

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ НА ШВИДКІСТЬ ЗНИЖЕННЯ СТУПЕНЯ СТИСКУ ЗАЛЕЖНО ВІД РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА

Тетяна Колеснікова<sup>1</sup>, к. т. н., Олександр Лиходій<sup>1</sup>, к. т. н.,  
Олександр Ракаєв<sup>1</sup>, інж. I кат., Тетяна Махоркіна<sup>2</sup>, к. ф.-м. н.

<sup>1</sup> Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,  
вул. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, Україна,  
e-mail: tnk1403@ukr.net

<sup>2</sup> Національний університет «Львівська політехніка»,  
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,  
e-mail: mechanic@ua.fm

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2023.27.076>

**Колеснікова Т., Лиходій О., Ракаєв О., Махоркіна Т. Дослідження впливу механізму зміни ступеня стиску на швидкість зниження ступеня стиску залежно від режиму роботи двигуна**

Аналітично доведено, що у відомих двигунах максимальний ступінь стиску на малих навантаженнях не перевищує 12...14 через зниження ефективного ККД внаслідок значних втрат на тертя. Це обмежує можливість подальшого підвищення паливної економічності за рахунок збільшення ступеня стиску понад 14. Зазначено, що одним із можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску понад 14, є безшатунний ДВЗ, в якому замість звичайного кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм. Відмінною рисою двигуна із кривошипно-кулісним механізмом є низькі втрати на тертя у всьому 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 поршні роблять строго прямолінійний рух, у зв'язку з чим бічні навантаження на них відсутні.

Виконано розрахунково-теоретичні дослідження безшатунного ДВЗ з кривошипно-кулісним механізмом, які дозволяють припустити про доцільність використання в такому двигуні змінного ступеня стиску.

Розроблена методика розрахунку механізму зміни ступеня стиску (МЗСС), що враховує взаємозв'язок параметрів механізму й робочого циклу двигуна.

Отримано, що на базі безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом можливе створення двигуна з  $\varepsilon = \text{var}$  з достатньою швидкістю МЗСС для запобігання детонації.

Встановлено, що зменшення частоти обертання колінчастого вала суттєво підвищує швидкість механізму, а середнє значення швидкості зміни ступеня стиску становить від 0,29 до 0,5 цикл<sup>-1</sup> на режимі максимального крутного моменту і може підвищуватися до 7 разів по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння, методика теплового розрахунку, механічні втрати, робочий процес, циліндр, режими роботи, паливна економічність, кривошипно-кулісний механізм.

**Kolesnikova T., Lykhodii O., Rakaiev O., Makhorkina T. Investigation of the influence of the mechanism of changing the compression ratio on the rate of reduction of the compression ratio depending on the engine operating mode**

Studies have demonstrated that popular engines are limited to a maximum compression ratio between 12 to 14 at low loads due to significant friction losses that reduce efficiency. This puts a cap on improving fuel economy by increasing the compression ratio beyond 14. However, researchers have identified a potential solution to this limitation in the form of a pistonless internal combustion engine with a crank-slider mechanism, which allows for a variable compression ratio above 14. This engine design boasts low friction losses across all loads and speeds, complete dynamic balance, a uniform stroke, as well as a compact and lightweight structure. These benefits are made possible by the straight-line motion of pistons in a pistonless engine, which eliminates lateral loads on them.

Theoretical and computational studies have been conducted on the pistonless internal combustion engine with a crank-slider mechanism, which suggest the feasibility of utilizing a variable compression ratio in such engine.

A methodology for calculating the mechanism of variable compression ratio (VCR) has been developed, taking into account the interrelation of parameters of the mechanism and the engine's operating cycle.

It has been determined that based on the pistonless engine with a crank-slider mechanism, it is possible to create an engine with variable compression ratio (VCR)  $\varepsilon = \text{var}$  with a sufficiently fast VCR mechanism to prevent detonation.

The research proves that reducing the crankshaft rotation frequency significantly increases the speed of the mechanism, with the average rate of compression ratio change ranging from 0.29 to 0.5 cycles per second at the maximum torque mode and potentially increasing up to seven times according to the engine's external speed characteristic.

**Key words:** internal combustion engine, thermal calculation methodology, mechanical losses, working process, cylinder, operating modes, fuel efficiency, crank-slider mechanism.

**Постановка проблеми.** Нині широко використовуються автомобілі та автомобільний транспорт. Найголовніше в автомобілі – це двигун. Тому на сьогодні виготовляють тягові агрегати з різним об'ємом і різної потужності для задоволення потреб споживача та його вимог до експлуатаційних характеристик. Але під час роботи двигуна на різних режимах він розвиває різну потужність, що не завжди є необхідним. Крім того, відсутні конструктивні можливості автоматичного регулювання їх потужності при зміні навантаження, що також є необхідністю вдосконалення серійних двигунів.

За останні роки є досягнення у вдосконаленні двигунів: підвищена питома потужність та зменшено витрату палива.

Передумовами вдосконалення двигунів є:

- застосування спеціальних пристроїв та оптимізація різних параметрів систем живлення й запалювання;
- розроблення двигунів з новим робочим процесом, який би давав змогу використовувати паливо ненафтового походження, наприклад водень, метанол;
- застосування електронного регулювання складу та подачі паливної суміші залежно від зміни навантажень на двигун у заданому діапазоні часу;
- керування газорозподіленням при зміні режиму роботи двигуна;
- регенерація тепла відпрацьованих газів та збільшення загальної потужності двигуна;
- розроблення пристроїв і систем примусового вимикання подачі палива під час роботи двигуна на холостому ходу, турбонаддуву, застосування присадок до моторних оливо;
- створення принципово нових двигунів, які б забезпечували зменшення витрати палива й токсичності відпрацьованих газів;
- застосування змінного ступеня стиску на часткових режимах.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням двигунів зі змінним ступенем стиску займається багато науковців та академічних установ. З метою економії палива потрібно розробити двигун зі змінним робочим об'ємом.

Така конструкція двигуна дозволяє зменшити витрати палива на режимах, коли не використовується його максимальна потужність. Ці режими актуальні під час роботи автомобіля в міському циклі. Ступінь стиску є важливим параметром двигунів внутрішнього згорання, оскільки сильно впливає на його економічність і потужність.

Численні розрахунки й експериментальні дослідження показали, що регулювання ступеня стиску здатне забезпечити поліпшення паливної економічності на 20 %.

Кількість запропонованих конструкцій, що дозволяють регулювати ступінь стиску двигуна, дуже велика. Однак переважна більшість із них, теоретично дозволяючи вирішувати поставлені завдання щодо керування рухом поршнів, виявилася непридатною для практичної реалізації через неможливість забезпечити прийнятну працездатність двигуна або з технологічних причин. Тому тільки обмежене число двигунів було реалізоване в металі й лише одиничні конструкції вироблялися серійно.

У відомих двигунах [6; 7; 9] максимальний ступінь стиску на малих навантаженнях не перевищує 12...14 через зниження ефективного ККД внаслідок значних втрат на тертя. Це обмежує можливість подальшого підвищення паливної економічності за рахунок збільшення ступеня стиску понад 14.

Одним із можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску понад 14, є безшатуний двигун внутрішнього згорання (ДВЗ) (рис. 1), в якому замість звичайного кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм.

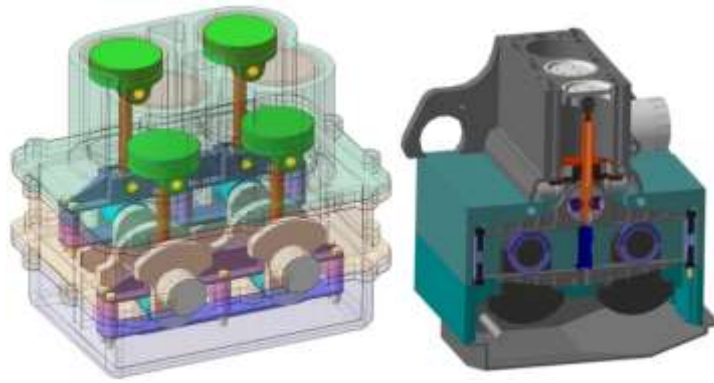
Дослідно-конструкторські роботи зі створення таких безшатуних двигунів останніми роками ведуться в Німеччині, США [8], Україні [1; 3] та інших країнах. Відмінною рисою схеми двигунів із кривошипно-кулісним механізмом є низькі втрати на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання, повна динамічна рівноваженість і рівномірність ходу, а також компактність і мала питома маса. Ці переваги пов'язані з тим, що в безшатуному двигуні поршні роблять строго прямолінійний рух, у зв'язку з чим бічні навантаження на них відсутні.

Виконані теоретичні й експериментальні дослідження безшатуного ДВЗ з кривошипно-кулісним механізмом [2; 4] дозволяють припустити про доцільність використання в такому двигуні змінного ступеня стиску.

Аналіз безшатуного двигуна з кривошипнокулісним механізмом показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення ефективного ККД при  $\varepsilon > 14$  через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску.

Принципова схема безшатуного двигуна показана на рис. 2. У цьому двигуні механізм зміни ступеня стиску установлений між штоком і поршнем двигуна.

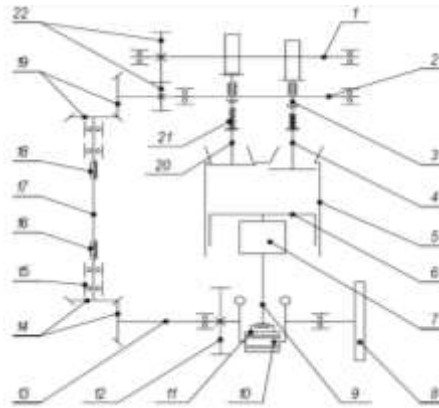
**Постановка завдання.** Експериментальний двигун має механізм газорозподілу (МГР) з верхнім підвісним розташуванням клапанів. На розподільному валу встановлені два впускних кулачки з можливістю їх провороту відносно вала, що дозволяє здійснювати регулювання



а) б)

**Рис. 1.** Вигляд безштанного двигуна:  
а) з розташуванням циліндрів у квадрат; б) 3d-модель

**Fig. 1.** Form of a crankshaft engine:  
a) with the cylinders arranged in a square configuration; b) 3D model



**Рис. 2.** Принципова схема експериментального двигуна:

1 – розподільний вал; 2 – проміжний вал; 3 – штовхачі; 4, 20 – клапани;  
5 – циліндр; 6 – поршень; 7 – механізм зміни ступеня стиску; 8 – маховик;  
9 – шток; 10 – повзун; 11 – куліса; 12 – синхронізуюча шестерня колінчастих валів; 13 – колінчастий вал; 14, 19 – конічні шестерні; 15 – підшипники кочення;  
16, 18 – шліцьове з'єднання; 17 – привідний вал; 22 – циліндричні шестерні

**Fig. 2.** Schematic diagram of an experimental engine:

1 – camshaft; 2 – intermediate shaft; 3 – pushrods; 4, 20 – valves; 5 – cylinder; 6 – piston; 7 – compression ratio adjustment mechanism; 8 – flywheel; 9 – connecting rod; 10 – slider; 11 – rocker arm; 12 – synchronizing gear for crankshafts; 13 – crankshaft; 14, 19 – bevel gears; 15 – roller bearings; 16, 18 – spline coupling; 17 – drive shaft; 22 – cylindrical gears

потужності ДВЗ за методами Аткінсона та Міллера. У зв'язку з цим була розроблена методика розрахунку механізму зміни ступеня стиску МЗСС, що враховує взаємозв'язок параметрів механізму й робочого циклу двигуна.

**Виклад основного матеріалу.** Відомо, що найчастіше отримані в результаті експериментів дані можуть бути застосовані тільки для двигунів, що мають аналогічний типорозмір, подібну конструкцію, спосіб сумішоутворення тощо. Очевидно, що методика розрахунку МЗСС повинна спиратися на загальні закономірності і мати можливість легко адаптуватися для конкретного двигуна.

Для встановлення впливу режимів роботи двигуна на швидкодію МЗСС, що характеризує

швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для відходу від детонаційного згоряння, необхідно враховувати взаємозв'язок робочого процесу

Враховуючи, що конструкція МЗСС передбачає гідравлічну систему, яка складається з резервуара та каналів зі зливом масла в картер двигуна, були прийняті такі допущення:

- по-перше, витікання масла з міжпоршневої порожнини можна прийняти як витікання в'язкої речовини з насадки, режим руху масла ламінарний (це підтверджується експериментальними дослідженнями механізму);

- по-друге, розрахунок витікання масла ведеться по середньому перетину каналу та сумарному опору, який враховує місцевий опір, втрати на тертя по довжині тощо;

- по-третє, температура масла відповідає температурі масла системи мащення двигуна при його роботі на різних режимах.

Оскільки в безштанному двигуні теоретично відсутня бокова сила  $p_N$ , механічні втрати на тертя між поршнем двигуна та зовнішнім поршнем МЗСС, а також між зовнішнім та внутрішнім поршнями МЗСС можна не враховувати.

Для вивчення руху в'язкої рідини може бути складена система диференціальних рівнянь Нав'є – Стокса, але таке моделювання, враховуючи геометрію каналів, досить складне і має бути вирішене числовими методами.

Для більшості технічних розрахунків достатньо користуватись рівняннями для всього потоку рідини вздовж каналів, наприклад рівняннями Бернуллі.

При складанні моделей вико ристовувалися обидва підходи залежно від конкретних умов.

Основною задачею моделювання слід вважати визначення швидкості руху зовнішнього поршня МЗСС щодо внутрішнього поршня, з'єданого зі штоком ККМ, що досить однозначно

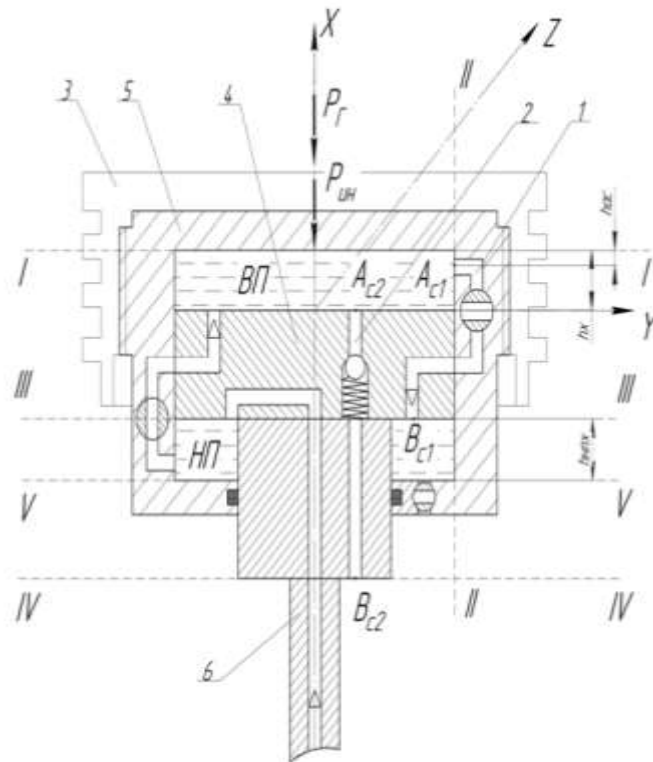
дозволить визначити швидкість зміни ступеня стиску в циліндрі. Слід зазначити, що МЗСС має дві порожнини, які умовно будемо називати «верхня» й «нижня» (рис. 3). Нижня порожнина розташована ближче до картера двигуна, верхня – до камери згоряння. Нижня порожнина має канал підведення масла від масляного насоса, та вихід у картер двигуна.

Процеси, які відбуваються в механізмі, можна вважати квазістаціонарними. Це дозволяє тиск у каналах 1 та 2 визначити згідно з рівняннями Бернуллі.

Об'ємну витрату верхньої порожнини можна виразити через швидкість потоку і її площу живого перетину. Об'ємні витрати верхньої порожнини можна розрахувати через швидкості руху масла в каналах. Для цього необхідно отримати тиск на входах і виходах відповідних каналів – точки  $A_{c1}$ ,  $A_{c2}$ ,  $B_{c1}$ ,  $B_{c2}$  (див. рис. 3).

$$Q_{ВП} = Q_{c1} + Q_{c2}, \quad (1)$$

де  $Q_{c1}$ ,  $Q_{c2}$  – витрата рідини через відповідні перетини каналів 1 і 2.



**Рис. 3.** Розрахункова схема поршня:

ВП – верхня порожнина; НП – нижня порожнина;

1 – перепускний канал; 2 – зливальний канал; 3 – поршень; 4, 5 – зовнішній та внутрішній поршні МЗСС; 6 – шток куліси

**Fig. 3.** Design scheme of a piston:

VP – upper cavity; NP – lower cavity; 1 – bypass channel; 2 – drain channel; 3 – piston; 4, 5 – external and internal pistons of the VCR mechanism; 6 – slider rod

Величини  $Q_{c1}$  і  $Q_{c2}$  можна розрахувати через швидкості руху масла в каналах [5].

Для спрощення задачі вважаємо, що в'язкий рух рідини в порожнинах механізму практично відсутній, тобто рух є присутнім тільки біля відповідних каналів.

Тоді рівняння Нав'є – Стокса

$$\frac{dy}{dt} V_{mi} + V_k \frac{dV_i}{dx_k} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx_i} \quad (2)$$

Сили, що діють на рідину. По-перше, на рідину через поршень діє сила тиску газів. Вона задана робочим процесом двигуна і тиском, переданим в рідину (перетин I-I):

$$P_{ГВП} = \frac{p_{Г} F_{П}}{F_{ВП}} \quad (3)$$

де  $p_{Г}$  – тиск газів у циліндрі двигуна;

$F_{П}$  – площа днища поршня;

$F_{ВП}$  – площа днища внутрішнього поршня (перетин I-I).

Питома сила інерції від рухомих мас МЗСС виражається так:

$$P_{ИИП} = \frac{(m_{П} + m_{ВП}) j_{П}}{F_{ВП}} \quad (4)$$

де  $m_{П}$  і  $m_{ВП}$  – маса відповідно поршня двигуна та зовнішнього поршня МЗСС.

Питома сила інерції, створювана верхніми і нижніми шарами рідини для довільного перетину верхньої порожнини, визначається за формулою

$$P_{ИИЖ.X} = j_{П} \rho_{Ж} (h_x - x) \quad (5)$$

де  $\rho_{Ж}$  – густина рідини (моторного масла);

$h_x$  – висота підйому зовнішнього поршня

відносно внутрішнього;

$x$  – координата перетину по осі X.

Питома сила тиску масла в нижній порожнині, що передається через зовнішній поршень (перетин V-V):

$$P_{ВПV} = p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} \quad (6)$$

де  $F_{ВПV}$  – робоча площа зовнішнього поршня по перетину V-V.

Оскільки рух рідини по порожнинах практично відсутній, а сили спрямовані лише вздовж осі X, з певною достовірністю можна стверджувати, що тиск у перетинах, паралельних площині YZ, однаковий в усіх точках рідини і виражає її повну енергію. Тоді тиск на поверхню внутрішнього поршня МЗСС, тобто в перетині YZ, дорівнює повному напору на вході в канал 2:

$$P_{AC2} = \frac{p_{Г} F_{П}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{П} + m_{ВП}) j_{П}}{F_{ВП}} + j_{П} \rho_{Ж} h_x \quad (7)$$

Аналогічно для перетину I-I тиск, а відповідно і середній повний напір по перетину першого зливного каналу (тобто в т.  $A_{c1}$ ):

$$P_{AC1} = \frac{p_{Г} F_{П}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{П} + m_{ВП}) j_{П}}{F_{ВП}} + j_{П} \rho_{Ж} h_{ac} \quad (8)$$

Тиск у перетинах III-III і V-V. Відстань між перетинами  $h_{НПХ}$  має геометричний зв'язок з  $h_x$  верхньої порожнини. Позначивши відповідні мінімальні відстані  $h_{H\min}$  і  $h_{b\min}$ ,

$$h_{НПХ} = h_{H\min} + h_{b\min} - h_x \quad (9)$$

Тиски в перетинах III-III і V-V пов'язані між собою, оскільки має місце перетікання з однієї порожнини в іншу. Для цієї конструктивної схеми мінімальний тиск у перетині III-III визначається тиском насоса і гідравлічними втратами в першому зливному каналі:

$$P_{BC1} = P_{нас}; P_{BC1n} = P_{нас\max} - A_n Q_{нас} \quad (10)$$

Поки тиск  $P_{BC1} < P_{нас}$ , масло до нижньої порожнини надходить через два канали, в іншому разі – через один.

Тоді тиск у перетині V-V:

$$P_V = P_{BC1n} + j_{П} \rho_{Ж} h_{НПХ} \quad (11)$$

Тиски  $P_{AC1}$ ,  $P_{AC2}$ ,  $P_{BC1}$  являють собою повний напір, тобто тиск загальмованого напору в заданих точках (з урахуванням швидкісного напору).

Таким чином, гідравлічні втрати в зливних магістралях

$$P_{C1} = P_{AC1} + P_{BC1}; P_{C2} = P_{AC2} + P_0 \quad (12)$$

де  $P_0$  – атмосферний тиск.

Враховуючи загальновідомі залежності, швидкість рідини:

$$P_{AC1} = \left( \frac{D_{НП}}{d_{AC1}} \right)^2 V_{ПВ} \quad (13)$$

де  $V_{ПВ}$  – швидкість зовнішнього поршня;

$D_{НП}$  – еквівалентний діаметр перетину нижньої порожнини.

Залежності справедливі, коли перепускний клапан другого каналу відрегульований на тиск  $\Delta p_{c1}$  при тиску в нижній порожнині більше ніж  $P_{нас}$ . Крім того, величина не буде постійною. У загальному вигляді залежність втрат тиску від витрати масла може бути виражена так:

$$\Delta p_{c1} = a_{c1} Q_{c1}^2 \quad (14)$$

де  $a_{c1}$  – гідравлічний опір трубопроводу.

Значення опору знаходиться на основі експериментальних досліджень механізму.

За умови нерозривності потоку одержимо

$$D_{ВП}^2 V_{ВП} = D_{НП}^2 V_{ПВ} + d_{AC2}^2 V_{AC2} \quad (15)$$

де  $D_{ВП}$  – діаметр верхньої порожнини;

$d_{AC2}$  – діаметр каналу 2;

$V_{AC2}$  – середня швидкість потоку в каналі 2.

При зниженні ступеня стиску можливі три варіанти зміни тиску в нижній порожнині:

1. У загальному випадку тиск підтримується на рівні тиску масляного насоса і масло

підкачується в порожнину через масляні канали, виконані в штоку.

2. Випадок, при якому тиск у порожнині змінюється довільно й не залежить від масляного насоса. Насос не працює або відключений.

3. Випадок, при якому тиск у порожнині не змінюється й дорівнює тиску масляного насоса. Масло подається в порожнину насосом, а канал з верхньої порожнини не працює, оскільки

недостатній тиск, щоб пересилити тиск масляного насоса.

Розглянемо варіанти 2 і 3.

**Варіант 2.** Тиск у порожнині змінюється довільно й не залежить від масляного насоса.

Враховуючи гідравлічні і кінематичні зв'язки, можна записати рівняння різниці тиску у відповідних точках:

$$p_{AC1} - p_{AC2} = \frac{1}{16} a_{C1} \pi D_{HP}^4 V_{PB}^2 + p_{BC1} - \frac{1}{16} a_{C2} \pi d_{AC2}^4 V_{AC2}^2 - p_0. \quad (16)$$

З іншого боку,

$$p_{AC1} - p_{AC2} = \left( \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + \frac{(p_{BC1} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{НПХ}) F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) \Pi}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{ac} \right) - \left( \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + \frac{(p_{BC1} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{НПХ}) F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_x \right), \quad (17)$$

тобто

$$p_{AC1} - p_{AC2} = j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{ac} - j_{\Pi} \rho_{Ж} h_x. \quad (18)$$

З'єднавши формули, отримаємо рівняння:

$$j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{ac} - j_{\Pi} \rho_{Ж} h_x = \frac{1}{16} a_{C1} \pi D_{HP}^4 V_{PB}^2 + p_{BC1} - \frac{1}{16} a_{C2} \pi d_{AC2}^4 V_{AC2}^2 - p_0, \quad (19)$$

яке розв'язуємо відносно невідомої швидкості масла  $V_{AC2}$ . З отриманих коренів відкидаємо невірний (менший нуля) і одержимо:

$$V_{AC2} = \frac{1}{250 a_{C2} \pi} \left[ \frac{a_{C2} \pi \left( \frac{1}{16} a_{C1} \pi D_{HP}^4 V_{PB}^2 + p_{BC1} - j_{\Pi} \rho_{Ж} (h_{ac} - h_x) - p_0 \right)}{d_{AC2}^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (20)$$

Розв'язання цього рівняння відносно невідомої швидкості поршня  $V_{PB}$  дозволяє одержати систему з рівнянь відповідно до кількості невідомих:

$$V_{PB} = 62500 \pi a_{C1} F_{ВП} V_{PB}^2 D_{HP}^4 + 10^6 p_{\Gamma} F_{\Pi} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{НПХ} F_{ВПV}$$

$$V_{AC2} = \frac{V_{PB} (D_{ВП}^2 - D_{HP}^2)}{d_{AC2}^2}; \quad (21)$$

$$p_{AC2} = \frac{1}{16} a_{C2} \pi d_{AC2}^4 V_{AC2}^2 + p_0; \quad p_{AC1} = \frac{1}{16} a_{C1} \pi D_{HP}^4 V_{PB}^2 + p_{BC1}.$$

**Варіант 3,** коли тиск у порожнині не змінюється й дорівнює тиску масляного насоса.

Аналогічно запишемо систему чотирьох рівнянь, відповідну кількості невідомих:

$$p_{AC1} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + \frac{(p_{BC1} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{НПХ}) F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{ac};$$

$$p_{AC2} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + \frac{(p_{BC1} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{НПХ}) F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_x; \quad (22)$$

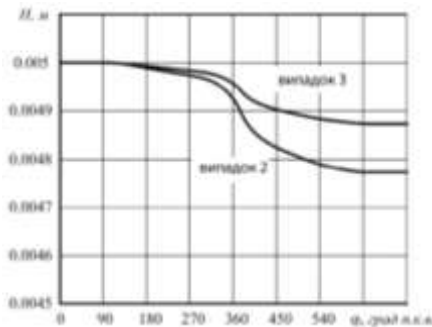
$$V_{AC2} = \frac{4}{a_{C2} \pi} \left[ \frac{a_{C2} \pi (a_{C1} \pi (p_{AC2} - p_0) - p_0)}{d_{AC2}^2} \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$V_{PB} = \frac{V_{AC2} d_{AC2}^2}{D_{ВП}^2}.$$

Таким чином, одержані дві системи рівнянь (21) і (22) складають математичну модель розрахунку параметрів МЗСС і ступеня стиску в циліндрі двигуна.

Запропонована методика дозволяє провести попередні дослідження роботи МЗСС, але для одержання остаточних результатів, у зв'язку з прийнятими допущеннями, вимагає уточнення. Щоб підвищити точність розрахунку, необхідно врахувати низку додаткових факторів, наприклад, силу тертя в рухомих частинах МЗСС, силу тертя поршневих кілець двигуна тощо.

У результаті розрахункових досліджень було отримано ряд залежностей. На рис. 4 показана залежність швидкості зміни висоти камери згоряння  $H$  від кута повороту колінчастого вала для двох розглянутих у частині 1 [5] випадків. Видно, що найбільша інтенсивність руху припадає на такти стиску та розширення завдяки діючим силам тиску газів та інерції.

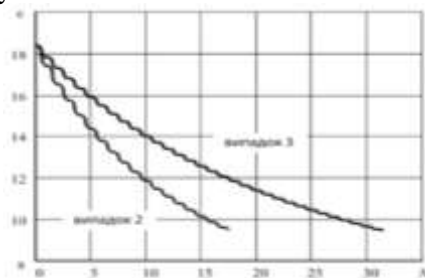


**Рис. 4.** Залежність зміни висоти камери згоряння  $H$  від кута повороту

колінчастого вала  $\varphi$ :  $n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\epsilon_{\max} = 18,4$

**Fig. 4.** Dependence of a change in the height of the combustion chamber  $H$  on the angle of rotation of the crankshaft  $\varphi$ :  $n = 3500$  per minute (rpm);  $\epsilon_{\max} = 18,4$

Зміна ступеня стиску від максимально можливої величини до мінімальної здійснюється за 17,5 циклів (рис. 5) у випадку 2 і до 34 у випадку 3.



**Рис. 5.** Зміна ступеня стиску  $\epsilon$  по циклах  $N$  ( $n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ )

**Fig. 5.** Variation of the compression ratio  $\epsilon$  throughout the cycles  $N$  ( $n = 3500$  per minute (rpm))

Оскільки за один повний цикл ступінь стиску зменшується майже на одиницю, можна стверджувати про працездатність механізму зміни ступеня стиску та його спроможність запобігати детонації.

З огляду на час протікання термодинамічних процесів у двигуні, можна сказати, що швидкодія механізму зміни ступеня стиску в досліджуваному двигуні доволі висока. Її середнє значення може коливатися від 0,5 до 0,29  $\text{цикл}^{-1}$ . Очевидно, перспективним буде відключення масляного насоса від механізму на момент зниження ступеня стиску.

Виходячи з аналітичних залежностей, на швидкодію МЗСС суттєво впливають сили інерції мас поршня двигуна і рухомих частин механізму.

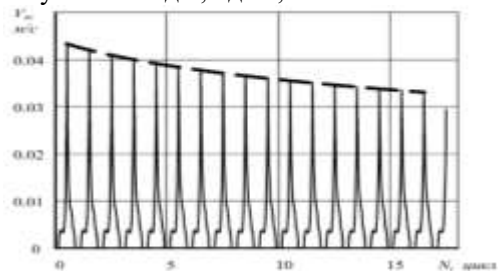
Як показали розрахунки, 8-кратне збільшення мас поршня двигуна і зовнішнього поршня механізму для даного типу двигуна підвищує швидкість зміни ступеня стиску лише на 36 % (від 0,5 до 0,68  $\text{цикл}^{-1}$ ). Це дозволяє стверджувати, що при проєктуванні механізму зниження мас МЗСС і поршня двигуна несуттєво впливатиме на швидкодію механізму.

Аналіз зміни ступеня стиску в послідовних циклах від максимально можливого  $\epsilon$  показує, що при зниженні ступеня стиску швидкодія механізму суттєво зменшується. При високих значеннях ступеня стиску швидкість зміни визначається, передусім, тиском газів у циліндрі двигуна. Це підтверджує залежність швидкості поршня від кількості циклів, що відповідає випадку 2 (рис. 6). Частота обертання колінчастого вала при цьому не змінювалась.

Очевидно, що при зниженні частоти обертання колінчастого вала (див. рис. 6), завдяки збільшенню часу одного циклу, суттєво зменшується кількість циклів до повного скидання ступеня стиску. Так, при мінімальній  $n$  швидкість зміни ступеня стиску досягає майже 3  $\text{цикл}^{-1}$ .

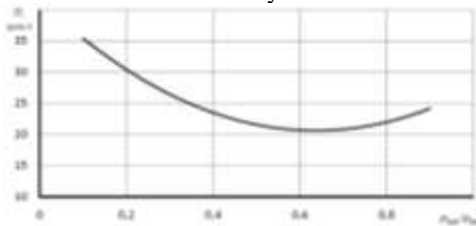
Швидкодія МЗСС насамперед залежить від конструкції механізму. Його раціональні конструктивні параметри можна отримати виходячи з розрахунково-теоретичних досліджень. Один із важливих параметрів – це співвідношення умовних діаметрів нижньої і верхньої порожнин механізму ДНП/ДВП.

Графік залежності кількості циклів спрацювання механізму від відношення ДНП/ДВП (рис. 7) показує, що оптимальне співвідношення діаметрів нижньої та верхньої порожнин, при яких досягається максимальна швидкодія механізму, лежить у межах від 0,6 до 0,7.



**Рис. 6.** Залежність швидкості зовнішнього поршня  $V_p$  до повного скидання ступеня стиску від кількості циклів  $N$

**Fig. 6.** Dependence of the velocity of the external piston  $V_p$  until complete compression ratio release on the number of cycles  $N$



**Рис. 7.** Графік залежності кількості циклів  $N$  спрацювання МЗСС від співвідношення умовних діаметрів нижньої і верхньої порожнин ДНП/ ДВП

**Fig. 7.** Graph illustrating the correlation between the compression ratio  $\epsilon$  and the number of cycles  $N$  for various values of  $n$

**Висновки.** Проведені дослідження впливу конструкції механізму зміни ступеня стиску на швидкість зниження  $\epsilon$  залежно від режиму роботи двигуна і параметрів МЗСС показали:

1. На базі безшатуного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом можливе створення двигуна з  $\epsilon = \text{var}$  з достатньою швидкістю МЗСС для запобігання детонації.

2. Зменшення частоти обертання колінчастого вала суттєво підвищує швидкість механізму.

3. Середнє значення швидкості зміни ступеня стиску становить від 0,29 до 0,5 цикл<sup>-1</sup> на режимі максимального крутного моменту і може підвищуватися до 7 разів по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна.

#### Бібліографічний список

1. Безшатуний двигун внутрішнього згоряння: пат. 42034 Україна, МКІ F 02 B 75/32. № 97062776; заявл. 11.06.1996; опубл. 15.10.2001, Бюл. № 9.

2. Мищенко Н. И., Новокрещенов В. С., Химченко А. В. Исследование и разработка экспериментального образца бесшатуного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия. *Автомобили и двигатели*: отчет о НИР / Донецкий государственный технический университет. Автомобильно-дорожный институт. № г/р 0197U009344. Донецк, 1999.

3. Міщенко М. І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згоряння. Т. 1: Теорія, розробка та випробування нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. Донецьк: Лебідь, 1998. 228 с.

4. Покращення показників двотактного безшатуного бензинового двигуна на основі оптимізації його параметрів / М. І. Міщенко, В. С. Новокрещенов, А. В. Химченко, С. М. Крамар. *Автомобілі і двигуни*: звіт про НДР / Донецький національний технічний університет. Автомобільно-дорожній інститут. № г/р 0100U001096. Донецьк, 2002.

5. Розрахунок та дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна. Ч. 1: Математична модель / М. І. Міщенко, А. В. Химченко, Т. М. Колеснікова, В. С. Шляхов. *Вісті Автомобільно-дорожного інституту*. 2008. № 1(6). С. 10-16.

6. Целоков М. Двигуни зі змінним ступенем стиснення: від Saab до Infiniti URL: <https://dvizhok.su/parts/dvigateli-s-izmenyaemoj-stepenyu-szhatiya-ot-saab-do-infiniti> (дата звернення: 19.05.2023).

7. Pouliot H. N., Robinson C. W., Delameter W. R. A Variable displacement spark-ignition Engine. Final Report. Report No. SAND 77 – 8299. Sandia Laboratories. Livermore, California, 1978.

8. Reciprocating piston mechanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine: pat. 2001/0036334 США, A1 : F02B 47/08; declared 9.01.2009; published 17. 02. 2011. 4 p.

9. Variable Kompression. *Auto, Mot. und Sport, DE*. 2000. No 6. P. 12.

Стаття надійшла 23.05.2023