{\Delta T_{\varepsilon}} = K_{\varepsilon}, \quad (2.32)$$

тоді

$$K_{\varepsilon} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{onm}} \right)^{0,22}. \quad (2.33)$$

Тут K_{ε} – коефіцієнт, який характеризує зміну температури підігріву суміші зі зміною ступеня стиску відносно величини ΔT_N , визначеної при заданому ε і номінальному режимі роботи двигуна.

Формула для підігріву заряду з урахуванням впливу частоти обертання, навантаження і ступеня стиску може бути записана у вигляді

$$\Delta T = \Delta T_n K_d K_{\varepsilon}. \quad (2.34)$$

Щоб визначити вплив складу суміші на ΔT за часткових навантажень двигуна, запишемо формулу (2.32) в такому вигляді:

$$\Delta T = (\Delta T'_n - \Delta T_{\alpha}) K_d K_{\varepsilon}, \quad (2.35)$$

де ΔT_n – підігрів суміші від гарячих стінок під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою без урахування випаровування палива;

ΔT_{α} – зниження температури суміші під час випаровування палива залежно від α , що може бути визначено за формулою:

$$\Delta T_{\alpha} = \frac{r}{\alpha l_0 C_p + C_T}, \quad (2.36)$$

де r – прихована теплота пароутворення 1 кг палива;

C_{pv} – середня масова теплоємність повітря за постійного тиску;

C_T – теплоємність рідкого палива.

Очевидно, що величина ΔT_n за зовнішньою швидкісною характеристикою дорівнює

$$\Delta T'_n = \Delta T_n + \Delta T_{\alpha n}, \quad (2.37)$$

де $\Delta T_{\alpha n}$ – зміна температури підігріву суміші в результаті випаровування палива при значенні коефіцієнта надлишку повітря α_n за зовнішньою швидкісною характеристикою.

Величина $\Delta T_{\alpha n}$ розраховується за формулою (2.34) з заміною в неї ΔT_α на $\Delta T_{\alpha n}$ та α на α_n .

Після перетворень із використанням залежностей (2.33), (2.34) і (2.35) отримаємо

$$\Delta T = \left[\Delta T_n + a \left(\frac{1}{\alpha_n + b} - \frac{1}{\alpha + b} \right) \right] K_d K_\varepsilon, \quad (2.38)$$

де a, b – постійні коефіцієнти, обчислюються за формулами

$$a = \frac{r}{l_0 C_p}; \quad (2.39)$$

$$b = \frac{C_T}{l_0 C_p}. \quad (2.40)$$

Коефіцієнт невідповідності теплоємностей ψ' у розрахунках робочого циклу двигуна враховувати для свіжого підігрітого заряду і залишкових газів. Величина ψ' визначається за такими інтерполяційними залежностями, прийнятими на підставі даних [6]

при $\alpha \leq 1$

$$\psi' = 0,97 + 0,2\alpha, \quad (2.41)$$

при $\alpha \geq 1$

$$\psi' = 1,32 - 0,15\alpha. \quad (2.42)$$

Інші залежності для теплового розрахунку не відрізняються від відомої методики розрахунку бензинового двигуна Гриневецького-Мазинга.

Висновки до другого розділу

У результаті проведених теоретичних досліджень чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску отримано такі результати:

Отримано залежності, які пов'язують швидкість зміни ступеня стиску з параметрами робочого процесу двигуна.

Розроблено методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиску в циліндрі чотиритактного бензинового двигуна на часткових режимах роботи.

Уточнено тепловий розрахунок для часткових режимів роботи двигуна та аналітичні залежності для параметрів роботи двигуна на часткових режимах.

Отримані аналітичні залежності дозволяють відстежити вплив основних параметрів двигуна зі змінним ступенем стиску на швидкість зміни ступеня стиснення.

Розрахунок чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску автоматизовано. Програма розрахунку виконана в середовищі Mathcad і дає змогу легко модифікувати й удосконалити методику розрахунку.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БЕЗШАТУННОГО
ДВИГУНА ЗІ ЗМІННИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ

Для розрахунку двигуна зі змінним ступенем стиску була використана уточнена методика теплового розрахунку на часткових режимах роботи та розроблена методика розрахунку швидкості зміни ε .

3.1. Вплив поточного значення ступеня стиску на швидкість його зміни

Виходячи з теоретичних досліджень, можна визначити, що суттєвий вплив на швидкість зміни ступеня стиску робить поточне значення ε_x . Із формул (2.7) - (2.15) видно, що швидкість зміни ступеня ε від наведеної висоти камери згоряння, що зумовлюється величиною поточного ступеня стиснення ε_x у момент початку спрацьовування механізму.

Розрахунки швидкості зміни ступеня стиску проводилися в діапазоні від $\varepsilon = 9,5$, що відповідає номінальному режиму роботи двигуна, до оптимального значення $\varepsilon_{\text{опт}}$ на конкретному режимі.

Залежності швидкості зміни ступеня стиску від початкового поточного значення ступеня стиску за фіксованих значень навантаження двигуна та частоти обертання колінчастого вала наведено на рис. 3.1 - 3.4.

Із графіків чітко видно, що зі зростанням поточного значення ε швидкість зміни ступеня стиску зростає. Це пояснюється тим, що з підвищенням ε_x зростає тиск p_c наприкінці такту стиску, а відповідно і середній сумарний тиск $p_{\Sigma cp}$ у циліндрі двигуна. Так, при зміні ε в діапазоні від 10 до 20 при $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ і навантаженні двигуна $0,6N_e$ швидкість зміни ступеня стиску підвищується на 13,3%.

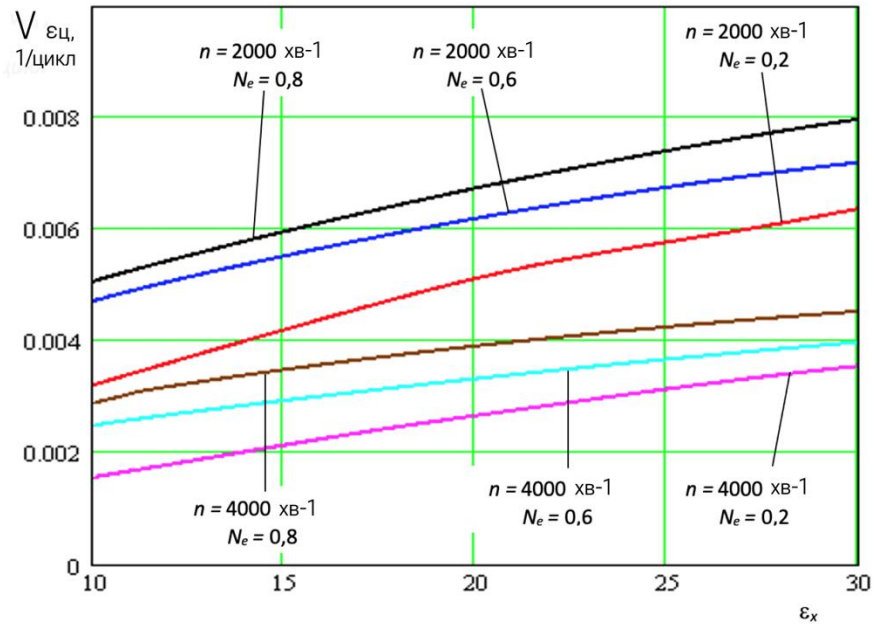


Рис. 3.1. Залежності циклової швидкості зміни ступеня стиску $v_{\epsilon_{ц}}$ від поточного значення ϵ_x

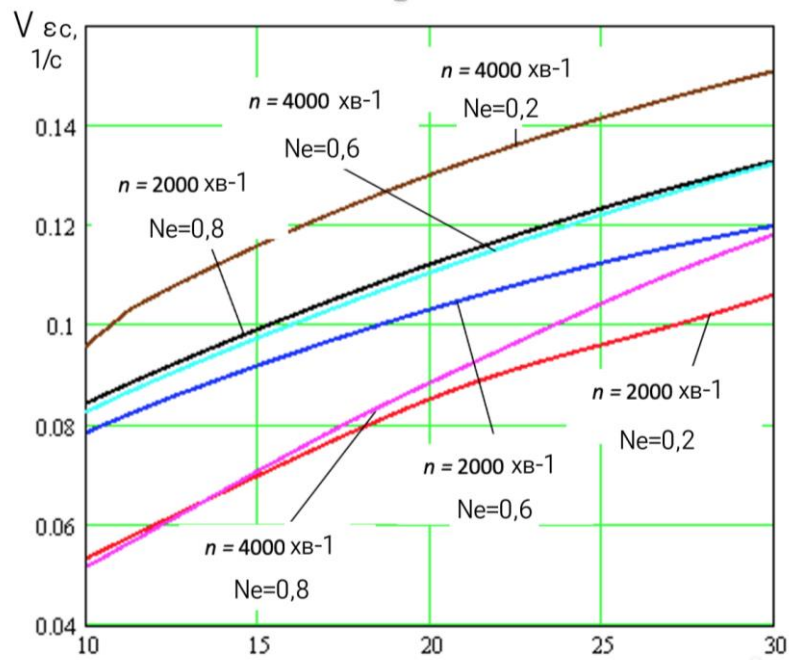
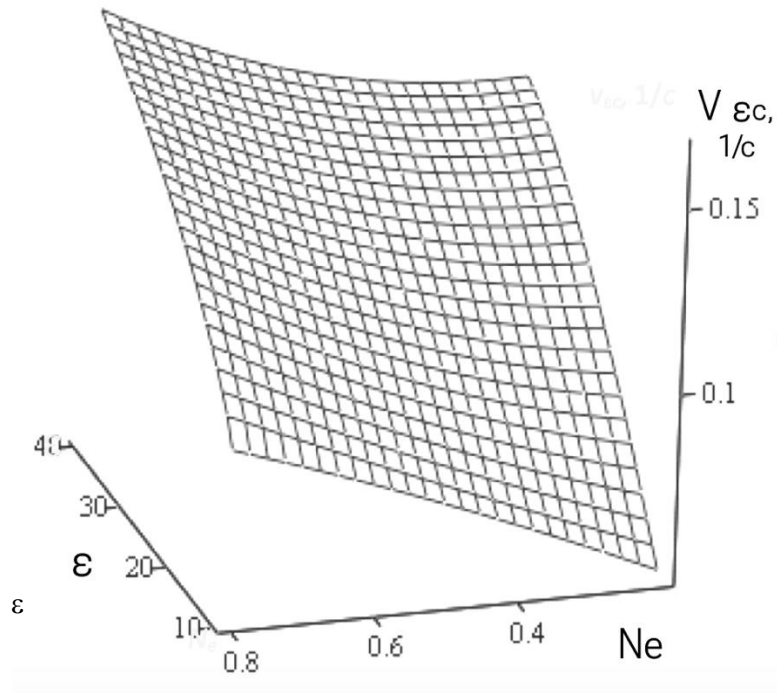
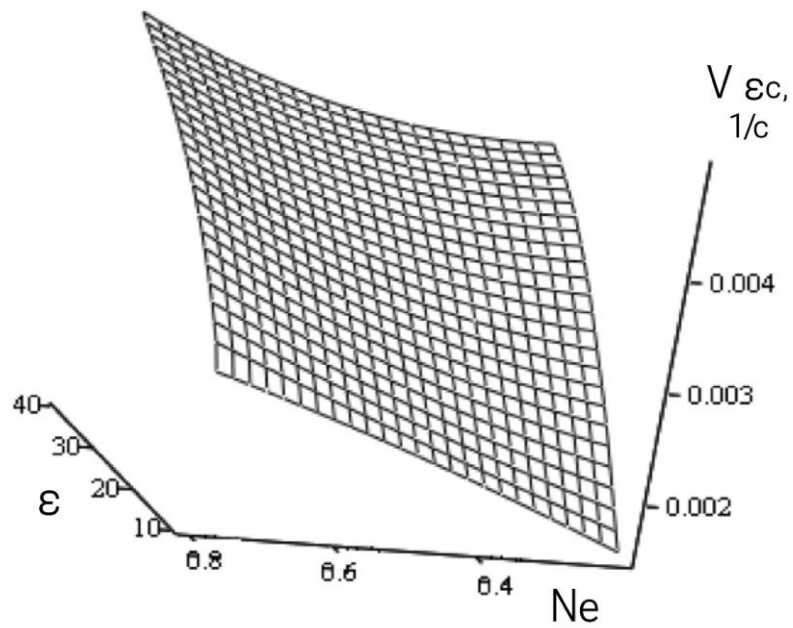


Рис. 3.2. Залежності швидкості зміни ступеня стиску v_{ϵ_c} від поточного значення ϵ_x



а)



б)

а - за секунду; б - за цикл

Рис. 3.3. Залежності швидкості зміни ступеня стиску від навантаження двигуна Ne і ступені стиску ϵ_x при $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$

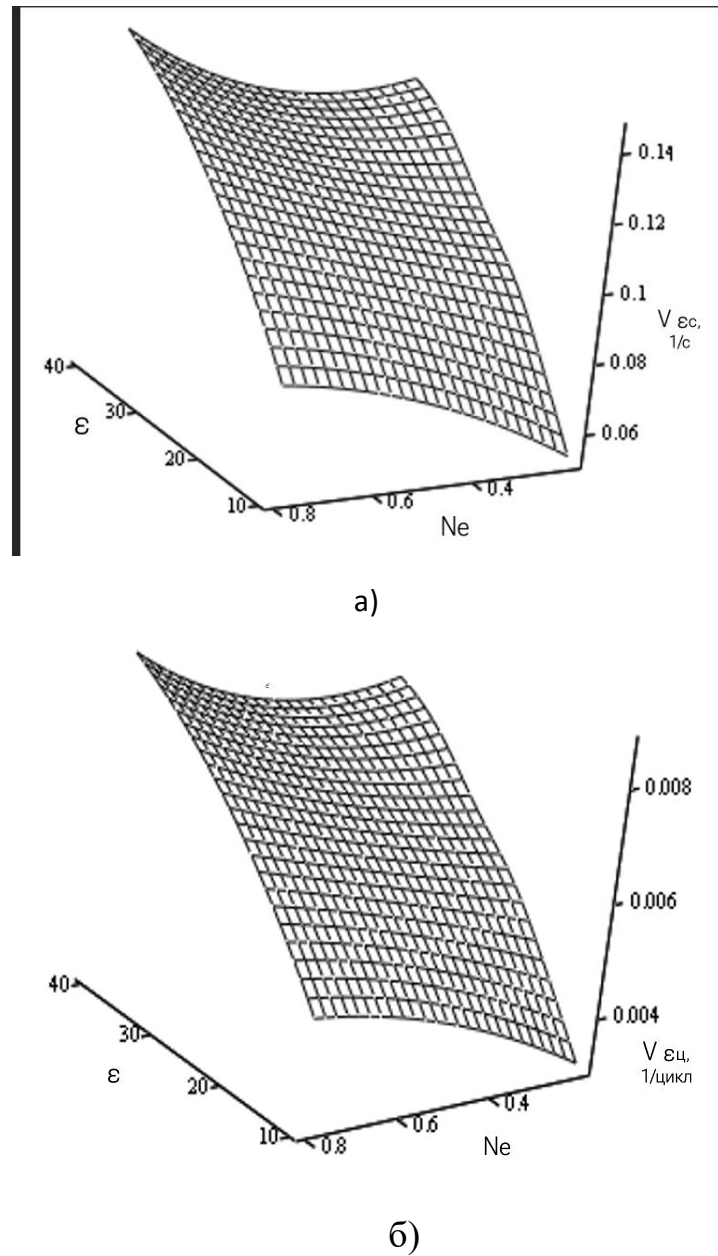


Рис. 3.4. Залежності швидкості зміни ступеня стиску від навантаження двигуна Ne і ступеня стиску ϵ при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$: а - за секунду; б - за цикл

Зростання швидкості зміни ступеня стиску при підвищенні навантаження двигуна при фіксованому значенні ϵ_x також пояснюється зростанням середнього сумарного тиску $p_{\Sigma cp}$.

Так, при $\epsilon_x = 15$ та $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ зміна навантаження Ne від 60 % до 80 %, підвищує швидкість зміни ϵ на 18,9 %.

Швидкість зміни ступеня стиску $v_{\epsilon c}$ при підвищенні частоти обертання колінчастого вала n має тенденцію зростати. Наприклад, при $Ne = 60 \%$, а $\epsilon_x = 15$ і

підвищення n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} , величина $v_{\varepsilon c}$ зростає на 6%. При цьому, чим вищі Ne і ε_x , тим швидше зростає значення $v_{\varepsilon c}$ при підвищенні n колінчастого вала. Це пояснюється збільшенням кількості циклів у циліндрі двигуна при зростанні n .

Реальна швидкість зміни ступеня стиску - це циклова швидкість $v_{\varepsilon c}$. Величина $v_{\varepsilon c}$ зменшується при збільшенні n . Так, за тих самих умов $v_{\varepsilon c}$ зменшується на 47%, бо скорочується час, за який відбувається робочий цикл у двигуні. З підвищенням n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} за $Ne = 60 \%$ $\varepsilon = 15$ величина $v_{\varepsilon c}$ зменшується на 47%. Цей факт пояснюється впливом на $v_{\varepsilon c}$ сил інерції від мас, які пов'язані з поршнем ДВЗ.

3.2. Вплив тиску на початку такту стиснення на швидкість зміни ε

Ще одним важливим параметром двигуна є тиск на початку такту стиску p_a . Від цього параметра, як і від поточного значення ε_x , залежить значення тиску кінця такту стиску p_c і максимальний тиск у процесі згоряння p_z , які своєю чергою впливають на середній сумарний тиск $p_{\Sigma cp}$. Фіксуючи значення ступеня стиску ε_x , можна простежити безпосередній вплив p_a на швидкість зміни ступеня стиску. Це має практичне значення, бо p_a обумовлюється наповненням циліндра і визначає навантажувальний режим роботи двигуна.

Залежності швидкості зміни ступеня стиску від тиску p_a та n наведені на рис. 3.5 - 3.7.

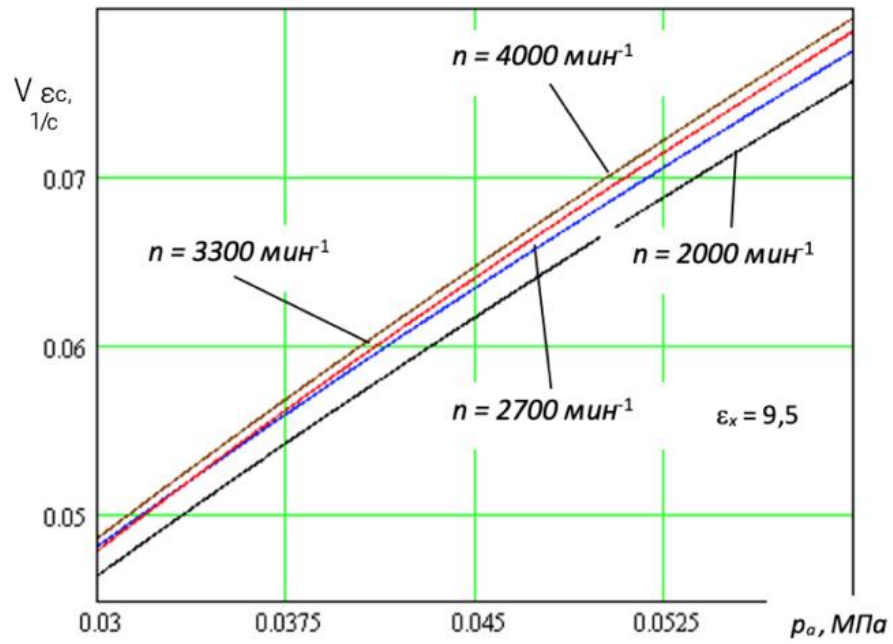


Рис. 3.5. Залежності секундної швидкості зміни ступеня стиску v_{ϵ_c} від значення тиску p_a за різних значень частоти обертання колінчастого вала n

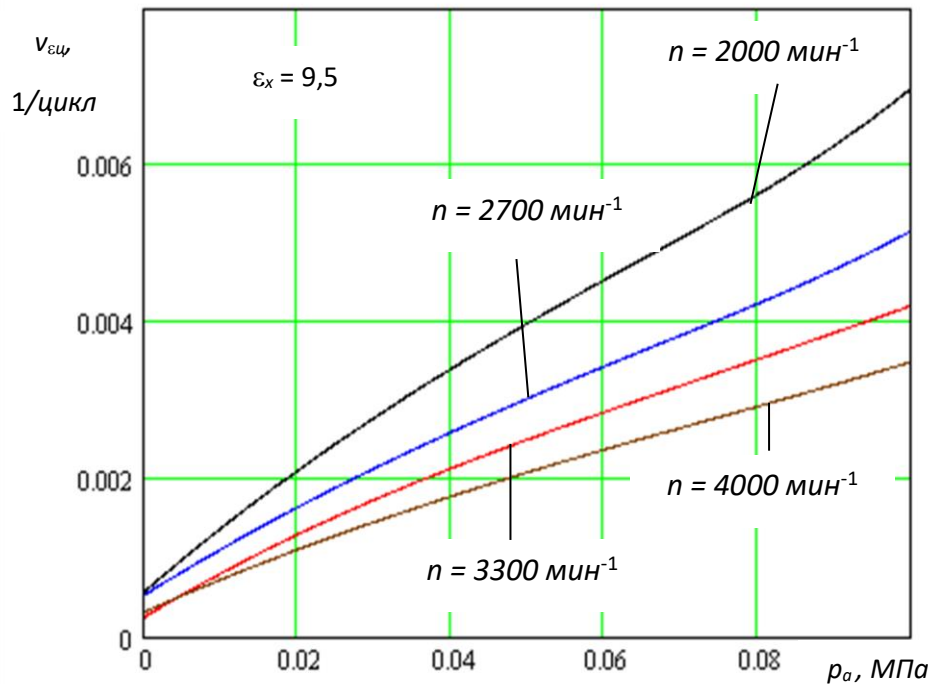
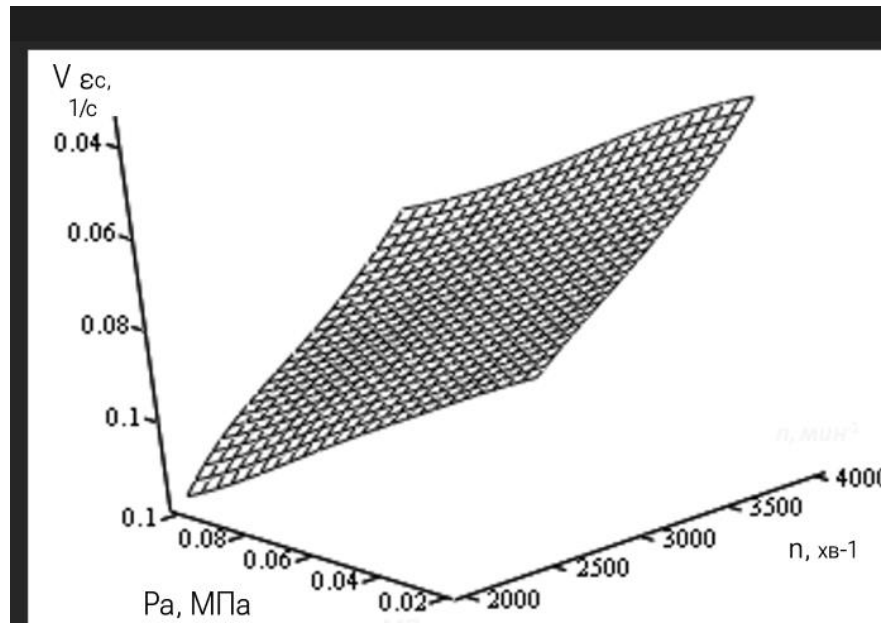
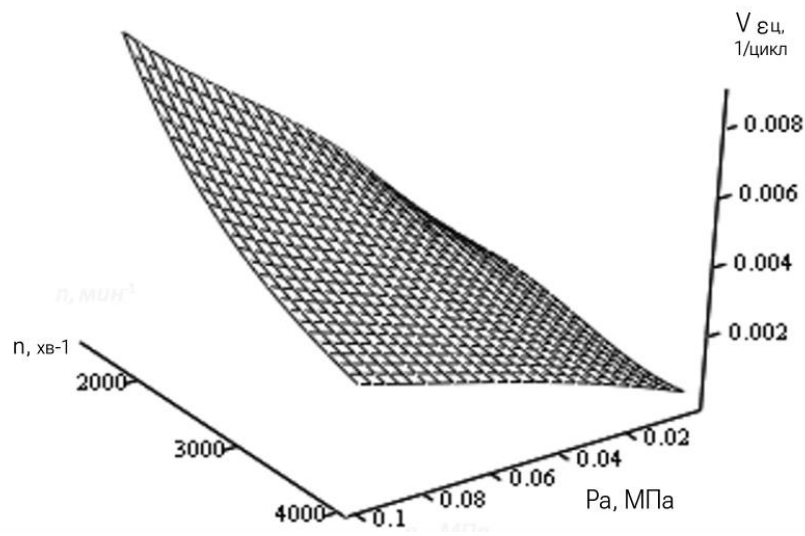


Рис. 3.6. Залежності циклової швидкості зміни ступеня стиску v_{ϵ_c} від тиску p_a за різних значень частоти обертання колінчастого вала n



а)



б)

Рис. 3.7. Залежності швидкості зміни ступеня стиску від тиску p_a і частоти обертання колінчастого вала n : а - за секунду; б - за цикл

Розрахунки показали, що при підвищенні тиску p_a швидкість зміни ступеня стиску зростає, як за одиницю часу $v_{\epsilon c}$, так і за один робочий цикл двигуна $v_{\epsilon \zeta}$. Так, при зміні p_a на 0,01 МПа швидкість зміни ступеня стиску підвищується на 16,6%. Зі зростанням частоти обертання n за тих самих значень p_a величина $v_{\epsilon c}$ підвищується, а $v_{\epsilon \zeta}$ - зменшується. Наприклад, при зміні n на 35% секундна швидкість $v_{\epsilon c}$ підвищується на 1%, а циклова швидкість $v_{\epsilon \zeta}$ - зменшується на 20%. Слід зазначити,

що темпи зростання v_{ε_c} залежно від p_a різні на різних частотах обертання колінчастого вала. Це наочно ілюструє негативний вплив сил інерції, які перешкоджають зниженню ε_x у процесі роботи двигуна.

3.3. Вплив режиму роботи двигуна на швидкість зниження ступеня стиску

Під час роботи безшатунного двигуна зі змінним ступенем стиску системи регулювання повинні підтримувати на максимально можливому рівні при згорянні без детонації. Це оптимальне значення ступеня стиску ε_{opt} змінюватиметься залежно від режиму роботи двигуна.

Як зазначалося раніше, схильність бензинового двигуна до детонації посилюється під час збільшення навантаження Ne і зниження частоти обертання колінчастого вала n . Тому дуже важливим питанням є дослідження швидкості зниження ступеня стиску на часткових режимах за оптимальних значень ε_{opt} .

Залежності секундної та циклової швидкості зміни ступеня стиску наведено на рис. 3.8 - 3.10.

Можна помітити, що в діапазоні навантаження $0,2...0,4Ne$ відбувається зниження v_{ε_c} та v_{ε_c} на 9,2 %. За малих навантажень двигуна, близьких до холостого ходу $0,2Ne$, завдяки більшим значенням γ_r детонація не відбувається, і теоретично ступінь стиску може бути значно підвищений для забезпечення оптимальної роботи двигуна. Це призводить до зростання швидкості зміни ступеня стиску. За середніх і близьких до номінального режиму навантажень ($0,4Ne$) теоретична ε знижується, але зростає коефіцієнт наповнення циліндрів, що веде до підвищення швидкості зміни ε .

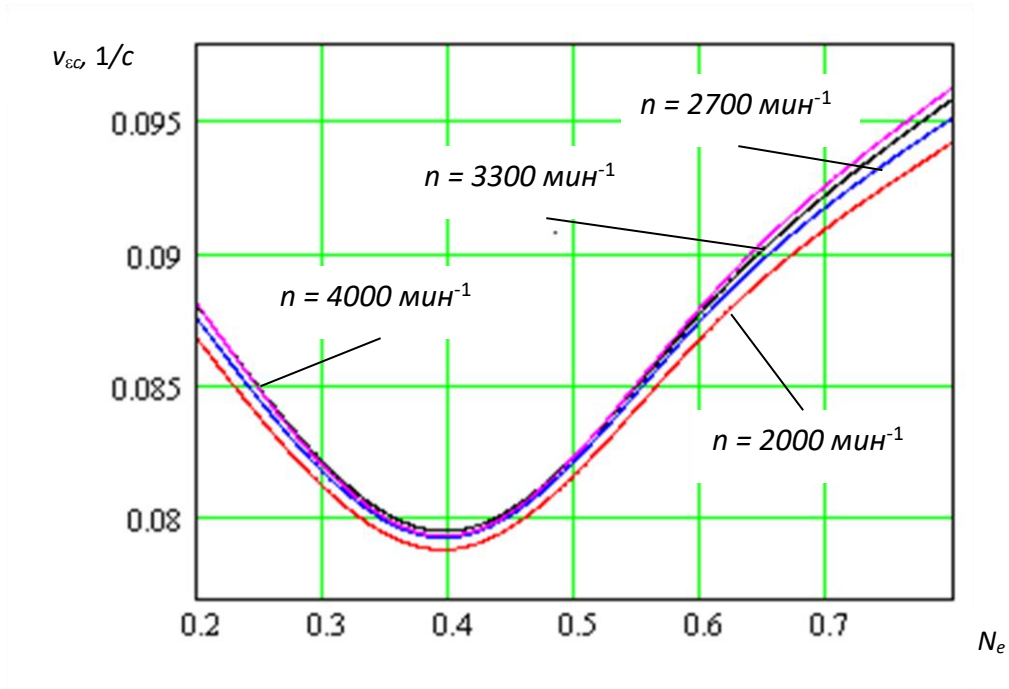


Рис. 3.8. Залежність секундної швидкості зміни ступеня стиску $v_{\epsilon c}$ від Ne і n за оптимального ступеня стиску

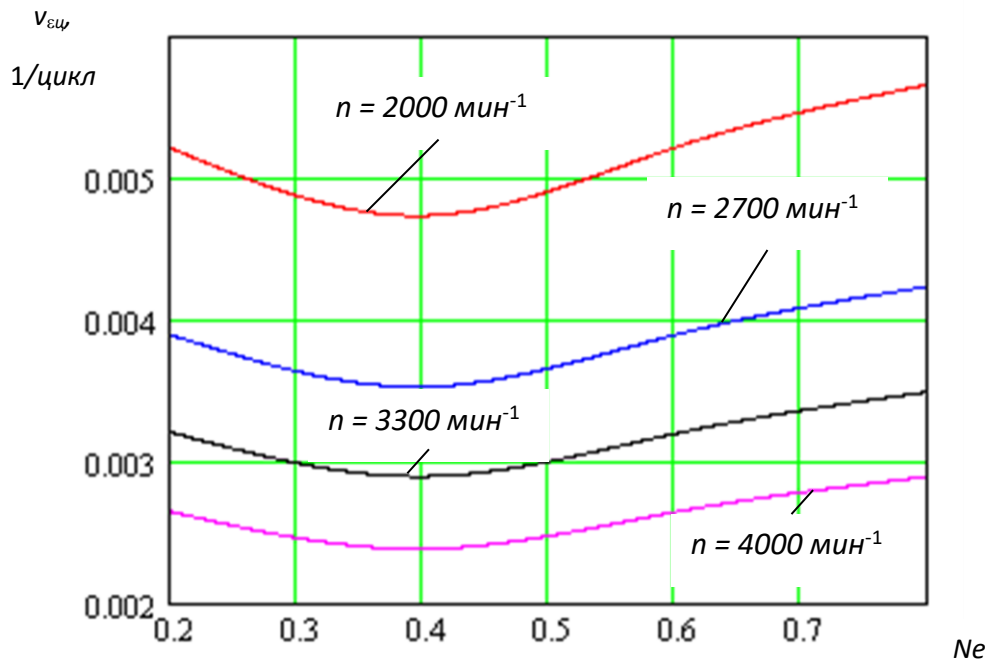
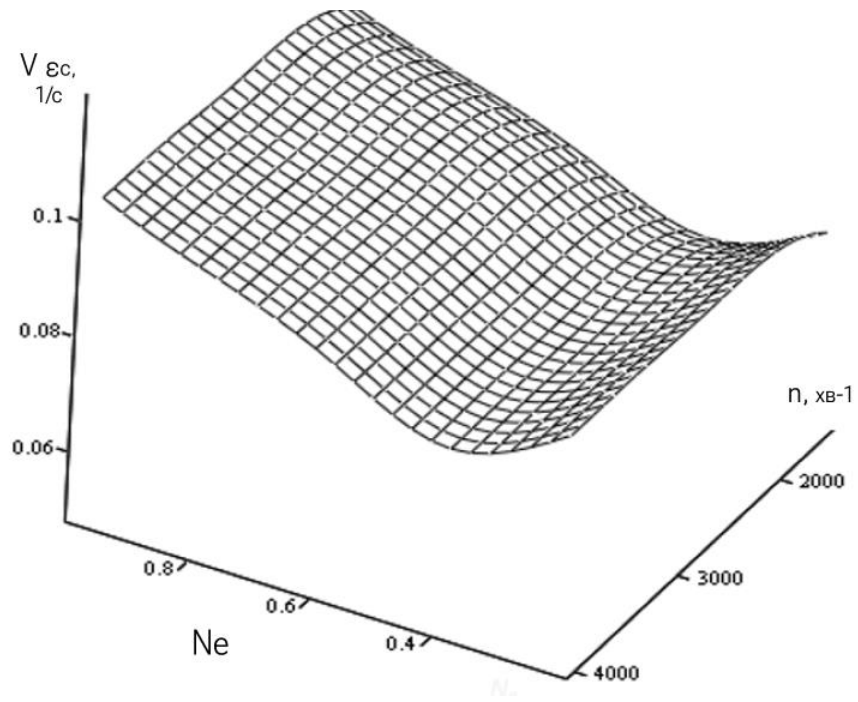
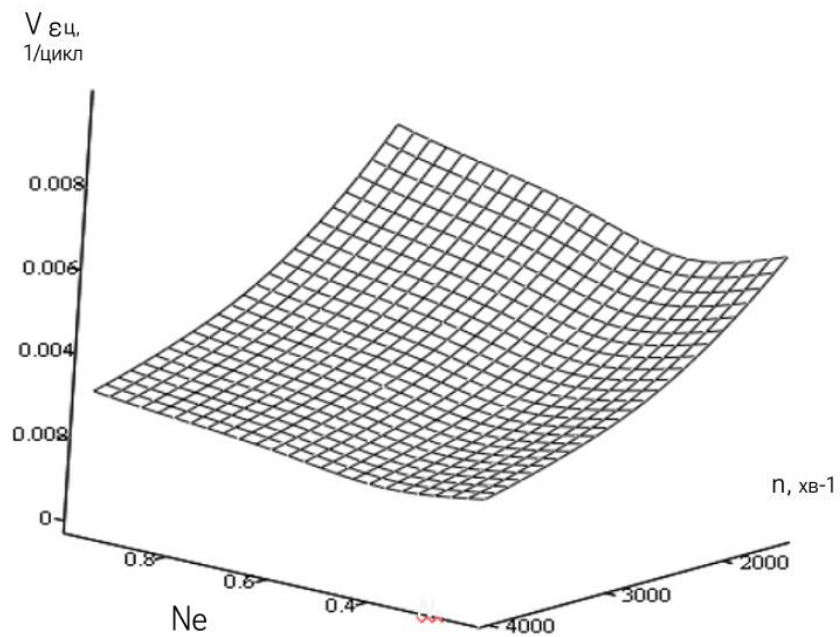


Рис. 3.9. Залежність циклової швидкості зміни ступеня стиску $v_{\epsilon c}$ від Ne і n за оптимального ступеня стиску



а)



б)

а - за секунду; б - за цикл

Рис. 3.10. Залежність швидкості зміни ступеня стиску від Ne і n

Таким чином, у діапазоні навантажень $0,2...0,4Ne$ відбувається зниження ступеня стиску, що веде до зменшення швидкості зміни ступеня стиску.

Залежності $v_{\varepsilon c}$ і $v_{\varepsilon u}$ від частоти обертання колінчастого вала n за ε_{opt} мають дещо інший характер, ніж за поточного значення ε_x . За оптимальних значень ε_{opt} простежується дуже невелика залежність швидкості зміни ступеня стиску $v_{\varepsilon c}$ від n . Так, зростання n на 25% веде до підвищення $v_{\varepsilon c}$ на 0,6%.

3.4. Вплив сил інерції на швидкість зміни ступеня стиску

Як було зазначено раніше, за оптимальних ступенів стиску ε_{opt} швидкість зміни ступеня стиску практично не залежить від частоти обертання колінчастого вала двигуна n , тобто від сил інерції рухомих частин поршня і механізму зміни ступеня стиску. Інша залежність спостерігається за поточних (неоптимальних) значень ступеня стиску ε_x . За таких значень ступеня стиску частота обертання n істотнішим чином впливає на швидкість зміни ступеня стиску, що пояснюється меншими значеннями p_c і p_z , а відповідно і середнім сумарним тиском газів p_Σ у циліндрі двигуна.

Для визначення впливу сил інерції на швидкість зміни ступеня стиску було проведено розрахункові дослідження впливу сили інерції p_j на сумарну силу тиску в циліндрі двигуна p_Σ . Користуючись формулою (2.2), можна записати:

$$p_j = p_\Sigma - \Delta p_\varepsilon, \quad (3.1)$$

За формулою (3.1) було отримано графіки, надані на рис.3.11 і 3.12. Але такі графіки не дають повного уявлення про вплив сил інерції, бо неможливо порівняти сили інерції за оптимальних значень ступеня стиску ε_{opt} і за неоптимальних ε_x . Для того щоб було можливе таке порівняння, було визначено відсоткові відмінності між значеннями p_{cp} і Δp_{zcp} (формула (3.2)), що відображають вплив сили p_j на сумарну силу p_Σ , і побудовано графіки, наведені на рис. 3.13.

$$\delta = \frac{p_{\Sigma csp} - \Delta p_{zcp}}{p_{\Sigma csp}} \cdot 100\% \quad (3.2)$$

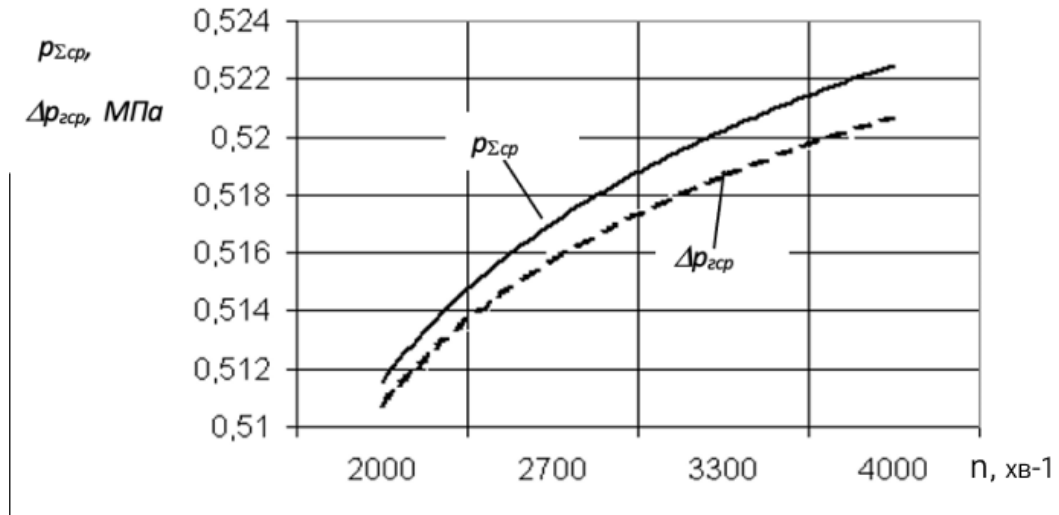


Рис. 3.11. Залежність сумарної середньої сили $p_{\Sigma cp}$ і середнього надлишкового тиску газів $\Delta p_{гcp}$ від частоти обертання колінчастого вала n за оптимальних значень ступеня стиску ϵ_{opt}

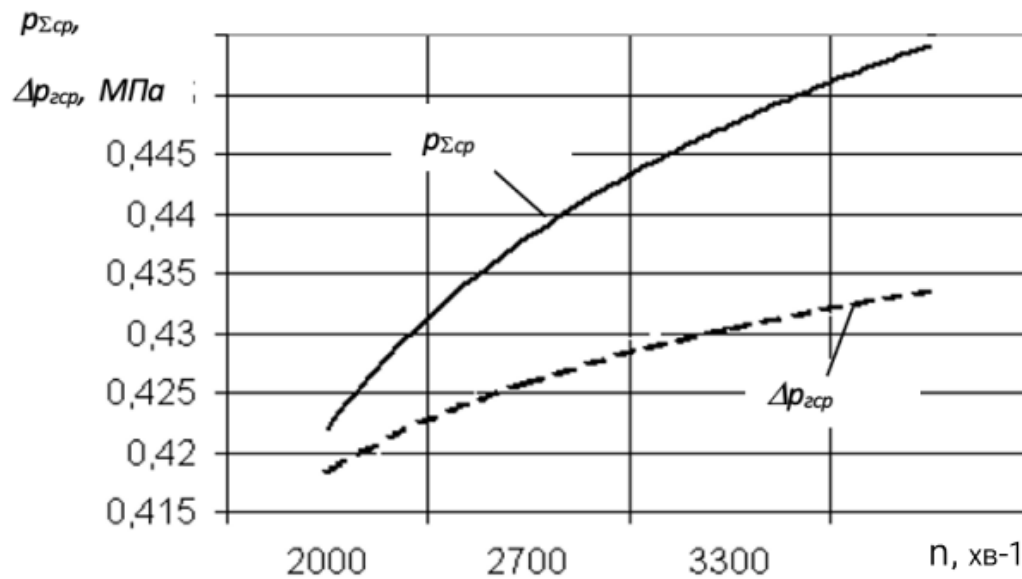


Рис.3.12. Залежність сумарної середньої сили $p_{\Sigma cp}$ і середнього надлишкового тиску газів $\Delta p_{гcp}$ від частоти обертання колінчастого вала n за поточних (неоптимальних) значень ступеня стиску ϵ_x

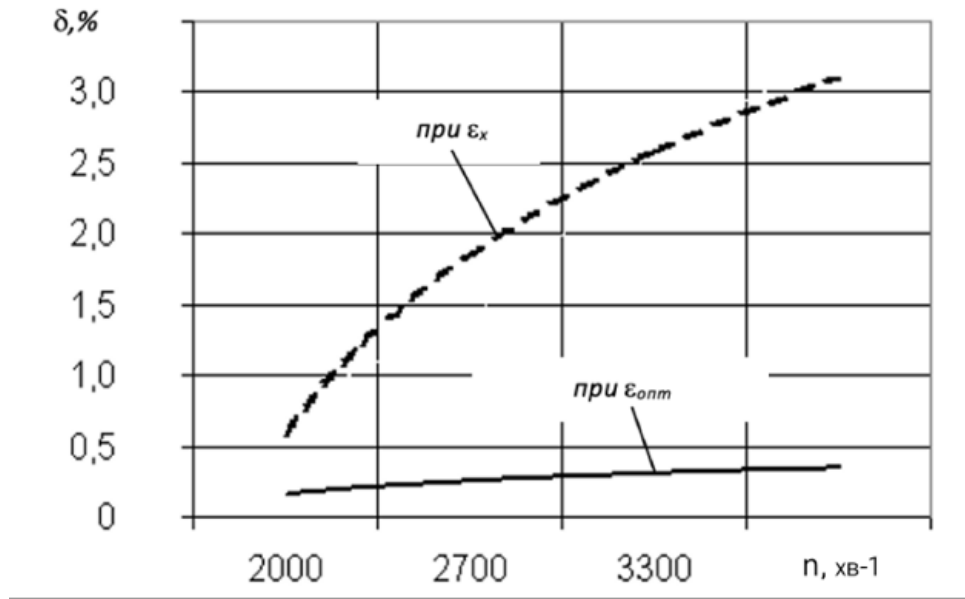


Рис. 3.13. Залежність відсоткової різниці δ між значеннями $p_{\Sigma cp}$ і $\Delta p_{\Sigma cp}$ від частоти обертання колінчастого вала n

З цих графіків видно, що при збільшенні частоти обертання двигуна n вплив сили p_j інерції на силу p_{Σ} збільшується. При цьому значніше зростає вплив сили інерції p_j за неоптимальних значень ступеня стиску. Менший вплив за оптимальних значень ступеня стиску ϵ_{optm} пояснюється більшими значеннями ступеня стиску, що є оптимальними для даного режиму, який призводить до зменшення впливу частоти обертання n , також і сили інерції, на сумарну силу p_{Σ} , від якої напряду залежить значення швидкості зміни ступеня стиску.

Висновки до третього розділу

1. Розрахунково-теоретичні дослідження показали, що в 4-х тактному двигуні швидкість зміни ступеня стиску залежить від ступеня стиску ϵ_x , режиму роботи двигуна та параметрів механізму зміни ступеня стиску:

- збільшення ϵ_x з 10 до 25 підвищує швидкість зміни ϵ_x у середньому в 1,5...1,7 разів;

- зростання навантаження призводить до підвищення швидкості зміни ступеня стиску, але вплив цього фактора менший, ніж вплив поточного значення ε_x ;

- частота обертання колінчастого вала двигуна обумовлює вплив інерційних сил на швидкість зміни ε_x . Циклова швидкість при зміні n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} знижується майже втричі, а середня швидкість в $1/\text{с}$ істотно не змінюється.

2 Аналіз впливу чинників під час зміни ступеня стиску поблизу його оптимальних значень вказує на те, що циклова швидкість зміни ступеня стиску не залежить від навантаження двигуна і обумовлюється швидкісним режимом роботи. При зміні n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} величина v_{ε_x} змінюється від $0,009$ до $0,002 \text{ 1/цикл}$.

ВИСНОВКИ

У роботі розв'язано науково-дослідну задачу, що полягала у проведенні дослідження впливу конструкції механізму зміни ступеня стиску на швидкість зниження ε залежно від різних параметрів робочого процесу, як одного з найважливіших завдань у напрямі наукових робіт зі створення двигуна з $\varepsilon = \text{var}$.

1. Проаналізовано конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску та визначено їх недоліки та переваги. Показано, що: у безшатунному двигуні з кривошипно-кулісним механізмом крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску.

2. Уточнено методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиску в циліндрі 4-тактного бензинового двигуна на часткових режимах роботи.

Отримано емпіричну залежність часу спрацьовування механізму зміни ступеня стиску залежно від температури оливи та тиску газів у циліндрі $v_{\text{cp}} = f(p)$.

Показано, що за тиску газів 40 бар і підвищення температури масла від 20 до 45 °С час спрацьовування механізму зменшується з 0,34 до 0,3 с.

3. За результатами дослідження встановлено, що в 4-х тактному двигуні швидкість зміни ступеня стиску залежить від ступеня стиску ε_x , режиму роботи двигуна та параметрів механізму зміни ступеня стиску:

- збільшення ε_x з 10 до 25 підвищує швидкість зміни ε_x у середньому в 1,5...1,7 разів;

- зростання навантаження призводить до підвищення швидкості зміни ступеня стиску, але вплив цього фактора менший, ніж вплив поточного значення ε_x ;

- частота обертання колінчастого вала двигуна обумовлює вплив інерційних сил на швидкість зміни ε_x . Циклова швидкість при зміні n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} знижується майже втричі, а середня швидкість поршня істотно не змінюється.

Аналіз впливу чинників під час зміни ступеня стиску поблизу його оптимальних значень вказує на те, що циклова швидкість зміни ступеня стиску не

залежить від навантаження двигуна і обумовлюється швидкісним режимом роботи.
При зміні n з 2000 хв^{-1} до 4000 хв^{-1} величина $v_{\varepsilon\zeta}$ змінюється від 0,009 до 0,002 1/цикл.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кутенев В.Ф., Яманин А.И., Зленко М.А. Аксиально-поршневые двигатели с переменными степенью сжатия и рабочим объемом. - М.: Изд-во НАМИ, 2000. - 304 с.
2. Демидов В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия. - М.: Машиностроение, 1978. -136 с.
3. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. -Тбилиси: Мецниереба, 1973.-269 с.
4. Пат. 4873947 США, МКИ F 02 B 75/04, Variable compression ratio direct injection: / Rgan T., Maymar M., Anderson O.; Southwest Research Institute.
5. Пат. 05002837.2 JP, МКИ F02/04, F01P 7/16, Variable compression ratio internal engine: / Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha.
6. Пат. 5443043 США, МКИ F02B 75/04. Internal combustion engine with variable compression, provided with reinforcements of the crankcase section / Nilsson P.-I., Bergsten L.
7. Пат. WO 92/05349 США, МКИ F02B 75/04, A reciprocating piston engine with a varying compression ratio / LARSEN, Gregory, J.
8. Variable compression/ZAUTO, Motoren und Sport. - 2000. - № 6. - S. 12.
9. Пат. 3633552 США, МКИ F02B 75/04, F02B 75/36. Internal combustion engine including maximum firing pressure limiting means / Huber E.G
10. Пат. 83 04853 FRA, F 02 D 15/04 System variateur de compression pour moteurs a combustion interne. / Mitsuvara Nakahara, Tomio Ishida, Yoshitaka Yoshida.
11. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. -Тбилиси: Мецниереба, 1973.-269 с.
12. Пат. 4979427 США, МКИ F01 31/14, Temperature-sensitive variation of the compression ratio in piston having variable compression height / Viktor Pfeffer, Fridedrich Wirbleit, Stuttgart; Klaus Binder.

13. Пат. 4111164 США, МКИ F02B 75/04. Variable displacement arrangement in four cycle, reciprocating internal combustion engine/Wuerfei R.P.

14. Пат. 259958, США, F16C 9/04, Internal combustion engine combustion control crankshaft / Edward M. McWhorter.

15. Пат. 923051999, GER, F02B 75/04, Variable displacement and compression ratio piston engine / Michael Benjamin.

16. Пат. 5791302, США МКИ F16C 009/04. Engine with Variable Compression Ratio. Tsoi-Hei Ma T./Ford Global Technologies, Inc.

17. Rychter T.J., Teodorchuk A., Bossio R., Naso V. Thermodynamic analysis of a variable-cycle 1C engine piston//Proc. 20th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. - 1985. - Warrendale. - Vol. 3. - P. 689-696.

18. Bartolini CM., Naso V., Sobotowski R. Reciprocating piston machine with continuous compression ratio adjustment// "Arch. Termodin.", 1984, 5, No2, 135-147.

19. Пат. 5368777 США, МКИ F02B 25/08. Compression or spark ignition four-stroke internal combustion engines having a variable compression ratio enabling high supercharging pressure levels/Van Avermaete G., June 17, 1997.

20. Н.И. Мищенко Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Теория разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. - Донецк : Лебедь, 1998. - Т. 1.

21. Міщенко М.І., Новокрецьонов В.С., Хімченко А.В. Безшатуний двигун внутрішнього згорання [Патент] : 97062776 : F02B 75/32. - Україна, 11. 06. 1996. г..

22. Н.И. Мищенко В.С. Новокрецов, А.В. Химченко Исследование и разработка экспериментального образца бесшатуного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия. [Отчет] : Отчет о НИР / Автомобили и двигатели ; Донецкий государственный технический университет. Автомобильно-дорожный институт.. - Горловка : [б.н.], 1999. - № г/р 0197U009344.

23. М.І. Міщенко В.С. Новокрецьонов, А.В. Хімченко, С.М. Крамар Покращення показників двотактного безшатуного бензинового двигуна на основі оптимізації його параметрів. [Отчет] : Звіт про НДР. / Автомобілі і двигуни ;

Донецкий національний технічний університет. Автомобільно-дорожний інститут..
- Горлівка : [б.н.], 2002. - № г/р 0100U001096

24. Ленин В.П. Теория автомобильных и тракторных двигателей. –М.: Машиностроение, 1969.– 368с.

25. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с., ил.

26. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Бронштейн И.Н., Семедяев К.А. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720 с. с илл.

