

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ

Вступ

В останні роки спостерігається значний прогрес у підвищенні паливної економічності і зниженні змісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах автомобільних двигунів. Одним з методів, що дозволяють поліпшити дані показники, є регулювання ступеня стиску (ϵ) на часткових навантаженнях двигуна. Для регулювання ступеня стиску на часткових режимах застосовуються різні конструктивні рішення як самого двигуна, так і механізму зміни ступеня стиску.

Формулювання проблеми. Історичний огляд

Механізм зміни ступеня стиску, представлений у даній статті, є принципово новим. Тому необхідно провести теоретичні й дослідно-конструкторські роботи з його створення.

Наприкінці 90-х років ХХ століття були створені експериментальні зразки автомобільних двигунів, у яких для регулювання ступеню стиску реалізовувались.

Один з варіантів двигунів з рухливим циліндром розроблений фахівцями фірми SAAB (Швеція) [3]. Конструкція двигуна, названого SVC (рис. 1),



Рис. 2. Схема двигуна FEV

передбачає з'єднання блоку циліндрів і картера за допомогою шарніра. Поворот блоку циліндрів дозволяє змінювати надпоршневий об'єм, завдяки чому ступінь стиску змінюється від 8 до 14.

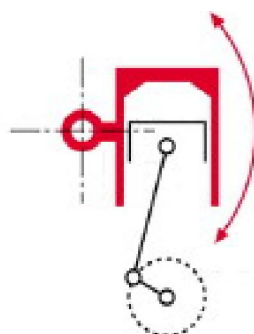


Рис. 1. Принципова схема двигуна SVC

Втулки мають зубчасті вінці й можуть повертатися за допомогою зубчастих коліс, розміщених на єдиному валу.

Основним недоліком двигунів зі змінною висотою блоку циліндрів, є зниження міцності блоку циліндрів внаслідок збільшення кількості сполучень. Крім того, у цих двигунах елементи механізмів зміни висоти блоку циліндрів випробовують значні навантаження від газових й інерційних сил, що негативно позначається на їхній працездатності.

Останнім часом концерн DaimlerChrysler AG (Німеччина) разом із ГНЦ НАМІ (Росія) [6] розробив проект дволітрового чотирициліндрового двигуна М

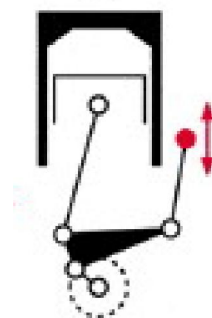


Рис. 3. Схема двигуна з траверсним механізмом

Фахівцями фірми FEV Motorentechnik Gmb (Німеччина) [2] розроблений і виготовлений багатociліндровий варіант двигуна DaimlerChrysler з рухливим колінчастим валом (рис. 2). У цьому двигуні корінні підшипники розташовані в ексцентрикових втулках.

111 на базі двигуна Mercedes (рис. 3). Ступінь стиску змінюється від 7,5 до 14 за допомогою названого розроблювачами траверсного механізму. Економія палива перевищує 15 %. Експериментальні зразки двигуна пройшли випробування

на Daimler-Chrysler AG і лабораторіях ГНЦ НАМІ.

Цей механізм зміни ступеня стиску має складну конструкцію й вимагає великих витрат енергії на його привід. Наявність додаткових кінематичних ланок й опор приводить до збільшення габаритів і маси двигуна, зниженню надійності й підвищенню його вартості.

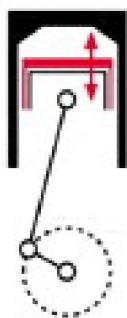


Рис. 4. Схема двигуна з ПАРСС

Застосування поршня, що автоматично регулює ступінь стиску (ПАРСС) [5], також дозволяє змінювати ступінь стиску в широких межах. Уперше конструкція ПАРСС запропонована в 1952 р. Британським науково-дослідним інститутом двигунів.

Відомі зараз системи з гідравлічним приводом ПАРСС мають порівняно низьку чутливість механізму, що приводить до деякого відставання регулювання ступеня стиску при зміні режиму роботи двигуна. Це особливо почувається в бензинових двигунах, де в момент різкого збільшення навантаження виникає короточасна детонація.

У відомих двигунах максимальний ступінь стиску на малих навантаженнях не перевищує 12...14 через зниження ефективного к.к.д внаслідок значних втрат на тертя. Це обмежує можливість подальшого підвищення паливної економічності за рахунок збільшення ступеня стиску понад 14.

Рішення проблеми

З погляду реалізації змінного ступеня стиску понад 14 перспективним є безшатунний двигун із кривошипно-кулісним механізмом. У безшатунному двигуні, на відміну від відомих ДВЗ, ефективний к.к.д має тенденцію підвищуватися при збільшенні ступеня стиску до 17 і вище внаслідок відносно ма-

лих втрат на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання.

В автомобільно-дорожньому інституті ДонНТУ під керівництвом проф. М.І. Міщенка ведуться роботи зі створення бензинового ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом ККМ [1].

Принципова схема безшатунного двигуна показана на рис. 5.

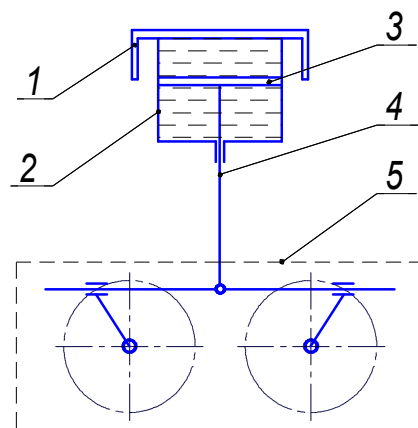


Рис. 5. Схема безшатунного двигуна, розробленого в АДІ ДонНТУ:

- 1 – поршень двигуна; 2 – корпус МЗСС;
- 3 – поршеньок;
- 4 – шток;
- 5 – кривошипно-кулісний механізм

Безшатунний двигун являє собою двухвальний поршневий ДВЗ із ККМ, у якому зусилля від поршня 1 передається через механізм зміни ступеня стиску (корпус 2 і поршеньок 3) і шток 4 на колінчасті вали 5. Механізм зміни ступеня стиску (МЗСС) має гідравлічний привід з живленням від системи змащення двигуна й електронну систему керування (на рис. 5 не показана), пов'язану з датчиком детонації. У цьому ДВЗ відносно просто реалізується змінний ступінь стиску завдяки наявності штока замість шатуна. Для зменшення ступеня стиску використовуються сила тиску газів у циліндрі двигуна й сила інерції рухливої частини механізму, а також – тиск масла в робочих порожнинах механізму.

Розрахунок МЗСС

Розроблена методика розрахунку МЗСС дозволяє визначити час спрацювання механізму й виб-

рати раціональні параметри механізму на стадії проектування.

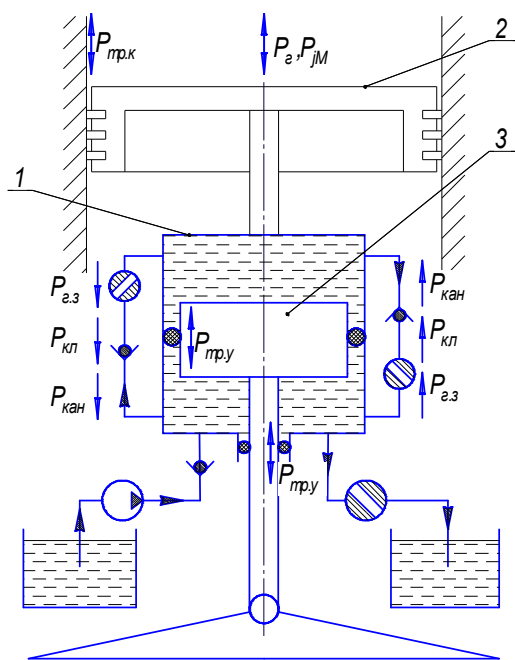


Рис. 6. Схема до розрахунку механізму зміни ступеня стиску

На рис. 6 показана розрахункова схема МЗСС. Переміщення корпусу механізму, жорстко пов'язаного з поршнем 2 двигуна, відносно поршенька 3 викликає зміну об'єму камери згоряння, а, отже, і зміну ступеня стиску.

Переміщення рухливої частини механізму визначається диференціальним рівнянням

$$m_M \frac{d^2x}{dt^2} = P_z + P_{jM} - P_{тр,к} - P_{зидр} - P_{тр,у},$$

де x – переміщення корпусу механізму; m_M – маса рухливої частини механізму; t – час переміщення; P_z – сила тиску газів; P_{jM} – сила інерції рухливої частини механізму; $P_{тр,к}$ – сила тертя поршневих кілець; $P_{зидр}$ – сила, що характеризує гідравлічні втрати в механізмі; $P_{тр,у}$ – сила тертя в ущільненнях.

Сила тиску газів P_z ураховує параметри навколишнього середовища, конструктивні особливості систем впуску й випуску, режим роботи двигуна, а також ступінь стиску.

Сила інерції P_{jM} для безшатуного двигуна визначається за формулою

$$P_{jM} = -m_M R \omega^2 \cos(\varphi), \quad (2)$$

де m_M – маса рухливої частини механізму; R – радіус кривошипа; ω – кутова швидкість обертання кривошипа; φ – кут повороту кривошипа.

Маса рухливої частини механізму

$$m_M = m_n + m_{к.м} + m_{кр} + m_{н.в} + m_m, \quad (3)$$

де m_n – маса поршня з кільцями; $m_{к.м}$ – маса корпусу механізму; $m_{кр}$ – маса кришки з гайкою; $m_{н.в}$ – маса поворотної втулки; m_m – маса масла в механізмі.

Сила тертя комплексу поршневих кілець $P_{тр,к}$ визначається за перетвореною залежністю [2]

$$P_{тр,к} = \left(\text{sign}(v) c_1 \sqrt{|v|} \right) \left(1 - c_2 \frac{T - T_{np}}{T_{np}} \right) \times \left(1 + c_3 \frac{p_z - p_{атм} + \sigma_0 - \sigma_{np}}{p_{атм}} \right) \left(\frac{d}{d_{np}} \right)^2, \quad (4)$$

де перший співмножник описує вплив швидкості поршня, другий – температури масла, третій – тиску в циліндрі, четвертий – діаметра циліндра; c_1, c_2, c_3 – коефіцієнти; $c_1=28$; $c_2=0,25$; $c_3=0,3$ при $v < 0$ і $c_3=0,15$ при $v > 0$; T_{np} – наведена температура, $T_{np}=313$ К; T – температура стінки циліндра; p_z – тиск у циліндрі двигуна; $p_{атм}$ – атмосферний тиск; σ – радіальна напружка кільця; σ_{np} – наведена напружка кільця; $d_{np}(t)$ – наведений діаметр циліндра, $d_{np}=165$ мм.

Температура стінки циліндра, яка змінюється при переміщенні поршня визначається із апроксимуючої залежності, отриманій на підставі експериментальних даних сучасних бензинових ДВЗ

$$T = T_u - (T_0 - T_u) \sqrt{\frac{x_i}{S}}. \quad (5)$$

Тут T_0 – температура циліндра в зоні кільця при положенні поршня у в.м.т.; T_u – температура циліндра в зоні кільця при положенні поршня в н.м.т.; x_i –

поточне положення кільця по висоті циліндра; S - повний хід поршня.

Сила $P_{зидр}$ ураховує втрати, що виникають при русі масла через канали $P_{кан}$, зворотні клапани $P_{кл}$ і гідрозамки $P_{зс}$.

$$P_{зидр} = \rho g a_i Q_i^2 F_i, \quad (6)$$

де ρ – густина масла; g – прискорення сили ваги; a_i – гідравлічний опір прямого або зворотного каналів; Q_i – витрата масла при прямому або зворотному русі корпусу механізму; F_i – внутрішня активна площа корпусу механізму.

Гідравлічний опір прямого й зворотного каналів визначається за формулами Дарсі [7]:

$$a_{np} = \left(\lambda \frac{l_{np}}{d_{np}} + \xi_{np} \right) \frac{8}{\pi^2 d_{np}^4 g};$$

$$a_{обр} = \left(\lambda \frac{l_{обр}}{d_{обр}} + \xi_{обр} \right) \frac{8}{\pi^2 d_{обр}^4 g}, \quad (7)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l_{np} , $l_{обр}$ – довжина каналу при прямому й зворотному ході; d_{np} , $d_{обр}$ – діаметр каналу при прямому і зворотному ході; ξ_{np} , $\xi_{обр}$ – сумарні коефіцієнти місцевих опорів при прямому і зворотному ході.

Коефіцієнти враховують втрати при зміні діаметра каналів, поворот каналів, наявність клапанів і гідрозамків.

Витрата масла для:
прямого ходу

$$Q_{np} = S_n \frac{dx}{dt}, \quad (8)$$

зворотного ходу

$$Q_{обр} = (S_n - S_{ум}) \frac{dx}{dt} = k S_n \frac{dx}{dt}, \quad (9)$$

де $F_{ум}$ – площа штока поршня; F_n – площа поршенька; $\frac{dx}{dt}$ – швидкість переміщення поршенька; k – коефіцієнт пропорційності

$$k = 1 - \frac{F_{ум}}{F_n}. \quad (10)$$

У формулі (6) активна площа F_i змінюється залежно від напрямку руху корпусу механізму. При прямому ході $F_i = F_n$, а при зворотному $F_i = k F_n$.

В конструкції МЗСС ущільнення між поршнем і корпусом МЗСС здійснюється гумовими манжетами. Сила тертя для даного випадку має вигляд

$$P_{тр} = \mu h_{y1} \pi d_n (p_{в.н.} - p_{н.н.}) + \mu h_{y2} \pi d_{ум} (p_{н.н.} - p_{атм}), \quad (11)$$

де μ – коефіцієнт тертя; h_{y1} , h_{y2} – ширина верхнього й нижнього ущільнень; d_n , $d_{атм}$ – діаметр поршенька МЗСС і втулки поршенька; $p_{в.н.}$, $p_{н.н.}$ – тиск масла відповідно у верхній і нижній порожнині МЗСС.

Виразимо діаметр штока поршенька через діаметр поршенька співвідношенням

$$d_{ум} = d_n \sqrt{1 - k}. \quad (12)$$

Після деяких перетворень одержимо

$$P_{тр} = \mu \pi d_n \left[h_{y1} (p_{в.н.} - p_{н.н.}) + \sqrt{1 - k} h_{y2} (p_{н.н.} - p_{кап}) \right].$$

Результати досліджень

Адекватність моделі перевірялася на безмоторній установці.

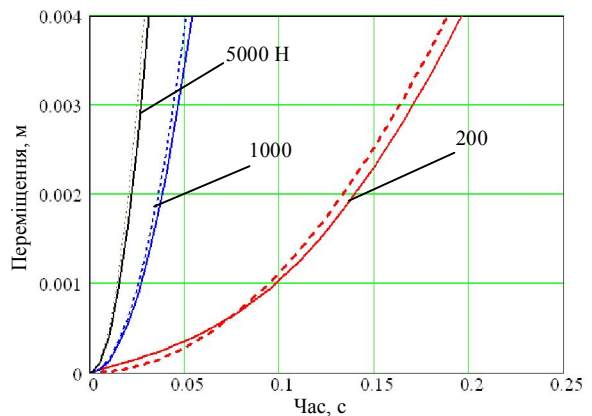


Рис. 7. Час переміщення рухомого корпусу механізму:
--- – експеримент; — – розрахунок.

На рис. 7 показаний графік переміщення корпусу механізму, розрахованого за допомогою моделі й одержаного експериментально для зусиль на поршень 200, 1000 й 5000 Н при температурі масла 50°C. За отриманим даними можна зробити висновок щодо швидкодії механізму. При частоті обертання колінчастого вала $n=3500 \text{ хв}^{-1}$ переміщення корпусу механізму на 1 мм, тобто зменшення ступеня стиску з 17 до 15,8 одиниць, відбувається за 1,4 робочих цикла двигуна.

Висновки

Пропонований механізм зміни ступеня стиску має просту конструкцію і є перспективним для застосування в безшатунному двигуні із кривошипно-кулісним механізмом.

УДК 621.577

А.А. Андреев, асп., Н.И. Радченко, д-р техн. наук

СОКРАЩЕНИЕ ЗАТРАТ НА ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Эффективность судовых дизелей в значительной степени зависит от системы охлаждения наддувочного воздуха. В настоящее время применяются, как правило, центральные системы охлаждения с двумя контурами: во внутреннем контуре, в который включены охладители наддувочного воздуха (ОНВ) и масла, охлаждающие полости дизеля, циркулирует пресная вода, охлаждаемая в свою очередь в центральном холодильнике забортной водой внешнего, открытого, контура (рис. 1) [1].

Список літератури

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. Simulation des Kolbenting – Verhaltens in Motorbetrieb –Teil. Kornprobst Heinz, Zeilingee Klaus. "MTZ:Motortech. Z.", 1989, 50, №11, S. 528–533. 3. Saab: новые идеи в двигателестроении. – Авторевю. – 2000, – № 21. 4. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport. - 2000. - № 6. 5. Махалдиани В.В., Эджибия И.Ф., Леонидзе А.М., Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. – Тбилиси: Мецниереба, 1973. – 269 с. 6. http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n02/stepen/1.htm?phrase_id=4853640 Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1981, 295 с.

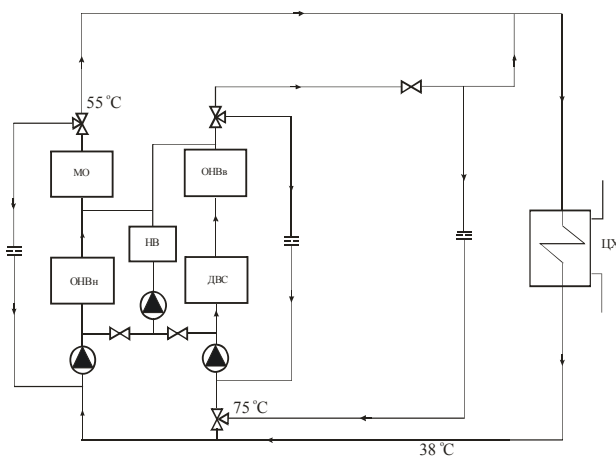


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха судового ДВС:

ОНВ_в и ОНВ_н – высокотемпературная и низкотемпературная секции охладителя наддувочного воздуха; МО – маслоохладитель; ЦХ – центральный холодильник; НВ – нагреватель воздуха, Зв – забортная вода