

Міщенко М.І., д.т.н.<sup>1</sup>, Хімченко А.В., к.т.н.<sup>1</sup>, Колеснікова Т.М., інж.<sup>2</sup>,  
Шляхов В.С., студент<sup>1</sup>

1 — АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка; 2 — ПГАСА, м. Дніпропетровськ

## РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

*Наведено опис математичної моделі механізму зміни ступеня стиску для двигуна внутрішнього згоряння. Область застосування моделі обмежена випадком гідравлічного приводу цього механізму. В основу математичної моделі покладені рівняння нерозривності потоку, збереження маси, а також параметри робочого циклу двигуна.*

### Вступ

Протягом багатьох років фірми й наукові центри США, Японії, Німеччині, Австралії, Швейцарії, Росії та інших країн активно проводять дослідження, мета яких — створення технічно здійсненого й економічно життєздатного автомобільного бензинового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) із змінним ступенем стиску. Поки ці зусилля не були успішними через невирішення проблем, що перешкоджають реалізації зміни ступеня стиску в ДВЗ [1]. Дотепер розроблені й досліджені схеми: аксіальних двигунів [2]; двигунів зі змінним ходом поршня [3, 4]; двигунів з траверсним механізмом [5]; двигуна Saab Variable Compression (SVC) [6], створеного протягом останніх 20 років шведською фірмою Saab; двигуна французької фірми MCE-5 Development [7], двигунів із ПАРСС [8], та ін. Вирішальний вплив на проблему розробки двигуна зі змінним ступенем стиску надають наступні технічні труднощі:

1. Великі механічні втрати на тертя через наявність додаткових пар тертя.
2. Втрати індикаторних потужностей двигунів на привод механізму зміни ходу поршня.
3. Складність конструкції і великі габарити та маса двигунів через наявність додаткових кінематичних ланок і опор.
4. Занадто низька чутливість механізмів зміни ступеня стиску, що приводить до короточасної детонації бензинових двигунів при різкому збільшенні навантаження.

Однак дослідницькі й дослідно-конструкторські роботи, виконані в останні роки в АДІ ДонНТУ, указують на те, що нові технічні рішення дозволять створити ефективний бензиновий ДВЗ автомобільного типу. У даній статті висвітлені результати деяких з таких робіт, що мають відношення до проектування механізму зміни ступеня стиску (МЗСС) стосовно безштанного двигуна із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [9].

Мета даного дослідження — розробити метод, що дозволяє оцінити вплив параметрів МЗСС на показники робочого процесу двигуна. Ця стаття (частина 1) присвячена розробці методики розрахунку МЗСС, а вплив параметрів МЗСС показано в [10].

### Передумова

Одним з можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску  $\epsilon$ , є безштанний ДВЗ, у якому замість кривошипно-штанного механізму застосовується ККМ.

Відмінною рисою схеми двигунів із кривошипно-кулісним механізмом є малі втрати на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання колінчастого вала, повна динамічна зрівноваженість і рівномірність ходу, а також компактність і мала питома маса. Ці достоїнства зв'язані з тим, що в безштанному двигуні поршень переміщується строго прямолінійно, у зв'язку з чим бічні навантаження на нього відсутні.

Виконані в АДІ ДонНТУ теоретичні й експериментальні дослідження безшатуного ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом дозволяють припустити доцільність використання в такому двигуні змінного ступеня стиску.

Аналіз безшатуного двигуна з ККМ показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення ефективного ККД при  $\epsilon > 14$  через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску [11].

Слід зазначити, що на цей час не зовсім з'ясованим залишається питання чутливості такого механізму зміни ступеня стиску.

У зв'язку із цим був розроблений метод розрахунку МЗСС, що враховує взаємозв'язок параметрів механізму й робочого циклу двигуна.

### *Математична модель*

Відомо, що найчастіше отримані в результаті експериментів дані можуть бути застосовані тільки для двигунів, що мають аналогічний типорозмір, подібну конструкцію, спосіб сумішоутворення та ін. 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 швидкість МЗСС, що характеризує швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для відходу від детонаційного згорання, необхідно враховувати взаємозв'язок робочого процесу механізму зміни ступеня стиску і його конструктивних елементів з параметрами робочого процесу двигуна.

Враховуючи, що конструкція МЗСС передбачає гідравлічну систему, яка складається з резервуара та каналів зі зливом масла в картер двигуна, були прийняті наступні допущення: по-перше — витікання масла з міжпоршневої порожнини можна прийняти, як витікання в'язкої речовини з насадка, 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 та ін.; по-третє — температура масла відповідає температурі масла системи мащення двигуна при його роботі на різних режимах.

Оскільки в безшатуному 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 грузлої рідини може бути складена система диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса, але таке моделювання, враховуючи геометрію каналів, досить складне і має бути вирішено чисельними методами.

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

При складанні моделей використовувалися обидва підходи в залежності 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. 1). Нижня порожнина розташована ближче до картера двигуна, верхня — до камери згорання. Нижня порожнина має канал підведення масла від масляного насоса, та вихід в картер двигуна.

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

Об'ємну витрату верхньої порожнини можна виразити через швидкість потоку і її площу живого перетину, а з іншого боку, в відповідності з рівнянням нерозривності потоку, загальна витрата рідини по такому трубопроводу буде дорівнювати

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

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

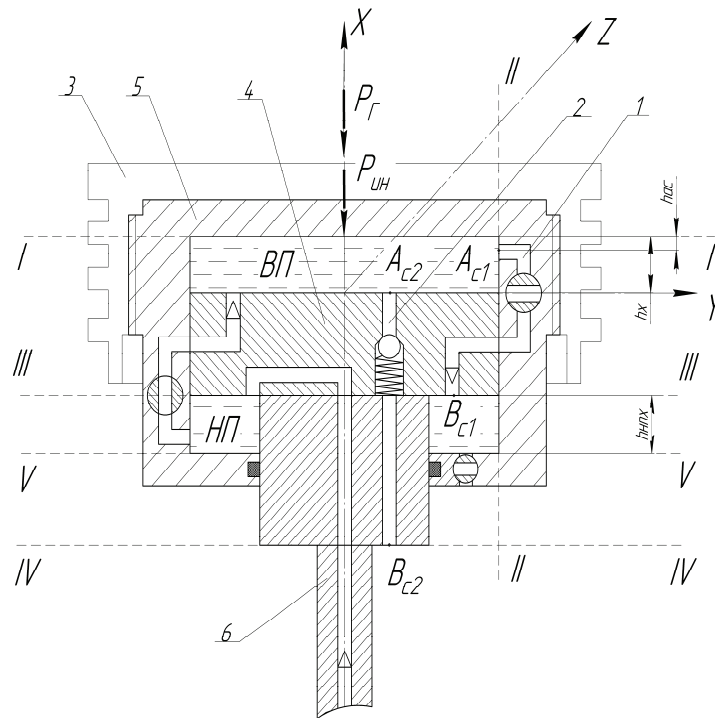


Рис. 1. Розрахункова схема поршня:

ВП — верхня порожнина; НП — нижня порожнина; 1 — перепускний канал; 2 — зливальний канал; 3 — поршень; 4, 5 — зовнішній та внутрішній поршні МЗСС; 6 — шток куліси

Величини  $Q_{c1}$  і  $Q_{c2}$  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. 1).

Для спрощення задачі на першому етапі моделювання будемо вважати, що грузлий рух рідини в порожнинах механізму практично відсутній, тобто рух є присутнім тільки біля відповідних каналів.

Тоді рівняння Нав'є-Стокса

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

можна спростити, оскільки  $\frac{dV_i}{dx_k} = 0$ .

Визначимо сили, що діють на рідину. По-перше, на рідину через поршень діє сила тиску газів. Вона задана робочим процесом двигуна і тиск, переданий в рідину (перетин I-I), буде визначатися як

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

де  $p_{Г}$  — тиск газів в циліндрі двигуна;  $F_{П}$  — площа днища поршня;  $F_{ВП}$  — площа днища внутрішнього поршня (перетин I-I).

Оскільки сила тиску газу передається лише вздовж осі X, тоді

$$\frac{d}{dy} p_{ГВП} = 0, \quad \frac{d}{dz} p_{ГВП} = 0. \quad (4)$$

Обрана система відліку інерціальна і, відповідно, на масло діє питома сила інерції від рухомих мас МЗСС, яка виражається

$$p_{ИИП} = \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП})j_{\Pi}}{F_{ВП}}, \quad (5)$$

де  $m_{\Pi}$  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

$$p_{ИИЖ.X} = j_{\Pi} \rho_{Ж} (h_x - x), \quad (6)$$

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  $V-V$ ),

$$p_{НП} = p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}}, \quad (7)$$

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

Оскільки рух рідини по порожнинах практично відсутній, а сили направлені виключно уздовж осі  $X$ , з певною достовірністю можна стверджувати, що тиск в 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

$$p_{Ac2} = p_{ГВП} + p_{НП} + p_{ИИП} + p_{ИИЖ.X}. \quad (8)$$

Отже

$$p_{Ac2} = \frac{p_{Г} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_x. \quad (9)$$

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

$$p_{Ac1} = \frac{p_{Г} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{Ж} h_{ac}. \quad (10)$$

Визначимо тиск в перетинах  $III-III$  і  $V-V$ . Відстань між перетинами  $h_{ИИХ}$  має геометричний зв'язок з  $h_x$  верхньої порожнини. Позначивши відповідні мінімальні відстані  $h_{n\min}$  і  $h_{e\min}$ , можемо записати

$$h_{ИИХ} = h_{n\min} + h_{e\max} - h_x. \quad (11)$$

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

$$p_{Bc1} = p_{нас}; \quad p_{Bc1} = p_{насм\max} - A_n Q_{нас}. \quad (12)$$

Поки тиск  $p_{Bc1} < p_{нас}$  масло до нижньої порожнини надходить через два канали, в іншому випадку — через один. Тоді тиск в перетині  $V-V$

$$p_v = p_{Bc1} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{\Pi\Pi X}. \quad (13)$$

Тиски  $p_{Ac1}, p_{Ac2}, p_{Bc1}$  представляють собою повний напір, тобто тиск загальмованого напору у заданих точках (з урахуванням швидкісного напору).

Таким чином, гідравлічні втрати в зливних магістралях

$$\Delta p_{c1} = p_{Ac1} + p_{Bc1}; \quad \Delta p_{c2} = p_{Ac2} + p_0, \quad (14)$$

де  $p_0$  — атмосферний тиск.

Враховуючи загальновідомі залежності швидкість рідини

$$V_{Ac1} = \left( \frac{D_{\Pi\Pi}}{d_{Ac1}} \right)^2 V_{\Pi B}, \quad (15)$$

де  $V_{\Pi B}$  — швидкість зовнішнього поршня;  $D_{\Pi\Pi}$  — еквівалентний діаметр перетину нижньої порожнини.

Залежності 14 справедливі, коли перепускний клапан другого каналу відрегульований на тиск  $\Delta p_{c1}$  при тиску в нижній порожнині більше  $p_{нас}$ . Крім того, величина  $\Delta p_{c1}$  не буде постійною. В загальному вигляді залежність втрат тиску від витрати масла може бути виражена

$$\Delta p_{c1} = a_{c1} Q_{c1}^2, \quad (16)$$

де  $a_{c1}$  — гідравлічний опір трубопроводу. Значення опору знаходиться на основі експериментальних досліджень механізму.

За умови нерозривності потоку одержимо

$$D_{\Pi\Pi}^2 V_{\Pi B} = D_{\Pi\Pi}^2 V_{\Pi B} + d_{Ac2}^2 V_{Ac2}, \quad (17)$$

де  $D_{\Pi\Pi}$  — 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

$$p_{Ac1} - p_{Ac2} = \frac{1}{16} a_{c1} \pi D_{\Pi\Pi}^4 V_{\Pi B}^2 + p_{Bc1} - \frac{1}{16} a_{c2} \pi d_{Ac2}^4 V_{Ac2}^2 - p_0. \quad (18)$$

З іншого боку

$$p_{Ac1} - p_{Ac2} = \left( \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + \frac{(p_{Вс1} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ}) F_{ВПІV}}{F_{ВПІ}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac} \right) - \left( \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + \frac{(p_{Вс1} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ}) F_{ВПІV}}{F_{ВПІ}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_x \right), \quad (19)$$

тобто 
$$p_{Ac1} - p_{Ac2} = j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac} - j_{\Pi} \rho_{ж} h_x. \quad (20)$$

З'єднавши формули, отримаємо рівняння

$$j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac} - j_{\Pi} \rho_{ж} h_x = \frac{1}{16} a_{c1} \pi D_{НП}^4 V_{ПВ}^2 + p_{Вс1} - \frac{1}{16} a_{c2} \pi d_{Ac2}^4 V_{Ac2}^2 - p_0, \quad (21)$$

яке вирішуємо відносно невідомої швидкості масла  $V_{Ac2}$ . З отриманих коренів відкидаємо невірний (менший нуля) і одержимо

$$V_{Ac2} = \frac{1}{250 a_{c2} \pi} \left[ \frac{a_{c2} \pi \left( \frac{1}{16} a_{c1} \pi D_{НП}^4 V_{ПВ}^2 + p_{Вс1} - j_{\Pi} \rho_{ж} (h_{ac} - h_x) - p_0 \right)}{d_{Ac2}^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (22)$$

Вирішення цього рівняння відносно невідомої швидкості поршня  $V_{ПВ}$  дозволяє одержати систему з 5 рівнянь, відповідно до кількості невідомих

$$\left. \begin{aligned} V_{ПВ} &= \frac{1}{250 \pi (a_{c1} F_{ВПІV} D_{НП}^4 + a_{c2} F_{ВПІ} D_{ВП}^4 - 2 a_{c2} F_{ВПІ} D_{ВП}^2 D_{НП}^2 + a_{c2} F_{ВПІ} D_{НП}^4 - a_{c2} F_{ВПІV} D_{НП}^4 + 2 a_{c2} F_{ВПІV} D_{ВП}^2 D_{НП}^2 - a_{c2} F_{ВПІV} D_{НП}^4)} \left[ \pi \left( \begin{aligned} & a_{c1} F_{ВПІV} D_{НП}^4 + a_{c2} F_{ВПІ} D_{ВП}^4 - \\ & - 2 a_{c2} F_{ВПІ} D_{ВП}^2 D_{НП}^2 + \\ & + a_{c2} F_{ВПІ} D_{НП}^4 - a_{c2} F_{ВПІV} D_{ВП}^4 + \\ & + 2 a_{c2} F_{ВПІV} D_{ВП}^2 D_{НП}^2 - \\ & - a_{c2} F_{ВПІV} D_{НП}^4 \end{aligned} \right) \left( \begin{aligned} & j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac} F_{ВПІV} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_x F_{ВПІ} - \\ & - j_{\Pi} \rho_{ж} h_x F_{ВПІV} + j_{\Pi} m_{ВП} + \\ & + 10^6 p_{\Gamma} F_{\Pi} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ} F_{ВПІV} + \\ & + j_{\Pi} m_{\Pi} - 10^6 p_0 F_{ВПІ} + 10^6 p_0 F_{ВПІV} \end{aligned} \right) \right]^{\frac{1}{2}}; \\ p_{Вс1} &= 10^{-6} \cdot \frac{-62500 \pi a_{c1} F_{ВПІ} V_{ПВ}^2 D_{НП}^4 + 10^6 p_{\Gamma} F_{\Pi} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ} F_{ВПІV} + j_{\Pi} m_{\Pi} + j_{\Pi} m_{ВП} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac} F_{ВПІ}}{F_{ВПІ} - F_{ВПІV}}; \\ V_{Ac2} &= \frac{V_{ПВ} (D_{ВП}^2 - D_{НП}^2)}{d_{Ac2}^2}; \\ p_{Ac2} &= \frac{1}{16} a_{c2} \pi d_{Ac2}^4 V_{Ac2}^2 + p_0; \quad p_{Ac1} = \frac{1}{16} a_{c1} \pi D_{НП}^4 V_{ПВ}^2 + p_{Вс1}. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

**Варіант 3**, коли тиск у порожнині не змінюється й дорівнює тиску масляного насоса. Аналогічно запишемо систему чотирьох рівнянь, відповідну кількості невідомих

$$\begin{aligned} p_{Ac1} &= \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + \frac{(p_{Вс1} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ}) F_{ВПІV}}{F_{ВПІ}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{ac}; \\ p_{Ac2} &= \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + \frac{(p_{Вс1} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_{НПХ}) F_{ВПІV}}{F_{ВПІ}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВПІ}} + j_{\Pi} \rho_{ж} h_x; \\ V_{Ac2} &= \frac{4}{a_{c2} \pi} \left[ \frac{a_{c2} \pi (p_{Ac2} - p_0)}{d_{Ac2}^2} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad V_{ПВ} = \frac{V_{Ac2} d_{Ac2}^2}{D_{ВП}^2}. \end{aligned} \quad (24)$$

Таким чином, одержані дві системи рівнянь (23) і (24) складають математичну модель розрахунку параметрів МЗСС і ступеня стиску в циліндрі двигуна.

### **Висновки**

Запропонована математична модель і методика дозволяють провести попередні дослідження роботи МЗСС, але для одержання остаточних результатів, у зв'язку із прийнятими допущеннями, вимагає уточнення. Щоб підвищити точність розрахунку необхідно врахувати ряд додаткових факторів, наприклад, силу тертя в рухомих частинах МЗСС, силу тертя поршневих кілець двигуна та ін.

Запропонована модель може бути застосована також і для оцінки ефективності використання змінного ступеня стиску в бензиновому двигуні. Для цього необхідно використовувати результати розрахунків самого двигуна.

У всіх цих випадках удосконалення моделі призведе до збільшення кількості рівнянь, трохи ускладнить процедуру одержання рішення, однак не призведе до її принципової зміни.

### **Список літератури**

1. Мищенко Н.И., Химченко А.В., Супрун В.Л. Проблемы реализации изменения степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания // Вестник Донецкого института автомобильного транспорта. — Донецк: ДИАТ, 2004. — № 1 — С.17-22.
2. Welsh H. W., Riley C. T. The Variable Displacement Engine: An Advanced Concept Power Plant // SAE Paper. — 1971. — № 710830.
3. 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.
4. Пат. 1245803 США, МКИ F 02 В 75/04. Internal combustion engine with variable compression ratio. — № 01201203; Заявл. 30.03.2001; Опубл. 2.10.2002, Бюл. 10. — 20 с.
5. Пат. 6.792.924 В2 США, МКИ F 02 М 25/07. Engine control system of internal combustion engine with variable compression ratio mechanism and exhaust-gas recirculation control system. — № 123366; Заявл. 8.11.2002; Опубл.12.06.2003, Бюл. 6. — 34 с.
6. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. — 2000. — № 6. — С. 12.
7. Голованов Л. Французский вариант // Авторевю. — 2005. — № 2.
8. Хуциев А.И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. — М.: Машиностроение, 1986. — 104 с.
9. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 томах. — Т.1: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с.
10. Міщенко М.І., Хімченко А.В., Колеснікова Т.М., Шляхов В.С. Розрахунок та дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна. Частина 2. Аналіз // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. — Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2008. — № 1(6).
11. Мищенко Н.И., Химченко А.В., Крамарь С.Н., Супрун В.Л. Некоторые проблемы создания механизма регулирования степени сжатия в бензиновых двигателях внутреннего сгорания // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. — Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2006. — № 1(2). — С. 38- 41.

Стаття надійшла до редакції 11.06.08

© Міщенко М.І., Хімченко А.В., Колеснікова Т.М., Шляхов В.С., 2008