

УДК 621.432.3

DOI: 10.30838/J.BPSACEA.2312.300819.49.510

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА. МОДЕЛЬ ЦИЛІНДРА

КОЛІСНИКОВА Т. М.<sup>1\*</sup>, к. т. н., доц.,

ТАТАРЧУК О. В.<sup>2</sup>, к. т. н., доц.,

ЗАЯЦЬ Г. В.<sup>3</sup>, к. т. н., доц.,

СТАДНИК В. Л.<sup>4</sup>, доц.,

КОНОВАЛЕНКО Ю. І.<sup>5</sup>, ас.

<sup>1\*</sup> Кафедра експлуатації та ремонту машин, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net), ORCIDID: 0000-0002-8568-4688

<sup>2</sup> Кафедра експлуатації та ремонту машин, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua](mailto:tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0003-2833-1330

<sup>3</sup> Кафедра експлуатації та ремонту машин, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua](mailto:zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0002-7405-7259

<sup>4</sup> Кафедра експлуатації та ремонту машин, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua](mailto:stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0002-6507-6335

<sup>5</sup> Кафедра експлуатації та ремонту машин, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua](mailto:konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0001-8348-5581

**Анотація.** *Постановка проблеми.* Наразі існує багато відомих методик і математичних моделей для розрахунку робочого процесу чотиритактного ДВЗ. Однак відомі моделі не враховують впливу кінематики двигуна, що має свої особливості в більшості ДВЗ. Все це не дозволяє практично використати відомі математичні моделі робочого циклу двигуна й відповідно оптимізувати параметри безшатунного ДВЗ. Модель двигуна можна подати складеною з декількох підмоделей: модель впускної системи (повітроочисник, карбюратор або дросельна заслінка, впускний трубопровід, головка циліндрів, впускний клапан); модель циліндра (процеси наповнення, стискання, згоряння й розширення); модель випускної системи (впускний клапан, випускний трубопровід, глушник). **Мета статті** – запропонувати модель циліндра та уточнену методику розрахунку робочого циклу двигуна, що включає в основу модель впускного трубопроводу. **Висновок.** За точністю розрахунків ця математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель зміни параметрів робочого тіла в циліндрі використовується для розрахунку процесів наповнення, стискання, згоряння й розширення. Модель випускної системи дозволяє визначати витрату відпрацьованих газів через випускний клапан за поточним тиском у циліндрі й середнім тиском у випускному трубопроводі. Вона дозволяє оцінювати заходи, направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

**Ключові слова:** *безшатульний ДВЗ; модель циліндра; робочий цикл; паливна економічність; оптимізація параметрів ДВЗ; модель впускної системи; модель випускної системи*

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕЗШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ. МОДЕЛЬ ЦИЛИНДРА

КОЛЕСНИКОВА Т. Н.<sup>1\*</sup>, к. т. н., доц.,

ТАТАРЧУК А. В.<sup>2</sup>, к. т. н., доц.,

ЗАЯЦЬ Г. В.<sup>3</sup>, к. т. н., доц.,

СТАДНИК В. И.<sup>4</sup>, доц.,

КОНОВАЛЕНКО Ю. И.<sup>5</sup>, асс.

<sup>1\*</sup> Кафедра эксплуатации и ремонта машин, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского 24-а, 49600, Днепро, Украина, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net), ORCID ID: 0000-0002-8568-4688

<sup>2</sup> Кафедра эксплуатации и ремонта машин, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского 24-а, 49600, Днепро, Украина, тел. +38 (0562) 756-33-68,

e-mail: [tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua](mailto:tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0003-2833-1330

<sup>3</sup> Кафедра експлуатації і ремонту машин, Государственное высшее учебное заведение «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», ул. Чернышевского 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua](mailto:zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua), ORCID ID: 0000-0002-7405-7259

<sup>4</sup> Кафедра експлуатації і ремонту машин, Государственное высшее учебное заведение «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», ул. Чернышевского 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua](mailto:stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua), ORCID ID: 0000-0002-6507-6335

<sup>5</sup> Кафедра експлуатації і ремонту машин, Государственное высшее учебное заведение «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», ул. Чернышевского 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua](mailto:konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua), ORCID ID: 0000-0001-8348-5581

**Аннотация. Постановка проблемы.** В настоящее время имеется значительное число известных методик и математических моделей для расчета рабочего процесса четырехтактного ДВС. Однако известные модели не учитывают влияния кинематики двигателя, которая имеет свои особенности в большинстве ДВС. Все это не позволяет практически использовать известные математические модели рабочего цикла двигателя и соответственно оптимизировать параметры бесшатунного ДВС. Модель двигателя можно представить составленной из нескольких подмоделей: модель впускной системы (воздухоочиститель, карбюратор или дроссельная заслонка, впускной трубопровод, головка цилиндров, впускной клапан); модель цилиндра (процессы наполнения, сжатия, сгорания и расширения); модель выпускной системы (выпускной клапан, выпускной трубопровод, глушитель). **Цель статьи** – предложить модель цилиндра и уточненную методику расчета рабочего цикла двигателя, включающую в основу модель впускного трубопровода. **Вывод.** По точности расчетов данная математическая модель не уступает известным программам, но значительно проще, менее трудоемка и требует меньшего машинного времени. Модель изменения параметров рабочего тела в цилиндре используется для расчета процессов наполнения, сжатия, сгорания и расширения. Модель выпускной системы позволяет определять расход отработанных газов через выпускной клапан по текущему давлению в цилиндре и среднему давлению в выпускном трубопроводе. Она позволяет оценивать меры, направленные на оптимизацию конструкции двигателя и повышение его топливной экономичности.

**Ключевые слова:** бесшатунный ДВС; модель цилиндра; рабочий цикл; топливная экономичность; оптимизация параметров ДВС; модель впускной системы; модель выпускной системы

## THEORETICAL INVESTIGATION OF OPERATING PROCESS OF CONROD-FREE MODEL CYLINDER

KOLIISNIKOVA T.M.<sup>1\*</sup>, *Cand. Sc. (Tech.), Ass. Prof.*,

TATARCHUK O.V.<sup>2</sup>, *Cand. Sc. (Tech.), Ass. Prof.*,

ZAIATS H.V.<sup>3</sup>, *Cand. Sc. (Tech.), Ass. Prof.*,

STADNYK V.I.<sup>4</sup>, *Ass. Prof.*,

KONOVALENKO Yu.I.<sup>5</sup>, *Ass. Prof.*

<sup>1\*</sup> Department of Machinery Operation and Repair, State Higher Educational Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-A, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net), ORCIDID: 0000-0002-8568-4688

<sup>2</sup> Department of Machinery Operation and Repair, State Higher Educational Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-A, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua](mailto:tatarchuk.olexandr@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0003-2833-1330

<sup>3</sup> Department of Machinery Operation and Repair, State Higher Educational Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-A, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua](mailto:zaiats.heorhii@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0002-7405-7259

<sup>4</sup> Department of Machinery Operation and Repair, State Higher Educational Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-A, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua](mailto:stadnyk.viktor@pgasa.dp.ua), ORCIDID: 0000-0002-6507-6335

<sup>5</sup> Department of Machinery Operation and Repair, State Higher Educational Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-A, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 756-33-68, e-mail: [konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua](mailto:konovalenko.yurii@pgasa.dp.ua), ORCID ID: 0000-0001-8348-5581

**Abstract. Problem statement.** At present, there is a significant number of well-known methods and mathematical models to calculate the operating process of four-stroke internal-combustion engine. However, well-known models do not consider the effects of kinematics of engine, which has peculiarities at most of internal-combustion engines. Practically it does not allow to use well-known mathematical models of operating cycle and respectively to optimize the parameters of conrod-free internal-combustion engine. The model can be introduced as containing several submodels: the model of intake system (air cleaner, carburetor or butterfly throttle, inlet water pipe, cylinder head, intake valve); the model of cylinder (filling process, compression, combustion and extension); the model of exhaust system (exhaust valve,

exhaust water pipe, muffler). **The purpose of the article** – to offer the model of the cylinder and corrected methods of calculation of the operating cycle of engine, including as the base intake water pipe. **Conclusion.** According to the accuracy of calculations, the given mathematical model compares well with well-known programs but it is much easier, less laborious and demands less machine time. The model of parameters change of operating body in cylinder is used to calculate the processes of compression, filling, combustion and extension. The model of intake system allows to define the consumption of gases through exhaust valve according to current pressure in cylinder and average pressure in water pipe. The model allows to evaluate the actions directed to the optimization of the structure of engine and to increase its fuel efficiency.

**Keywords:** *conrod-free internal-combustion engine; cylinder model; operating cycle; fuel efficiency; optimization of the parameters of internal-combustion engine; model of intake system; model of exhaust system*

**Постанова проблеми.** Наразі існує багато відомих методик і математичних моделей для розрахунку робочого процесу чотиритактного ДВЗ. Однак відомі моделі не враховують впливу кінематики двигуна, що має свої особливості в більшості ДВЗ.

Усе це не дозволяє практично використати відомі математичні моделі робочого циклу двигуна й відповідно оптимізувати параметри безшатунного ДВЗ.

У статті пропонується уточнена методика розрахунку робочого циклу двигуна, що включає в основу модель впускного трубопроводу.

Модель двигуна можна навести складеною з декількох підмоделей:

- модель впускної системи (повітроочисник, карбюратор або дросельна заслінка, впускний трубопровід, головка циліндрів, впускний клапан);
- модель циліндра (процеси наповнення, стискання, згоряння й розширення);
- модель випускної системи (випускний клапан, випускний трубопровід, глушник).

У роботі запропоновано модель циліндра.

### Модель циліндра

Розглянемо розрахункову впускну систему (рис. 1), що складається із повітроочисника (на рисунку не зображено) і впускного трубопроводу 2, у якому розташовані дросельна заслінка 3 і дифузор 1. У двигуні із впорскуванням палива дифузор відсутній.

Виберемо в розглянутій впускній системі три характерні перерізи: переріз 0–0 вибираємо на достатній відстані від

вхідного отвору повітроочисника, де швидкість повітря може бути прийнята рівною нулю  $v_0 = 0$ , а тиск дорівнює атмосферному  $p_0$ ; переріз 1–1 приймаємо безпосередньо перед впускним клапаном, а переріз а–а розташовуємо в площині положення поршня в НМТ (наприкінці впуску).

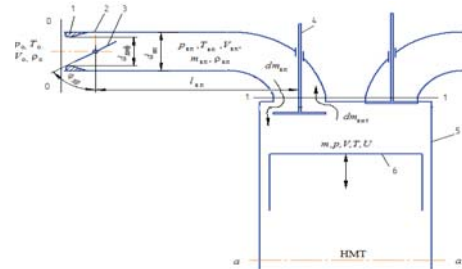


Рис. 1. Розрахункова модель впускної системи двигуна: 1 – дифузор; 2 – впускний трубопровід; 3 – дросельна заслінка; 4 – впускний клапан; 5 – циліндр; 6 – поршень / Fig. 1. The design model of the engine inlet system: 1 – diffuser; 2 – inlet pipeline; 3 – the throttle; 4 – inlet valve; 5 – cylinder; 6 – piston

При зробленому нами допущенні про нестисливість газу розрахунок параметрів свіжого заряду у впускній системі не буде відрізнятися від розрахунку параметрів для нестисливої рідини за відомими формулами гідравліки.

Процес впуску будемо розглядати в такій постановці. Спочатку визначаємо параметри потоку свіжого заряду  $p_{вп}$  і  $T_{вп}$  перед впускним клапаном (на вході в циліндр) у функції  $\varphi_{др}$  і  $n$ . Величини  $p_{вп}$  і  $T_{вп}$  являють собою середні (умовні) термодинамічні параметри у впускному трубопроводі в момент початку впуску.

Потім за відомими параметрами потоку перед впускним клапаном знаходимо термодинамічні параметри й масу суміші в циліндрі двигуна, застосувавши рівняння першого закону термодинаміки, рівняння

збереження маси, рівняння стану газу й рівняння теплообміну.

**Диференційне рівняння тиску в циліндрі.** У двигуні характер процесу наповнення циліндра свіжим зарядом і початок стискання визначаються кінематикою силового механізму, а також способами регулювання навантаження й ступеня стискання. На рисунку 2 показаний

процес наповнення й стискання для двигуна з класичним способом регулювання навантаження – дроселюванням.

На основі рівнянь збереження маси, балансу енергії і стану для ідеального газу одержано диференційне рівняння тиску в циліндрі залежно від кута повороту вала двигуна:

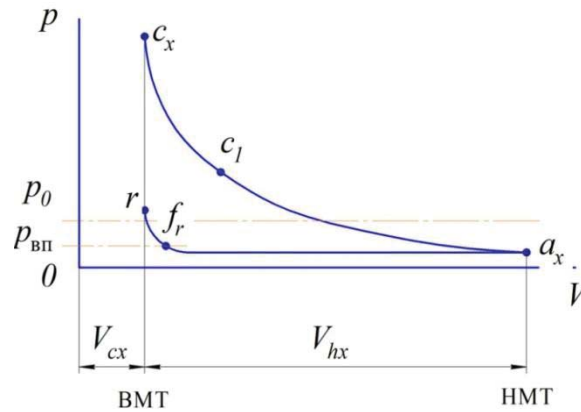


Рис. 2. Схема процесів наповнення-стискання двигуна:  $p_0, p_{вп}$  – тиск на вході у двигун і у впускному трубопроводі;  $V_{hx}$  – змінний робочий об’єм циліндра;  $V_{cx}$  – змінний об’єм камери згоряння; BMT, HMT – верхня і нижня мертві точки / Fig. 2. The scheme of processes of filling-compression of the engine:  $p_0, p_{вп}$  – pressure at the inlet to the engine and in the inlet pipeline;  $V_{hx}$  – variable cylinder displacement;  $V_{cx}$  – variable volume of the combustion chamber; BMT, HMT – are the upper and lower dead points

$$\frac{d}{d\varphi_1} p(\varphi_1) = \left[ \frac{k}{k-1} \left( \frac{p}{\rho(p)} \frac{dm(\varphi_1, p)}{d\varphi_1} - p dV(\varphi_1) \right) + dQ(\varphi_1, p) \right] \frac{k-1}{V(\varphi_1)}, \quad (1)$$

де  $p$  – поточний тиск у циліндрі на відповідній ділянці, Па;  $\varphi_1$  – кут повороту колінчастого вала, рад.;  $k$  – відношення теплоємностей газів на відповідній ділянці;  $\rho$  – поточна густина газів у циліндрі на відповідній ділянці, кг/м<sup>3</sup>;  $dm$  – масова елементарна витрата газів через впускний клапан на відповідній ділянці, кг/с;  $V$  – поточний об’єм циліндра залежно від кута  $\varphi_1$ ;  $dV$  – зміна об’єму робочого тіла в циліндрі, що визначається через об’єм  $V$ ;  $dQ$  – теплота, що характеризує теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини.

Використовуючи єдиний осереднений коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{cp}$  як для поверхні дзеркала циліндра, так і для поверхонь днища поршня й головки циліндра, можна записати рівняння для осередненого по всій

поверхні теплообміну:

$$dQ = \alpha_{cp} (T_{cp} - T) F_{ст} dt. \quad (2)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі для періоду газообміну визначається за перетвореною формулою Вошні [1], яка записана в припущенні, що швидкість суміші в циліндрі в процесі впуску в 2,5 рази більша за швидкість поршня:

$$\alpha_{cp} = 3,52 \cdot 10^3 p^{0,8} T^{-0,53} D^{-0,2} c_m^{0,8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3)$$

де  $c_m$  – середня швидкість поршня, м/с;  $p$  – у МПа;  $T$  – у К;  $D$  – у м.

Середня температура поверхні внутрішньоциліндрового простору обчислюється за формулою [2]:

$$T_{cp} = \frac{1}{F_{ст}} (T_{ц} F_{ц} + T_{п} F_{п} + T_{кз} F_{кз}), \quad (3)$$

де  $F_{ст} = (F_{ц} + F_{п} + F_{кз})$  – сумарна площа поверхні теплоприймальних стінок, м<sup>2</sup>;  $T_{ц}$  – осереднена по поточній робочій поверхні циліндра й середня за цикл температура циліндра, К;  $F_{п}, F_{кз}$  – площа поверхні днища поршня й камери згоряння;



$F_{ц}$  – площа робочої поверхні (дзеркала циліндра) в розглянутий момент часу.

Осереднена температура  $T_{ц}$  по переміщенню поршня визначається за рівнянням:

$$T_{ц} = \frac{1}{\Delta\varphi_i} \int_0^{\varphi} T_{цн}(\varphi) d\varphi, \quad (4)$$

де  $\varphi$  – кут повороту колінчастого вала в град. п.к.в.;  $\Delta\varphi_i$  – тривалість (у градусах)  $i$ -го процесу циклу.

Як видно, величина  $T_{ц}$  являє собою середньоінтегральну температуру поверхні дзеркала циліндра при поточному робочому об'ємі циліндра.

Температура  $T_{цн}$  по висоті дзеркала циліндра істотно змінюється: від 60 до 190 К. У розглянутій моделі враховується розподіл температури по висоті циліндра (по ходу поршня). Температура  $T_{цн}$  визначається за емпіричною формулою, отриманою шляхом апроксимації експериментальних даних [3]:

$$T_{цн} = T_{вмт} - (T_{вмт} - T_{нмт})(\bar{s}(\varphi))^z, \quad (5)$$

де  $T_{вмт}$  – температура стінки циліндра в районі верхньої мертвої точки;  $T_{нмт}$  – температура стінки циліндра в районі нижньої мертвої точки;  $z$  – емпіричний показник степеня. Приймається згідно з емпіричними даними рівним 2,8;  $\bar{s}$  – відносне переміщення поршня.

Передбачаючи, що камера згоряння має циліндричну форму, а днище поршня – плоске, можна записати:

$$F_{ст} = \pi D \left( s + \frac{S_x}{\epsilon_x - 1} + \frac{D}{2} \right), \quad (6)$$

де  $\epsilon_x$  – у загальному випадку змінний ступінь стискання.

Тоді

$$T_{cp} = \frac{T_{цс} + T_{кз} \frac{S_x}{\epsilon_x - 1} + \frac{D}{4} (T_{п} + T_{кз})}{s + \frac{S_x}{\epsilon_x - 1} + \frac{D}{2}}. \quad (7)$$

Масова секундна витрата продуктів згоряння, залишкових газів і свіжого заряду через розрахунковий впускний клапан визначається за рівнянням витрати газу Сен-

Венана за постійного тиску на впуску  $p_{вп}$  із урахуванням взаємозв'язку між кутом  $\varphi$  повороту колінчастого вала й часом  $t$ :  $d\varphi = \omega dt$  (де  $n$  – частота обертання вала,  $\text{хв}^{-1}$ ):

$$dm_{вп} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[ \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p \leq p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ; (8)

$$dm_{ввт} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p p \left[ \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p > p_{вп}$ ,  
 $p_{вп} / p > \beta_{кр}$ . (9)

$$dm_{ввткр} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p p \left[ \left( \beta_{кр} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \beta_{кр} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p \geq p_{вп}$ ,  
 $p_{вп} / p > \beta_{кр}$ ; (10)

$$dm_{впкр} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[ \left( \beta_{кр} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \beta_{кр} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p < p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ; (11)

де  $\mu_{вп}$  – коефіцієнт витрати, що визначається експериментально шляхом статичної продувки;

$f_{вп}$  – поточний прохідний перетин розрахункового впускного клапана;

$\beta_{кр}$  – критичне відношення тисків.

У математичній моделі прийнято вважати, що впускний розрахунковий клапан відкритий в період руху поршня від ВМТ до НМТ (рис. 3) і закон зміни його прохідного перетину виражається за формулою:

$$f_{вп} = f_{впmax} z \sin \varphi \quad (12)$$

де  $(f_{впmax} z)$  – максимальний прохідний переріз розрахункового клапана;  $z$  – коефіцієнт «стискання» або «розтягання» синусоїди у вертикальному напрямку.

Величина  $z$  визначається з умови рівності пропускної здатності розрахункового й реального впускних клапанів:

$$\int_{\varphi_a}^{\varphi_b} f_{вп}(\varphi) d\varphi = \int_{\varphi_c}^{\varphi_d} f_{кл}(\varphi) d\varphi, \quad (13)$$

де  $\varphi_a, \varphi_b$  і  $\varphi_c, \varphi_d$  – моменти відкриття й закриття клапанів відповідно розрахункового й дійсного.

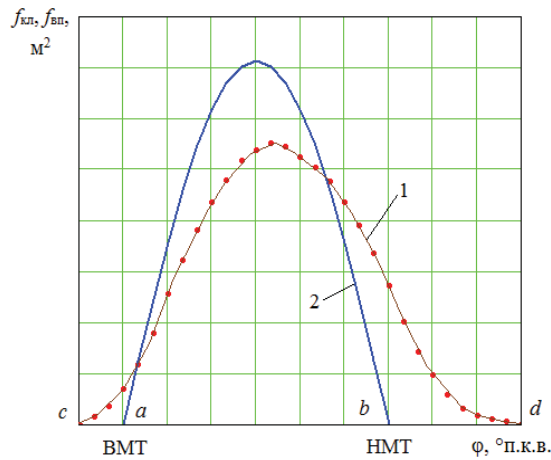


Рис. 3. Зміна прохідних перерізів дійсного впускного клапана  $f_{кл}$  (1) і розрахункового впускного клапана  $f_{вп}$  (2) залежно від кута  $\varphi$  повороту колінчастого вала / Fig. 3. Changing the cross sections of the actual inlet valve  $f_{кл}$  (1) and the calculated inlet valve  $f_{вп}$  (2) depending on the angle  $\varphi$  of rotation of the crankshaft

**Процес впуску** розглядається складеним із двох ділянок.

У початковий момент переміщення поршня от ВМТ на такті впуску для випадку коли тиск у циліндрі  $p > p_{вп}$ , ділянка  $r - f_r$ , продукти згоряння і залишкові гази тільки витікають із циліндра у впускний трубопровід. При цьому температура суміші газів визначається за рівнянням адиабатного процесу:

$$T = T_r \left( \frac{p}{p_r} \right)^{\frac{k_r-1}{k_r}}, \quad (14)$$

де  $p_r, T_r$  – тиск і температура у циліндрі на початку процесу впуску;  $P, T$  – поточний тиск і температура у циліндрі;  $k_r$  – показник адиабати в процесі витікання суміші газів.

Величина  $k_r$  визначається залежно від температури суміші в циліндрі й коефіцієнта надміру повітря.

На ділянці  $f_r - a_x$  відбувається власне процес впуску свіжого заряду, коли  $p < p_{вп}$ . Температура суміші газів у циліндрі в цей момент визначається за рівнянням змішання:

$$T = \frac{T_{fr} m_{fr} + T_{вп} m_{вп}}{m_{fr} + m_{вп}}, \quad (15)$$

де  $T_{fr}, m_{fr}$  – температура і маса суміші газів у

циліндрі в кінці першої ділянки  $r - f_r$ ;  $m_{вп}$  – поточна маса суміші газів у циліндрі:

$$m_{вп} = \int_{\varphi_{1,fr}}^{\varphi_1} dm_{вп} d\varphi_1 \quad (16)$$

**Параметри процесів стискування, згоряння і розширення.** Поточні значення параметрів цих процесів визначаються за допомогою математичної моделі, розробленої на кафедрі експлуатації та ремонту машин ДВНЗ ПДАБА за участю авторів цієї статті. Тому це питання доцільно розглянути коротко.

**Процес стискування** починається при положенні поршня в НМТ і відповідає точці  $a_x$  (рис. 2), а закінчується в момент подачі іскри (точка  $c_1$ ).

У процесі стискування зміна маси робочої суміші не відбувається. Тоді поточне значення тиску суміші на ділянці  $a_x - c_1$  визначається із диференційного рівняння (1) за умовою  $dm = 0$ .

Температура у процесі стискування визначається із рівняння стану для ідеального газу.

**Процес згоряння** в математичній моделі визначається методом І. І. Вібе [4] періодом від моменту подачі іскри (кута випередження запалювання  $\Theta$ ) до моменту, який відповідає згорянню частки палива  $X_z$ .

У розрахунках часто приймають межу завершення процесу згоряння  $X_z = 0,999$  згідно з рекомендацією І. І. Вібе [4].

Кут випередження запалювання  $\Theta$  для класичного ДВЗ звичайно відомий із його експериментальних характеристик. В математичній моделі для наново спроектованого двигуна оптимальний кут випередження запалювання визначається на базі експериментальних даних існуючих двигунів із коректуванням по тривалості згоряння, яка відповідає оптимальному згорянню в районі ВМТ. У проведенні розрахунків кут  $\Theta$  визначається залежно від частоти обертання колінчастого вала, навантаження і коефіцієнта надміру повітря за експериментально одержаними формулами.

Проведений аналіз літературних джерел [4] свідчить, що тривалість згоряння  $\phi_{1z}$  суттєво залежить від багатьох факторів, таких як форма камери згоряння, склад горючої суміші, ступінь стискання, турбулізація заряду, відношення  $S/D$  і т. ін. Тривалість згоряння змінюється в значних межах: від 22 до 65° п. к. в. Під час моделювання процесу згоряння величина  $\phi_{1z}$  попередньо розраховувалася залежно від частоти обертання  $n$  і тиску  $p_{c1}$ .

Температура в процесі згоряння визначається за запропонованою формулою:

$$\frac{d}{d\phi_1} T_{cr} = (k_{cr} - 1) \left[ \frac{1}{R_{\mu} M_{cr}} (Hu_{cr} g_{тн} dX - dQ_{cr} - dQ_{дис}) - T_{cr} \frac{dV}{V} \right], \quad (17)$$

де  $g_{тн}$  – циклова доза палива;  $M_{cr}$  – кількість молів робочого тіла, що беруть участь у згорянні;  $Q_{cr}$  – теплота, що відводиться у стінки циліндра;  $Q_{дис}$  – теплота, що втрачається на дисоціацію молекул;  $T_{cr}$  – поточна температура робочого тіла в процесі згоряння;  $dX$  – частка палива, що умовно згоріла за час  $d\phi_1$  (розраховується методом І. І. Вібе);  $R_{\mu}$  – універсальна газова стала;  $Hu_{cr}$  – активна теплота згоряння;  $k_{cr}$  – показник адіабати для продуктів згоряння, визначається за відомою формулою І. І. Вібе.

Циклова доза палива:

$$g_{тн} = \frac{m_{впак}}{\alpha \cdot l_{0+1}}$$

Маса свіжого заряду наприкінці впуску:

$$m_{впак} = m_{вп(\phi_{1ax})}$$

Для розв'язання диференційного рівняння (17) використовується метод Рунге–Кутта 4-го порядку.

Поточний тиск у процесі згоряння обчислюється за рівнянням стану для ідеального газу одночасно з визначенням температури  $T_{cr}$ :

$$p_{cr} = \frac{m_{cr} R_{cr} T_{cr}}{V} \quad (18)$$

У ДВЗ втрати тепла від дисоціації не перевищують 7 % [6–8].

**Процес розширення** відбувається за постійно кількості газів у циліндрі двигуна. Тоді поточний тиск можна розраховувати за залежністю (1) при  $dm = 0$ .

Температура визначається із рівняння стану для ідеального газу.

**Процес випуску** починається в момент відкриття випускного клапана. До приходу поршня в НМТ тиск знижується за рахунок вільного витікання продуктів згоряння і збільшення об'єму циліндра. У цей період мають місце як критичний, так і докритичний режими витікання газів залежно від відношення тисків  $p_{вт}/p_T$  (де  $p_{вт}$  – тиск у випускному трубопроводі за випускним клапаном,  $p_T$  – поточний тиск у циліндрі). Після НМТ гази з циліндра витікають під власним тиском і в результаті виштовхувальної дії поршня під час його руху до ВМТ. Тут також можуть мати місце два режими витікання.

Поточний тиск у циліндрі в процесі випуску розраховується за диференціальним рівнянням (1), в якому масова елементарна витрата відпрацьованих газів  $dm$  через випускний клапан визначається за рівнянням витрати газу Сен-Венана за постійного тиску на випуску.

### Висновки

1. Математична модель робочого процесу двигуна розглядається такою, що складається із трьох власне моделей: модель впускної системи, модель циліндра й модель випускної системи. За такого модульного принципу кожна із цих моделей може бути

легко змінена для поліпшення відповідності фізиці описуваного робочого процесу двигуна, а також під'єднана до іншої моделі, наприклад, механічних втрат.

Модель впускної системи заснована на рівняннях втрат тиску в елементах впускної системи. Модель зміни параметрів робочого тіла в циліндрі використовується для розрахунку процесів наповнення, стискання, згорання й розширення.

Модель впускної системи дозволяє визначати витрату відпрацьованих газів через впускний клапан за поточним тиском у циліндрі й середнім тиском у впускному трубопроводі.

2. Зміна параметрів робочого тіла в процесах впуску й випуску описується системою диференціальних рівнянь, що засновані на першому законі термодинаміки змінної маси. Процеси стискання й розширення описуються диференціальними рівняннями для постійної маси робочого тіла. Процес згорання розраховується

методом І. І. Вібе. При цьому вхідні в рівняння Вібе «показник характеру згорання»  $m_{cr}$  і «тривалість згорання»  $\varphi_z$  визначаються за запропонованими емпіричними формулами залежно від тиску в момент запалювання, частоти обертання колінчастого вала й кінематики силового механізму.

Поточна температура згорання описується запропонованим диференціальним рівнянням (17). Диференціальні рівняння одержують розв'язок на ПЕОМ числовим методом інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку.

3. За точністю розрахунків ця математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Woschni G. Beitrag zum Problem des Warmetiberganges in Verbrennungsmotor // MTZ. – 1965. – IV. – 132 p.
2. Техническая термодинамика и теплопередача : монография / [А. Г. Головинцов, Б. Н. Юдаев, Е. И. Федотов]. – Москва : Машиностроение, 1970. – 295 с.
3. Науково-технічні основи створення нетрадиційних малопотужних двигунів внутрішнього згорання з високими економічними і екологічними показниками : автореф. дис. доктора техн. наук / [Міщенко М. І]. УТУ. – Київ, 1999. – 32 с.
4. Вібе І. І. Новое о рабочем цикле двигателей : монография / [И. И. Вибе]. – Свердловск : Машгиз, 1962. – 271 с.
5. Міщенко М. І. Моделювання та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Ч. 1. Математична модель / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, Ю. В. Юрченко, О. В. Савченко // Двигатели внутреннего сгорания : всеукр. науч.-техн. журн. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1. – С. 35–39.
6. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей в 2-х частях. Ч.1 Теория автомобильных и тракторных двигателей : монография / [М. Д. Артамонов, М. М. Морин]. – Москва : Высшая школа, 1973. – 205 с.
7. Автомобільні двигуни : підруч. / [Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов та ін.]. – Київ : Арістей, 2007. – 476 с.
8. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособ. для вузов / [А. И. Колчин, В. П. Демидов]. – Москва : Высш. школа, 2003. – 496 с.

## REFERENCES

1. Woschni G. *Contribution to the problem of heat transfer in internal combustion engine*. MTZ, 1965, IV, 132 p. (in German).
2. Golovintsov A.G., Yudaev B.N. and Fedotov E.I. *Technical thermodynamics and heat transfer* [Technical thermodynamics and heat transfer]. *Mashinostroyeniye* [Mechanical Engineering]. Moscow, 1970, 295 p. (in Russian).
3. Mishchenko M.I. *Naukovo-tekhnichni osnovy stvorenniya netradytsiynykh malopotuzhnykh dvyhuniv vnutrishn'oho z-horyannya z vysokymy ekonomichnymy i ekolohichnymy pokaznykamy : Avtoref. dys. doktora tekhn. nauk* [Scientific and technical bases of creation of unconventional low-power internal combustion engines with high economic and environmental indicators : Author's abstract. diss. Doctor of Engineering Sciences]. UTU, Kyiv, 1999,



32 p. (in Ukrainian).

4. Vibe I.I. *Novoye o rabochem tsikle dvigateley* [New about the working cycle of engines]. Sverdlovsk : Mashgiz, 1962, 271 p. (in Russian).
5. Mishchenko M.I., Zarenbin V.G., Kolesnikova T.M., Yurchenko Yu.V. and Savchenko O.V. *Modelyuvannya ta doslidzhennya robochoho tsyклу benzynovoho dvyhuna. Chastyna 1. Matematychna model'* [Modeling and study of the duty cycle of a gasoline engine. Part 1. The mathematical model]. *Dvyhately vnutrenneho s-horanyya : Vseukrayn'skyi nauchno-tekhnycheskyi zhurnal* [Engines of internal combustion : All-Ukrainian Scient. and Techn. J.]. Kharkiv : NTU "KPI", 2010, no. 1, pp. 35–39. (in Ukrainian).
6. Artamonov M.D. and Morin M.M. *Osnovy teorii i konstruirovaniya avtotraktornikh dvigateley v 2-kh chastyakh. CH.1 Teoriya avtomobil'nykh i traktornikh dvigateley* [Fundamentals of the theory and design of automotive engines in 2 parts. Part 1 Theory of automobile and tractor engines]. Moscow : Higher School, 1973, 205 p. (in Russian).
7. Abramchuk F.I., Gutarevich Yu.F., Dolganov K.E. and oth. *Avtomobil'ni dvyhuny : pidruchnyk* [Car engines : textbook]. Kyiv : Aristey, 2007, 476 p. (in Ukrainian).
8. Kolchin A.I. and Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley : ucheb. posobiye dlya vuzov* [Calculation of automobile and tractor engines : textbook. manual for universities]. Moscow : Higher School, 2003, 496 p. (in Russian).

Надійшла до редакції 13.07.2019 р.