



## **ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З АЛЬТЕРНАТИВНИМИ МЕХАНІЗМАМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ (Частина 1)**

Ковбаса В.П., д.т.н.,

Бешун О.А., к.т.н.,

Роговський Л.Л., к.т.н.,

Топчій С.І., інженер

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. (044) 527-88-95

**Анотація** – стаття присвячена актуальному питанню – математичному моделюванню процесів газообміну в циліндрах ДВЗ, обладнаних альтернативними електрогідравлічним і електромагнітним приводами клапанів газорозподілу, застосування яких спрямоване на покращення експлуатаційної паливної економічності та зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Розроблена математична модель враховує основні явища, які мають місце при газообміні в ДВЗ. Газообмін розглядається як процес перетікання газів між декількома резервуарами, зв'язаними трубопроводами. Рішення рівнянь представленої моделі дозволяє підвищити точність інженерних розрахунків при проектуванні ДВЗ з альтернативними механізмами газорозподілу, а також може бути використане при розробці бортових систем оптимального управління автотракторними двигунами.

**Ключові слова** – моделювання, процес, газообмін, двигун, привод, клапан, газорозподіл, трубопровод, механізм, система

*Постановка проблеми.* Сучасне машинобудування характеризується стрімким розвитком мікропроцесорної техніки, що створює сприятливі умови для вдосконалення машин в цілому та їх систем, механізмів, агрегатів і вузлів зокрема. Не виключенням у цьому відношенні є і така галузь як двигунобудування. За останні 10...20 років створились умови для застосування в серійному виробництві електронних систем, які значно розширили спектр резервів покращення економічних, екологічних та інших важливих показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), особливо при роботі на часткових та перехідних швидкісних і навантажувальних режимах і холостому ході, де вони далекі від оптимальних.

Перспективними напрямками вдосконалення ДВЗ в т.ч. й авто-тракторних на сьогоднішній день вважаються: покращення процесів згоряння палива на часткових і перехідних режимах та оптимізація процесів газообміну з використанням механізмів газорозподілу нового покоління, бо традиційні механізми газорозподілу з механічним приводом клапанів обмежують можливості покращення техніко-економічних показників ДВЗ. Системи зміни фаз газорозподілу і ходу клапанів призначені для регулювання параметрів роботи газорозподільного механізму залежно від режимів роботи двигуна. Застосування таких систем забезпечує підвищення потужності і крутного моменту двигуна, покращення паливної економічності і зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Враховуючи значні затрати часу і матеріальних ресурсів на проведення експериментальних робіт доцільно оптимізацію фаз газорозподілу при розробленні систем автоматичного управління клапанами газорозподілу з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом виконувати в першу чергу на математичній моделі процесів газообміну, тому розроблення такої моделі є актуальною задачею.

*Аналіз останніх досліджень.* На сьогоднішній день відомо достатньо велика кількість математичних моделей, що дозволяють моделювати робочий процес ДВЗ, в т.ч. і процес газообміну [1-6] та інші.

*Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.* Слід відмітити, що до теперішнього часу відомі моделі будувалися з використанням численних припущень, зважаючи на надзвичайну складність задачі, та не враховували особливості альтернативного приводу клапанів газорозподілу (за винятком роботи [1]).

*Формування цілей статті.* Метою даної роботи є аналіз факторів та врахування особливостей альтернативних механізмів газорозподілу з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом клапанів при математичному моделюванні процесів газообміну в поршневному ДВЗ.

*Основна частина.* До регульованих параметрів роботи газорозподільного механізму належать: моменти відкриття і закриття клапанів; тривалість відкриття клапанів; висота підйому клапанів. В сукупності ці параметри складають фази газорозподілу – тривалість процесів впуску і випуску, виражену через кут повороту колінчастого валу відносно відповідних мертвих точок. Фази газорозподілу в ДВЗ з «класичними» механізмами газорозподілу є сталими і визначаються формами кулачків розподільного валу, що задають закони руху клапанів. Широко відомо, що на різних режимах роботи двигуна фази газорозподілу доцільно оптимізувати. Так, при низьких частотах обертання фази газорозподілу повинні мати мінімальну тривалість («вузькі фази»), а при високих частотах обертання – навпаки, бути максимально «широкими» і при цьому забезпечувати перекриття процесів впуску і випуску.

Основними параметрами альтернативних механізмів газорозподілу, що оптимізуються, при конструюванні і доведенні двигуна є закони відкриття клапанів, фази газорозподілу, хід клапанів, а також геометричні характеристики впускних і випускних трубопроводів (довжина, діаметр і конфігурація). При цьому слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності параметрів системи газорозподілу, оскільки параметри, що задовольняють умові отримання найбільшої потужності, не завжди співпадають з параметрами, що відповідають мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, можуть не бути задовільними з погляду токсичності викидів та інших властивостей двигуна. Тому визначення оптимальних параметрів доцільно виконувати за допомогою математичної моделі, в якій необхідно обов'язково враховувати тип, призначення двигуна, умови його експлуатації та інші фактори.

Виконаємо короткий аналіз можливого впливу окремих факторів на ефективні та екологічні показники ДВЗ та ефектів, які мають місце при його роботі [1-6].

Оптимальний кут закриття впускного клапана в поєднанні з оптимальною довжиною і діаметром впускного трубопроводу для певної частоти обертання колінчастого валу вибирається з врахуванням двох протилежних явищ: з одного боку, при збільшенні кута помітно зростає час-переріз впускного клапана і наповнення покращується, з іншої ж сторони, можливий зворотний викид заряду.

Початок відкриття випускного клапана встановлюють таким, щоб отримати найбільшу корисну роботу газів в циліндрі. У разі надмірно великого кута випередження випуску корисна робота за такт розширення помітно зменшується, а якщо кут випередження дуже малий, то значно зростає негативна робота газів в процесі примусового випуску. В міру зростання частоти обертання колінчастого валу кут випередження випуску повинен збільшуватися.

Значний вплив на показники робочого процесу створює кількість залишкових газів в циліндрі. Якщо на режимах підвищених навантажень для отримання найбільшої потужності доцільне повне очищення циліндрів від продуктів згорання, то при роботі на малих навантаженнях і холостому ході поліпшення робочого процесу досягається рециркуляцією відпрацьованих газів (особливо актуально для двигунів з безпосереднім впорскуванням палива, що експлуатуються при низькій температурі навколишнього повітря, зважаючи на високі значення коефіцієнта надлишку повітря).

Одним з важливих чинників, що чинять вплив на протікання процесів наповнення і випуску, є закон руху клапана (див. рис. 1). Найвідчутніший вигравш по час-перерізу мають альтернативні електромагнітний та електрогідравлічний приводи клапанів, оскільки реалі-

зований закон підйому клапана наближається до П-подібної форми. Тому можна прогнозувати, що заміна класичного приводу на альтернативний (при однаковому часі відкриття і максимальному підйомі клапана) приведе до збільшення крутного моменту на 3...5 %.

Більш низькі економічні показники бензинового двигуна в порівнянні з дизельним на режимах часткових навантажень та холостого ходу обумовлені не стільки відмінністю в геометричному ступені стиснення, скільки наявністю дросельної заслінки у впускному трубопроводі, яка по суті є додатковим гідравлічним опором. При неповному навантаженні двигуна повітря дроселюється через прикриту заслінку з насосними втратами, що приводить до додаткових витрат палива (на холостому ході до 50 %).

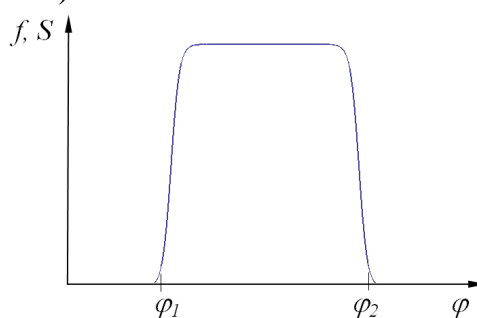


Рис. 1. Функція клапана ГРМ з електрогідравлічним або електромагнітним приводом.

За допомогою регульованого механізму газорозподілу, що забезпечує плавну зміну висоти підйому клапана залежно від режиму експлуатації, кількісне регулювання бензинового двигуна здійснюється без дросельної заслінки. На режимах малих навантажень і холостого ходу впускний клапан відкривається лише частково, що сприяє руху паливо-повітряної суміші через клапанну щілину з високими швидкостями і, як наслідок, кращому розпилюванню навіть при «холодному двигуні» і низькій температурі навколишнього повітря. Тому відмова від дросельної заслінки позитивно позначається на всіх техніко-економічних показниках двигуна.

Один з напрямів поліпшення характеристик наддувних і атмосферних (безнаддувних) двигунів пов'язаний з використанням хвильових явищ в газоповітряних трактах з метою збільшення наповнення циліндрів на всіх режимах роботи двигуна [2].

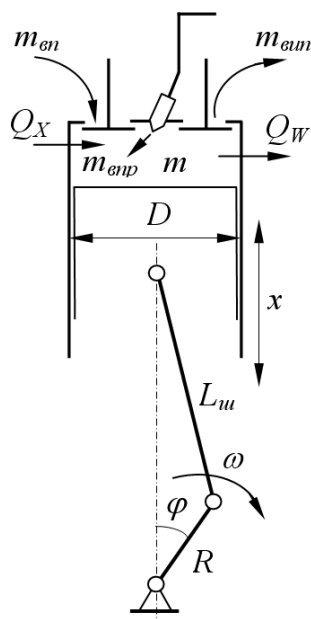
Слід зазначити, що оптимізація геометричних характеристик впускних і випускних трубопроводів, як один з чинників підвищення ефективності ДВЗ, пов'язана зі значними об'ємами досліджень в т.ч. і обов'язкових експериментальних, бо деякі ефекти передбачити при моделюванні неможливо.

На основі виконаного вище аналізу складемо математичну модель процесу газообміну для ДВЗ з альтернативними механізмами га-

зорозподілу, тобто запишемо систему рівнянь, що враховують основні явища, що мають місце при газообміні. Враховуючи значний обсяг матеріалу в даній статті обмежимося лише моделлю впливу закону руху клапанів ГРМ на показники процесу газообміну ДВЗ.

Для моделювання процесу газообміну в ДВЗ використовуємо підхід, запропонований в роботі [1], розглядаючи задачу про перетікання газу в системі з трьох резервуарів (оточуюче середовище – циліндр – оточуюче середовище), зв'язаних впускним і випускним трубопроводами (див. рис. 2), але з урахуванням маси введеного в циліндр палива.

Поточні значення мас газу  $m$ ,  $m_{en}$ ,  $m_{вип}$  і  $m_{впр}$  є змінними величинами і функціями часу. Проте за відсутності теплообміну параметри газу залежатимуть тільки від безрозмірної змінної  $\eta$  (відношення мас у суміжних об'ємах), а швидкість процесу не робитиме ніякого впливу. Початкові значення мас газу, очевидно, є постійними для конкретної задачі.



- $m$  – маса суміші в камері згоряння;
- $m_{en}$  – маса свіжого заряду;
- $m_{вип}$  – маса відпрацьованих газів;
- $m_{впр}$  – маса введеного палива;
- $Q_x$  – підведена теплота;
- $Q_w$  – відведена теплота;
- $\omega$  – кутова швидкість обертання колінчатого валу;
- $\varphi$  – кут повороту колінчатого валу;
- $R$  – радіус кривошипа;
- $D$  – діаметр циліндра;
- $L_{ш}$  – довжина шатуна;
- $x$  – переміщення поршня.

Рис. 2. Схема до моделювання газообміну в поршневому двигуні.

Запишемо рівняння масообміну (збереження маси)

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{en}}{d\tau} + \frac{dm_{впр}}{d\tau} - \frac{dm_{вип}}{d\tau}, \tag{1}$$

де  $\tau$  – час;

$\frac{dm_{впр}}{d\tau}$  – швидкість (характеристика) впорскування (приріст маси введеного в камеру згоряння (КЗ) палива);

$\frac{dm_{en}}{d\tau}$  – швидкість надходження свіжого заряду через впускний клапан;

$\frac{dm_{\text{вн}}}{d\tau}$  – швидкість виходу відпрацьованих газів через випускний клапан.

При закритих клапанах

$$\frac{dm_{\text{вн}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{вн}}}{d\tau} = 0, \quad \frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{\text{внр}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{зз}}}{d\tau} = \frac{1}{H_u} \cdot \frac{dQ_x}{d\tau}, \quad (2)$$

де  $H_u$  – нижча теплота згоряння палива.

Виходячи з позначень рис. 2, на якому представлено також схему зв'язку переміщення поршня з кутом повороту і кутовою швидкістю обертання колінчатого валу, функцію зміни об'єму запишемо у вигляді

$$x = R \cdot \sin \omega \tau, \quad V = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sin \omega \tau, \quad (3)$$

де  $V$  – поточне значення об'єму;

$V_0$  – початкове значення об'єму.

Виконаємо перехід до формули через кутову швидкість  $\omega$  і час  $\tau$  до кута повороту колінчатого валу  $\varphi$ , який приймемо в якості незалежного аргумента

$$d\tau = \frac{d\varphi}{d\omega} \rightarrow \frac{dm_{\text{зз}}}{d\tau} = \frac{df \cdot \omega}{d\varphi}; \quad \tau = \frac{\varphi}{\omega}. \quad (4)$$

Режим перетікання залежно від показника адіабати представимо у вигляді рівняння

$$\left( \frac{p}{p_0} \right)_{kp} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5)$$

де  $p_0$  – тиск в резервуарі;

$p$  – тиск в середовищі;

$k$  – показник адіабати.

Приймаємо наступні значення кутів п.к.в. для початків відповідних процесів:  $\varphi = 0 = 4\pi$  – НМТ (початок стиснення);  $\varphi = \pi$  – ВМТ (початок розширення);  $\varphi = 2\pi$  – НМТ (початок випуску);  $\varphi = 3\pi$  – ВМТ (початок впуску) та введемо функції Хевісайда для співвідношень різниць тиску в КЗ і впускному та випускному трубопроводах.

Тоді об'єм КЗ визначається за формулою (див. рис. 3)

$$V = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{R}{2} \cdot (1 + \cos \varphi). \quad (6)$$

Функцію клапана представимо у вигляді

$$S = \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_1}; \quad \text{sign} S_{\kappa} - S \cdot \left( 1 - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right); \quad S, f = (S, h) \cdot \left( \frac{1}{1 + e^{-2 \cdot \psi_6 \cdot (\varphi - \varphi_1)}} - \frac{1}{1 + e^{-2 \cdot \psi_3 \cdot (\varphi - \varphi_2)}} \right), \quad (7)$$

де  $S, h$  – хід клапана;

$\varphi_1$  та  $\varphi_2$  – фази відкриття та закриття клапана;

$\psi_6$  та  $\psi_3$  – коефіцієнт крутизни фронту відповідно відкриття та закриття клапана.

Причому

$$S, f = \frac{(S, h)}{2} \cdot (\text{th}(\psi_6 \cdot (\varphi - \varphi_1)) - \text{th}(\psi_3 \cdot (\varphi - \varphi_2))). \quad (8)$$

Якщо впускному клапану присвоїти індекс «1», а випускному – «2», а для фаз відкриття та закриття клапанів такі індекси: відкриття впускного клапана – «1»; закриття впускного клапана – «2»; відкриття випускного клапана – «3»; закриття випускного клапана – «4», то можна записати рівняння функцій клапанів ГРМ.

$$f_1 = \frac{1}{2} s_1 \left( \text{th} \left[ \frac{1}{2} \psi_1 (-2\beta_1 + \varphi - 2\varphi_1) \right] + \text{th} \left[ \psi_2 \left( \beta_2 - \frac{\varphi}{2} + \varphi_2 \right) \right] \right) = \frac{1}{2} s_1 \left( \text{th} \left[ \psi_1 \left( \frac{\varphi - (\varphi_1 + \beta_1)}{2} \right) \right] + \text{th} \left[ \psi_2 \left( \frac{-\varphi + (\varphi_2 + \beta_2)}{2} \right) \right] \right); \quad (9)$$

$$f_2 = \frac{1}{2} s_2 \left( \text{th} \left[ \frac{1}{2} \psi_3 (-2\beta_3 + \varphi - 2\varphi_3) \right] + \text{th} \left[ \psi_4 \left( \beta_4 - \frac{\varphi}{2} + \varphi_4 \right) \right] \right) = \frac{1}{2} s_2 \left( \text{th} \left[ \psi_3 \left( \frac{\varphi - (\varphi_3 + \beta_3)}{2} \right) \right] + \text{th} \left[ \psi_4 \left( \frac{-\varphi + (\varphi_4 + \beta_4)}{2} \right) \right] \right), \quad (10)$$

де  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  – кути зміщення відповідних фаз відносно паспортних для даного двигуна, з штатним ГРМ.

З метою аналізу представимо функції впускного і випускного клапанів ГРМ в поєднанні з залежністю зміни об'єму КЗ, причому на рис. 4а наведемо ці функції для штатного ГРМ з механічним кулачковим приводом, а на рис. 4б – для альтернативного ГРМ з електрогідравлічним або електромагнітним приводом.

Запишемо рівняння масообміну (збереження маси) з урахуванням, що  $\frac{d\varphi}{d\tau} = w$

$$\frac{dm}{d\tau} = w \frac{dm}{d\varphi} = w \frac{dm_{en}}{d\varphi} - w \frac{dm_{eun}}{d\varphi}. \quad (11)$$

Для газу в циліндрі справедливі рівняння

$$m = \rho \cdot V; \quad \rho = \frac{p}{R \cdot T}, \quad (12)$$

де  $p, T$  і  $\rho$  – тиск, температура і густина газу в КЗ (в циліндрі);

$V$  – надпоршневий об'єм;

$R$  – газова стала.

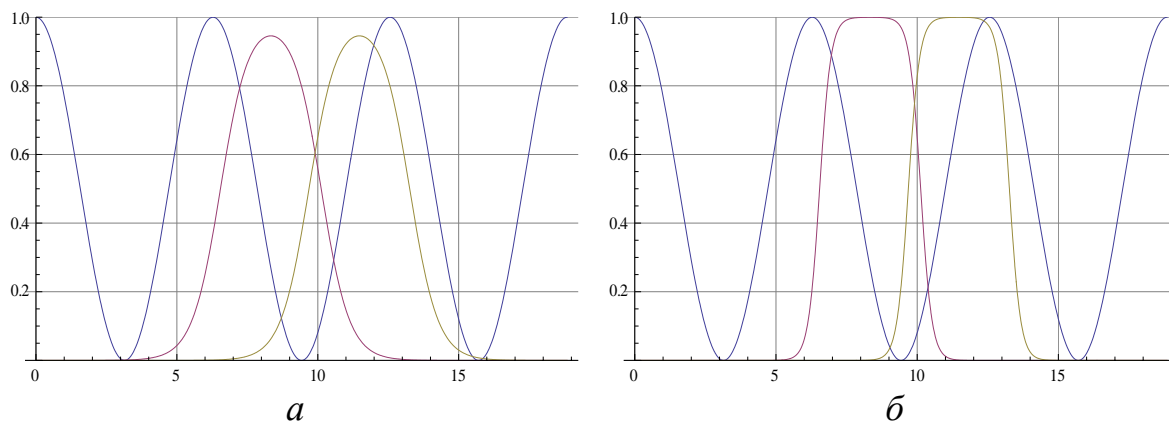


Рис. 3. Функції впускного і випускного клапанів ГРМ в поєднанні з залежністю зміни об'єму КЗ: *а* – для штатного ГРМ (з механічним кулачковим приводом); *б* – для альтернативного ГРМ (з електрогідравлічним або електромагнітним приводом).

Зміна маси газу в циліндрі визначається за формулою

$$m(\varphi) = -\frac{1}{8 \cdot R \cdot T(\varphi)^2} \cdot w \cdot \{ -[D^2 \cdot \pi \cdot R + 8 \cdot V_0 + D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos\varphi] \cdot T(\varphi) \cdot p'(\varphi) + p(\varphi) \cdot [D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin\varphi \cdot T(\varphi) + (D^2 \cdot \pi \cdot R + 8 \cdot V_0 + D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos\varphi) \cdot T'(\varphi)] \} .(13)$$

На рисунку 4 наведено залежність зміни тиску в КЗ від кута повороту колінчатого вала, а на рис. 5 – зміну швидкості руху газів через клапан в залежності від тиску в КЗ.

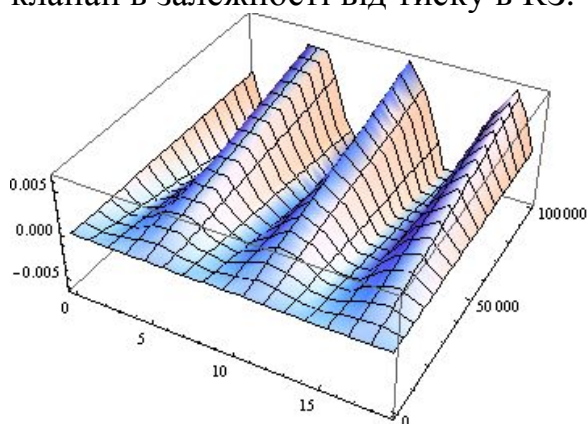


Рис. 4. Залежність зміни тиску в КЗ від кута повороту вала.

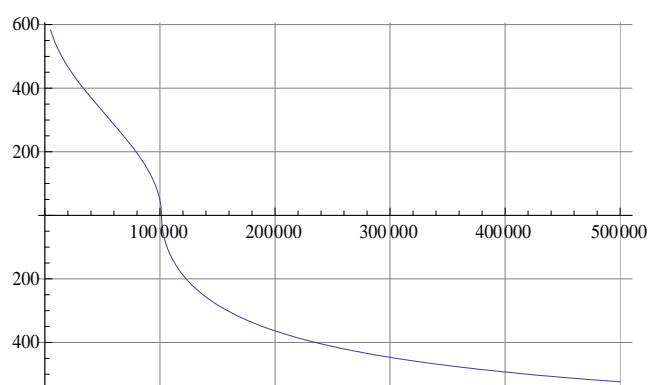


Рис. 5. Зміна швидкості руху газів через клапан в залежності від тиску в КЗ.

Визначимо функції витрат через клапани на впуску в КЗ і на випуску з КЗ.

Рівняння для визначення маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан (16) та яка витікає з КЗ через випускний клапан (17) за 1 с мають вигляд:



$$w_1(\varphi) = \sqrt{2}\chi_{11} \sqrt{\frac{p_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{(-1+k)\rho_1}} - \sqrt{2}\chi_{12} \sqrt{\frac{k \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) p(\varphi)}{(-1+k)\rho(\varphi)}}; \quad (14)$$

$$w_2(\varphi) = \sqrt{2}\chi_{21} \sqrt{\frac{p_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{(-1+k)\rho_2}} - \sqrt{2}\chi_{22} \sqrt{\frac{k \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) p(\varphi)}{(-1+k)\rho(\varphi)}}, \quad (15)$$

де  $\chi$  (з відповідними індексами) – функції Хевісайда.

Маса газу, що подається в циліндр через впускний клапан за 1 с:

$$w \frac{dm_{gn}}{d\varphi} = \mu(\varphi) \partial_\varphi ((\rho_1 f_1(\varphi) w_1(\varphi)), \quad (16)$$

де  $\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$ , а  $\rho(\varphi) = \frac{p(\varphi)}{RT(\varphi)}$ .

Маса газу, що подається в циліндр через впускний клапан:

$$\begin{aligned} m_{gn} = & \frac{1}{2\sqrt{2}RT_1} p_1 s_1 \mu \varphi (\psi_1 (\operatorname{sech}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_1 - \varphi + \varphi_1)]^2 - \\ & \operatorname{sech}[\frac{1}{2}\psi_2(\beta_2 - \varphi + \varphi_2)]^2) (\chi_{11} \sqrt{\frac{RT_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{12} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) + \\ & (-\operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_1 - \varphi + \varphi_1)] + \operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_2 - \varphi + \varphi_2)]) \left( -\frac{RT_1 \chi_{11} \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{-1/k} p'(\varphi)}{p_1 \sqrt{\frac{RT_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}}} \right. \\ & \left. (R\chi_{12} \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{-1/k} (p_1(-1+k)T(\varphi)p'(\varphi) + kp(\varphi)(-p_1 + \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{1}{k}} p(\varphi)T'(\varphi))) / \right. \\ & \left. ((-1+k)p(\varphi)^2 \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) \right)). \end{aligned} \quad (17)$$

Маса газу, яка виходить з циліндра через випускний клапан за 1 с:

$$w \frac{dm_{gun}}{d\varphi} = \mu(\varphi) \partial_\varphi ((\rho(\varphi) f_2(\varphi) w_2(\varphi)), \quad (18)$$

де  $\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$ .

Маса газу, яка виходить з циліндра через випускний через впускний клапан:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{вун}} = & \frac{1}{2\sqrt{2}RT(\varphi)^2} s_2 \mu \varphi (kp(\varphi) (\operatorname{sech}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)]^2 - \operatorname{sech}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_4 - \\
 & \varphi + \varphi_4)]^2) T(\varphi) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) + \\
 & 2(-\operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)] + \operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \varphi_4)]) T(\varphi) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \\
 & \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) p'(\varphi) + 2p(\varphi) (\operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)] - \operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \\
 & \varphi_4)]) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) T'(\varphi) + p\varphi (-\operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \\
 & \varphi + \varphi_3)] + \operatorname{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \varphi_4)]) T(\varphi) (-\frac{RT_2 \chi_{21} \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{-1/k} p'(\varphi)}{\sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}}} - (R\chi_{22} \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{-1/k} (p_2(-1+ \\
 & k)T(\varphi) p'(\varphi) + kp(\varphi)(-p_2 + \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{1}{k}} p(\varphi))T'(\varphi))) / ((-1+k)P(\varphi)^2 \times \\
 & \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}})). \tag{19}
 \end{aligned}$$

На рис. 6 наведено залежність маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан, а на рис. 7 – масу, яка витікає з КЗ через випускний клапани за 1 секунду.

Тоді рівняння збереження маси з урахуванням всіх вищенаведених функцій в розмірності [кг/рад] представимо у наступному вигляді:

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{\text{вн}}}{d\tau} - \frac{dm_{\text{вун}}}{d\tau}; w \frac{dm}{d\varphi} = w \frac{dm_{\text{вн}}}{d\varphi} - w \frac{dm_{\text{вун}}}{d\varphi}; m = m_{\text{вн}} - m_{\text{вун}}; m - m_{\text{вн}} - m_{\text{вун}} = 0. \tag{20}$$

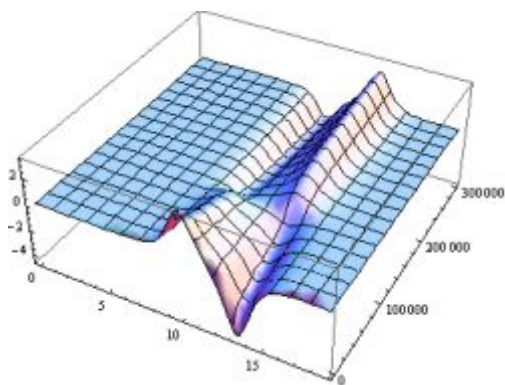


Рис. 6. Залежність маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан за 1 с.

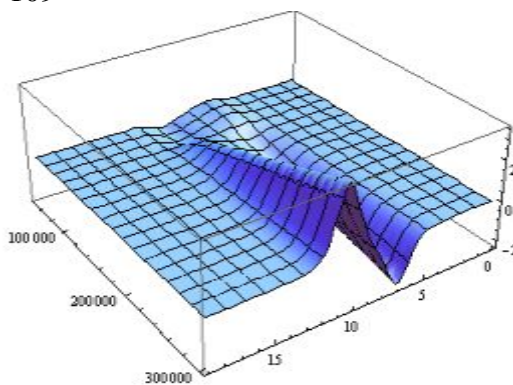


Рис. 7. Залежність маси газу, яка витікає з КЗ через впускний клапани за 1 с.

Запишемо рівняння стану газу.

Для 1 кг газу:

$$p = \frac{RT}{V}; \quad p(\varphi) = \frac{RT(\varphi)}{V(\varphi)}; \quad \partial_{\varphi} p(\varphi) = \partial_{\varphi} \frac{RT(\varphi)}{V(\varphi)}. \quad (21)$$

$$V(\varphi) = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \frac{R}{2} (1 + \cos \varphi); \quad V'(\varphi) = \partial_{\varphi} [V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \frac{R}{2} (1 + \cos \varphi)]. \quad (22)$$

$$p'(\varphi) = \frac{R(D^2 \pi R \sin \varphi T(\varphi) + 8(V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi)) T'(\varphi))}{8 \left( V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi) \right)^2}. \quad (23)$$

Для  $m$  кг газу:

$$p = \frac{mRT}{V}; \quad p(\varphi) = \frac{m(\varphi)RT(\varphi)}{V(\varphi)}; \quad (24)$$

$$T(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi)}{m(\varphi)}. \quad (25)$$

Запишемо рівняння енергії газу в КЗ (питомі значення віднесені до маси):

$$dq = du + dL; \quad (26)$$

$$dq = dq_{ен} - dq_{вун} - dq_{нал}. \quad (27)$$

Якщо втрати теплоти прийняти рівними нулю то рівняння енергії газу в КЗ матиме наступний вигляд:

$$\frac{dq}{d\tau} = \left( \frac{du}{d\tau} + \frac{dL}{d\tau} \right) \cdot \frac{d\tau}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} = \frac{dq_{ен}}{d\tau} - \frac{dq_{вун}}{d\tau} = w \frac{du}{d\varphi} + w \frac{dL}{d\varphi}; \quad (28)$$

$$w \frac{dL}{d\varphi} = \frac{1}{1-n} w \partial_{\varphi} [p(\varphi)V(\varphi)]. \quad (29)$$

Рівняння зміни механічної роботи:

$$Ld = \frac{w \left[ -\frac{1}{8} D^2 \pi R p(\varphi) \sin \varphi + \left( V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi) \right) p'(\varphi) \right]}{1-n}; \quad (30)$$

$$w \frac{du}{d\varphi} = C v \mu(\varphi) \partial_{\varphi} ((\rho_1 f_1(\varphi) w_1(\varphi)) (T_1 - T(\varphi))). \quad (31)$$

Для ізоентропійних процесів у яких відсутні теплообмін і втрати, справедливі рівняння:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^k; \quad \frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (32)$$

Згідно з другим законом термодинаміки для ізоентропійної системи справедливо  $dp = 0 \rightarrow dS \geq 0$  (тобто ентропія не зменшується).

Для адіабатного процесу, в якого відсутній теплообмін згідно першого закону термодинаміки:

$$-dU = dL; \quad S = p \cdot V^k = const; \quad T^k \cdot p^{(1-k)} = const; \quad T \cdot V^{(k-1)} = const; \quad (33)$$

$$c_p + c_v = R; \quad c_p > c_v; \quad \frac{c_p}{c_v} = k; \quad c_v = \frac{R}{k-1}.$$

Згідно другого закону термодинаміки ентропія визначається з наступних рівнянь:

$$ds = \frac{dq}{T}; \quad T \cdot ds = di - \frac{dp}{\rho}; \quad ds = (c_p - R) \cdot \frac{dT}{T} + \frac{p}{T} \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{R}{k-1} \cdot \frac{dT}{T} + R \cdot \rho \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right). \quad (34)$$

Сумісне рішення представлених рівнянь з використанням програмного середовища Wolfram Mathematica 8 дає можливість визначити шукані температуру і тиск в циліндрі. Знання тиску дозволяє знайти витрати енергії на привод клапанів газорозподілу, а також більш точно обчислювати коефіцієнт наповнення і індикаторну потужність двигуна, що дозволяє уточнити індикаторну діаграму в інтервалі газообміну.

*Висновки.* Найближчим часом спостерігатиметься подальше впровадження в серійне виробництво механічних систем регулювання фаз газорозподілу і зміни ходу клапанів. В подальшій же перспективі можна прогнозувати і більш радикальну зміну в конструкції ДВЗ – відмову від «класичного» ГРМ з розподільним валом та перехід до гнучких адаптивних систем з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом клапанів механізму газорозподілу. Проведений аналіз публікацій дав змогу встановити фактори і особливості, які необхідно враховувати при розробленні математичної моделі процесів газообміну в ДВЗ.

Запропонована математична модель дозволяє визначити вплив закону руху клапанів ГРМ, повноти діаграми їх переміщення та фаз газорозподілу на показники процесу газообміну ДВЗ, обладнаних альтернативними механізмами (системами) газорозподілу, які можуть бу-

ти використані, як окремо, так і в системах регулювання потужності багатоциліндрових двигунів відключенням окремих робочих циклів та дроселюванням свіжого заряду впускним клапаном. Проте в даній статті (через обмеження в об'ємі) представлені залежності не враховують теплообмін (підведення та відведення теплоти через впускні і випускні клапани та стінки циліндрів), тому друга частина буде присвячена розгляду саме цих питань.

*Література.*

1. *Калугин С.П., Балабин В.Н.* Математическое моделирование процессов газообмена двигателя внутреннего сгорания / *С.П. Калугин, В.Н. Балабин* // Прикладная физика, 2007. – №1. – С. 20-28.
2. *Крайнюк А.И.* Регулируемые системы газораспределения ДВС. Монография. / *А.И. Крайнюк* – Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. – 232 с.
3. *Дьяченко В.Г.* Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: учеб. пособие. / *В.Г. Дьяченко* – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
4. *Кавтарадзе Р.З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. / *Р.З. Кавтарадзе* – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
5. *Хмельёв Р.Н.* Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчёту систем двигателей внутреннего сгорания: Монография. / *Р.Н. Хмельёв* – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2011. – 229 с.
6. *Рудой Б.П., Березин С.Р.* Расчёт на ЭВМ показателей газообмена ДВС / *Б.П. Рудой, С.Р. Березин* // Труды Уфимского авиационного института. – Уфа: УфАИ. – 1979. – 66 с.

**ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ  
ГАЗООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ  
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ  
МЕХАНИЗМАМИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ**

*Ковбаса В.П., Бешун А.А., Rogovskiy Л.Л., Топчий С.И.*

**Аннотация** – статья посвящена актуальному вопросу – математическому моделированию процессов газообмена в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания (ДВС), оборудованных альтернативными электрогидравлическим и электромагнитным поводами клапанов газораспределения, применение которых направлено на улучшение эксплуатационной топливной экономичности и снижения токсичности и дымности отработавших газов. Разработанная математическая модель учитывает основные явления, которые имеют место при газообмене в ДВС. Газообмен

рассматривается как процесс перетекания газов между несколькими резервуарами, связанными трубопроводами. Решение уравнений представленной модели позволяет повысить точность инженерных расчётов при проектировании ДВС с альтернативными механизмами газораспределения, а также может быть использовано при разработке бортовых систем оптимального управления автотракторными двигателями.

### **FEATURE OF GAS EXCHANGE PROCESSES MODELING FOR RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH THE ALTERNATIVE VALVE CONTROL MECHANISMS**

*V. Kovbasa, O. Beshun, L. Rogovskiy, S. Topchiy*

#### *Summary*

The article is devoted to the actual question – mathematical design of gas exchange processes in the cylinders of the internal combustion engines (ICE), equipped by the alternative electro-hydraulic and electromagnetic valve control mechanisms drive, application of which is directed into the improvement of operating fuel economy and decreasing of exhaust gases toxic and smoke. The developed mathematical model takes into account the basic phenomena which take place at the gas exchange in ICE. The gas exchange is considered as a process of gases motions between a few reservoirs connected by means of branches. The decision of equation of the presented model allows to increase exactness of engineering calculations at engine alternative valve control mechanisms design, and also can be used for development of vehicle engine electronic digital optimum control systems.