

Таким чином, з точки зору екологічної безпеки, момент зміни кількості працюючих циліндрів доцільно встановити при  $M_k=45$  Нм. Тоді при переході до КМРП окрім поліпшення паливної економічності також досягається і покращення екологічних показників.

## Література

1. Сирота О.В. Експериментальні дослідження двигуна з впорскуванням бензину і зворотним зв'язком при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності / О.В. Сирота // Вісник НТУ. – К.: НТУ, 2008. – № 17. – С. 95–101.

2. Гутаревич Ю.Ф. Математична модель двигуна за різних методів регулювання потужності / Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота// Materiały XXI konferencji międzynarodowej «Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia». – Seria: Transport № 1. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2010. – С. 107–114.

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net),

Алексеева Євгенія Віталіївна, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,

Скородумова Ксенія Геннадіївна, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,

Діденко Олександр Юрійович, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

## МЕТОД РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

**Вступ.** На сьогоднішній день гостро стоїть проблема паливної економічності автомобілів. Одним з варіантів зменшення витрати палива є застосування в автомобілях змінного ступеня стиску. Одним з можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску, є безшатунний ДВЗ з механізмом зміни ступеня стиску (МЗСС), у якому замість кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм (ККМ) [1]. 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 механізму зміни ступеня стиску, що враховує взаємозв'язок параметрів механізму й робочого циклу двигуна.

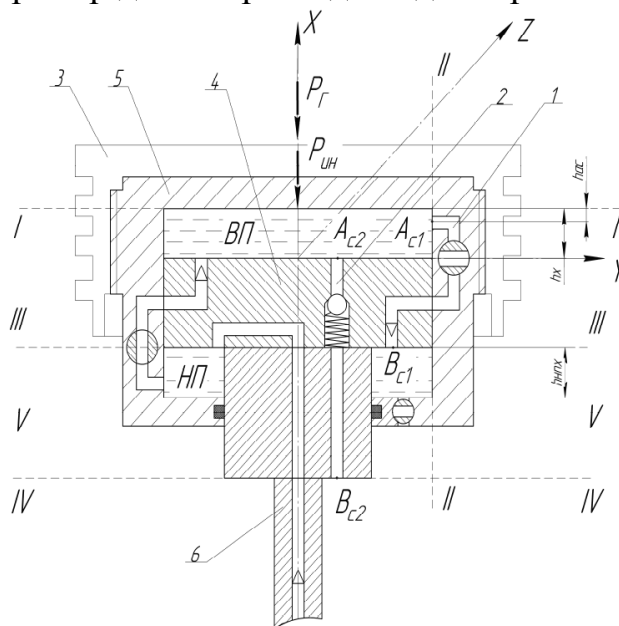
**Основний матеріал.** Для встановлення впливу режимів роботи двигуна на швидкодію МЗСС, що характеризує швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для відходу від детонаційного згорання, необхідно враховувати взаємозв'язок робочого процесу механізму зміни ступеня стиску і його

конструктивних елементів з параметрами робочого процесу двигуна. 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 [2]. 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 згоряння. 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:

$$Q_{ВП} = Q_{c1} + Q_{c2}, \quad (1.1)$$

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



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

Рисунок 1 - Розрахункова схема поршня

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  $A_{c1}$ ,  $A_{c2}$ ,  $B_{c1}$ ,  $B_{c2}$  (рис. 1). Визначимо сили, що діють на рідину. По-перше, на рідину через поршень діє сила тиску газів (перетин I-I):

$$P_{ГВП} = \frac{p_{Г} F_{П}}{F_{ВП}} \quad (1.2)$$

де  $p_{Г}$  - тиск газів в циліндрі двигуна;  $F_{П}$  - площа днища поршня;

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

Обрана система відліку інерціальна і, відповідно, на масло діє питома сила інерції від рухомих мас МЗСС. Питома сила інерції визначається за формулою:

$$P_{ИНЖ.X} = j_{\Pi} \rho_{\text{ж}} (h_x - x), \quad (1.3)$$

де  $\rho_{\text{ж}}$  - 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  $V-V$ ):

$$P_{НП} = P_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}}, \quad (1.4)$$

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

Тиск на поверхню внутрішнього поршня МЗСС, тобто в перетині  $YZ$ , дорівнює повному напору на вході в канал 2:

$$P_{AC2} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{\text{ж}} h_x. \quad (1.5)$$

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

$$P_{AC1} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{ВП}} + p_V \frac{F_{ВПV}}{F_{ВП}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{ВП}) j_{\Pi}}{F_{ВП}} + j_{\Pi} \rho_{\text{ж}} h_{ac}. \quad (1.6)$$

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

$$P_{BC1} = P_{нас}; P_{BC1n} = P_{насmax} - A_n Q_{нас}. \quad (1.7)$$

Тиски  $P_{AC1}$ ,  $P_{AC2}$ ,  $P_{BC1}$  представляють тиск загальмованого напору у заданих точках (з урахуванням швидкісного напору).

Таким чином, гідравлічні втрати в зливних магістралях:

$$P_{C1} = P_{AC1} + P_{BC1}; \quad P_{C2} = P_{AC2} + p_0, \quad (1.8)$$

де  $p_0$  - атмосферний тиск.

Враховуючи загальновідомі залежності швидкість рідини:

$$P_{AC1} = \left( \frac{D_{НП}}{d_{AC1}} \right)^2 V_{ПВ}, \quad (1.9)$$

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

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

Залежність втрат тиску від витрати масла може бути виражена:

$$\Delta p_{C1} = a_{c1} Q_{C1}^2, \quad (1.10)$$

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

**Висновки.** Таким чином, одержані рівняння складають методику розрахунку параметрів МЗСС і ступеня стиску в циліндрі двигуна. Запропонована методика дозволяє провести попередні дослідження роботи МЗСС, але для одержання остаточних результатів 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.

### Література

1. 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.
2. 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).

Колесніков Олексій Михайлович, студент магістратури

Озеров Данило Вікторович, студент магістратури

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, igor.nikitchenko@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### НАПРЯМИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Зниження шкідливого навантаження на навколишнє середовище у великих містах можливе і за наявності значної кількості автомобільного транспорту, оснащеного двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) [1].

Багатьма автомобільними компаніями розгорнуті, судячи з публікацій (наприклад [4-6]), дослідження і дослідно-конструкторські роботи з застосування на автомобільному транспорті комбінованих енергоустановок (КЕУ), що складаються з налаштованого на економічні та малотоксичні характеристики ДВЗ і накопичувача енергії. Застосування КЕУ замість дизельних і бензинових двигунів дозволяє забезпечити зниження витрати нафтового палива на 30% і більше.

За прогнозами (рис. 1, [2]) кількість таких установок буде значно збільшуватися.