

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

¹Національний транспортний університет, tsuman@ukr.net

²Національний авіаційний університет, golas_as@ukr.net

В роботі наведена методика визначення механічних втрат поршневого двигуна розрахунковим шляхом. Виконано порівняння визначення сумарних механічних втрат різними методами на прикладі двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY)

Постановка проблеми. Основними джерелами енергії на автомобільному транспорті є поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), а їх паливна економічність і рівень забруднення навколишнього середовища є основними характеристиками транспортних засобів.

Основними видами палив для ДВЗ є палива нафтового походження, світові запаси яких обмежені. Внаслідок шкідливого впливу постійно зростаючого автомобільного парку в розвинутих країнах встановлено жорсткі норми токсичності відпрацьованих газів (ВГ) ДВЗ. З метою виконання сучасних норм токсичності в системах випуску ВГ автомобільних ДВЗ встановлюють каталітичні нейтралізатори ВГ різного типу, що забезпечують знешкодження основних шкідливих речовин практично на 95 %. Однак, для подальшого поліпшення екологічних показників автомобілів та підвищення ефективності їх експлуатації необхідно зменшувати експлуатаційну витрату палива, яка визначається в першу чергу паливною економічністю ДВЗ.

Паливна економічність ДВЗ залежить від великої кількості конструктивних і експлуатаційних факторів. Одним із таких факторів є рівень механічних втрат ДВЗ. Рівень механічних втрат залежить від конструктивних параметрів двигуна і після розробки конструкції двигуна є практично визначеною величиною. Однак, при проектуванні двигуна для конкретних цілей бажано враховувати вплив його параметрів на показники ефективності. Тому, розро-

бка розрахункової методики визначення механічних втрат поршневого двигуна є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень [1] показує, що величина механічних втрат поршневого ДВЗ залежить від режиму роботи і для номінального режиму складає 20 – 30 % від енергії, внесеної з паливом. До складових механічних втрат відносять втрати на тертя, на виконання насосних ходів і на привід допоміжних агрегатів [2]. Найбільшу частину механічних втрат складають втрати на тертя в кінематичних парах кривошипно-шатунного механізму (КШМ), які сягають 70% механічних втрат.

Існує декілька експериментальних методів визначення сумарних механічних втрат: індицирування, прокручування, відключення циліндрів і вибігу [3]. Ці методи застосовуються для існуючих конструкцій двигунів. Для визначення механічних втрат двигунів, що проєктуються, використовують наближену залежність для номінального режиму [1], згідно з яким середній тиск механічних втрат, МПа:

$$p_m = A + B \cdot P_n, \quad (1)$$

де $C_n = \frac{S \cdot n}{30}$ – середня швидкість поршня, м/с; S – хід поршня, м;

n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; A , B – експериментальні коефіцієнти, які залежать від типу камери згорання для дизелів і співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра для бензинових двигунів.

Застосування залежності (1) звужує поле параметрів, що впливають на рівень механічних втрат. Крім того, згідно досліджень [4] майже половину втрат на тертя складають втрати на тертя поршневих кілець, тип, розмір і кількість яких взагалі ніяк не враховує формула (1).

Розрахунковий метод визначення насосних втрат [5] є достатньо точним і не є предметом даного дослідження. Втрати на привід допоміжних агрегатів залежать від кількості і типу таких агрегатів і зазвичай можуть бути враховані поправочним коефіцієнтом.

В основу розробленої методики покладено метод розрахунку втрат на тертя в КШМ двигуна [6] та метод розрахунку втрат на тертя поршневих кілець [7].

Методика досліджень. Для дослідження механічних втрат поршневого двигуна застосована розрахунково-експериментальна методика. Визначений розрахунковим шляхом момент механічних втрат порівнюється із експериментально визначеним моментом механічних втрат за допомогою індицирування і прокручування двигуна.

Мета статті. Метою даної публікації є розробка методики розрахунку механічних втрат поршневого двигуна, зокрема втрат на тертя в кінематичних парах КШМ та порівняння сумарних механічних втрат двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY), визначених різними методами.

Матеріали і результати дослідження. Для розрахунку втрат на тертя в кінематичних парах КШМ спочатку виконується кінематичне і динамічне дослідження механізму.

При кінематичному дослідженні КШМ вважається заданою кутова швидкість кривошипа ω . Тоді кутова швидкість шатуна, с^{-1} :

$$\omega_1 = \omega \cdot \frac{\lambda_{III} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{III}^2 \cdot \sin^2 \varphi}}, \quad (2)$$

де $\lambda_{III} = \frac{R}{l_{III}}$ – відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна l_{III} ; φ – кут повороту колінчастого вала, град п.к.в.

Швидкість поршня, м/с [8]:

$$C = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{III}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right). \quad (3)$$

Динамічне дослідження виконується шляхом приведення КШМ до еквівалентної двомасової системи [8] (рис. 1). Сила тиску газів P_{Γ} визначається за індикаторною діаграмою, а сила тиску картерних газів прирівнюється до атмосферного тиску P_0 .

При відомому значенні P_{Γ} визначають сили тиску поршневих кілець на стінку циліндра. Сила тиску i -го кільця на стінку циліндра, Н:

$$P_{ik} = \pi \cdot h_k \cdot (D - 2 \cdot t_k) \cdot (c_i \cdot P_{\Gamma} + P_{PP}), \quad (4)$$

де h_k, t_k – відповідно висота і ширина кільця, м; D – діаметр циліндру, м; P_{Γ} – тиск газів в циліндрі, Па; c_i – коефіцієнт пропорційності; P_{PP} – тиск пружності кільця, Па.

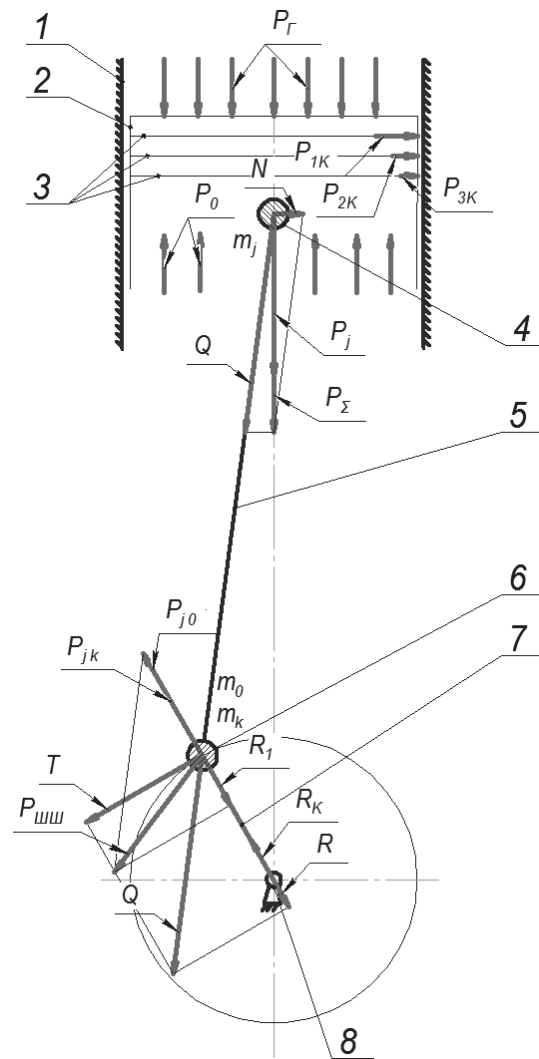


Рис. 1. До динамічного дослідження КШМ

1 – стінка циліндра; 2 – поршень; 3 – поршневі кільця; 4 – поршковий палець; 5 – шатун; 6 – шатунна шийка; 7 – кривошип; 8 – корінна шийка

Коефіцієнт пропорційності враховує зниження тиску в закільцевому просторі. Для першого кільця $c_1 = 0,85$, другого – $c_2 = 0,2$, третього – $c_3 = 0,07$ [2].

Далі за методикою [8] визначаються сили, що діють в КШМ (рис. 1): сила інерції мас деталей, що рухаються зворотно-поступально P_j , сумарна сила, що діє на поршень P_Σ , повздовжня сила, що діє на шатун Q , бокова сила, яка діє на стінку циліндра N , дотична сила T , радіальна сила R , сила інерції маси обертальної частини шатуна P_{j0} , сумарна радіальна сила, що діє на шатунну шийку R_1 , сумарна сила, що діє на шатунну шийку P_{III} , сила інерції маси кривошипа P_{jk} , повздовжня сила, що діє на корінні шийки R_K .

Робота сил тертя в КШМ визначається як сума робіт сил тертя в обертальних і поступальних кінематичних парах, Дж [6]:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^m A_{TP_i}^{kn} + \sum_{i=1}^n A_{TP_i}^{kn}, \quad (5)$$

де m, n – відповідно кількість обертальних та поступальних кінематичних пар.

Робота сил тертя в обертальній або поступальній кінематичній парі за робочий цикл, Дж:

$$A_{TP}^{kn} = \int \frac{4 \cdot |V_1 - V_2| \cdot F_{kn} \cdot f \cdot dt}{\pi}, \quad (6)$$

де V_1, V_2 – лінійні швидкості ланок кінематичної пари в зоні контакту поверхонь тертя, м/с; F_{kn} – нормальна сила, що діє в зоні контакту поверхонь тертя, Н; f – коефіцієнт тертя між матеріалами, що труться.

Лінійні швидкості в обертальних кінематичних парах визначаються з врахуванням кутової швидкості (рівняння (2)) та діаметра шарніра. Швидкість поршневих кілець дорівнює швидкості поршня, визначеної з рівняння (3).

Нормальна сила, що діє в зоні контакту поверхонь тертя, приймає значення: в зоні тертя поршневих кілець – P_{jk} ; в зоні тертя юбки поршня – N ; в зоні тертя поршневого пальця – P_Σ ; в зоні тертя шатунної шийки – P_{III} ; в зоні тертя корінної шийки – R_K .

Поршневі кільця, особливо верхнє, працюють в складних умовах. На коефіцієнт тертя поршневого кільця мають значний вплив температура мастила і напруження в зоні контакту зі стінкою циліндра. Коефіцієнт тертя поршневого кільця можна визначити із залежності, визначеної шляхом апроксимації даних, представлених в роботі [7]:

$$f = 0,459 - 3,038 \cdot 10^{-10} \cdot p_k - 0,00185 \cdot T_{cm} + 1,109 \cdot 10^{-16} \cdot p_k^2 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot T_{cm}^2 + 4,4206 \cdot 10^{-11} \cdot p_k \cdot T_{cm}, \quad (7)$$

де T_{cm} – температура стінки циліндра, К; p_k – тиск кільця на стінку циліндра, Па. Температура стінки циліндра може бути визначена із застосуванням методики [5]. Тиск кільця на стінку циліндра визначається із формули (4).

Коефіцієнт тертя юбки поршня може бути також визначений із формули (7) при підстановці замість p_k тиску, що визначається силою N .

Умови тертя в обертальних кінематичних парах відповідають умовам рідинного тертя. Коефіцієнт тертя в цьому випадку $f = 0,0025$.

Момент сумарних механічних втрат, Н·м:

$$M_M = \frac{1,15 \cdot (A_{HX} + A_{TP}) \cdot i}{\tau \cdot \pi}, \quad (8)$$

де A_{HX} – робота насосних ходів за робочий цикл, Дж; i – число циліндрів двигуна; τ – тактність.

З використанням розробленої методики розрахунку механічних втрат поршневого двигуна було виконано порівняння сумарних механічних втрат двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY), визначених різними методами.

На рис. 2 приведено результати порівняння моменту механічних втрат з повністю відкритою дросельною заслінкою визначеного розрахунковим шляхом і шляхом індицирування циліндрів [9] та гальмівного моменту при прокручуванні двигуна.

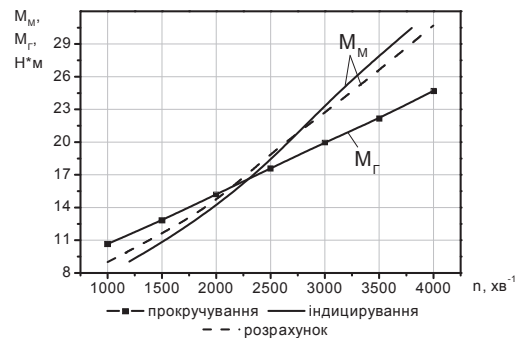


Рис. 2. Результати порівняння моменту механічних втрат двигуна 4Ч 7,65/7,56 (VW BBY) з повністю відкритою дросельною

При порівнянні результатів прокручування колінчастого вала з повністю відкритою дросельною заслінкою і результатів розраху-

нку механічних втрат визначено, що максимальне відхилення результатів сягає 15–30 %. Порівняння механічних втрат визначених за результатами індицирування циліндру з розрахунковими результатами показує, що максимальні відхилення результатів складають 9%. Така розбіжність експериментальних даних пояснюється невідповідністю процесів, які протікають в циліндрі при згорянні робочої суміші в режимі з повністю відкритою дросельною заслінкою і при прокручуванні двигуна в такому режимі. Крім того, при прокручуванні двигуна значно зростають насосні втрати порівняно з таким же режимом при роботі двигуна [1], тому при частоті обертання $n = 1000 \dots 2000 \text{ хв}^{-1}$ гальмівний момент M_L , визначений прокручуванням, навіть вищий за розрахунковий і визначений при індицирування циліндра, оскільки при низькій частоті обертання наповнення циліндрів при прокручуванні вище ніж при нормальній роботі двигуна.

Висновки. Розроблена методика визначення механічних втрат поршневого двигуна дозволяє з достатньою точністю оцінювати рівень механічних втрат з врахуванням значень конструктивних параметрів двигуна і може використовуватись для прогнозування ефективних показників двигунів, що проектуються.

Список літератури

1. *Рикардо Г.Р.* Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Г.Р. Рикардо; пер. с англ. Ю.Л. Еганяна, В.И. Ивина, М.Г. Круглова; под ред. М.Г. Круглова. – М.: Машгиз, 1960. – 412 с.
2. *Автомобільні двигуни: підручник* / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.
3. *Гутаревич Ю.Ф.* Випробування двигунів внутрішнього згорання / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач – К.: НТУ, 2002. – 191 с.
4. *Шеховцов А.Ф.* Влияние теплового потока трения на термическое сопротивление и тепловое состояние поршневого кольца / А.Ф. Шеховцов, Е.И. Третьяк // Двигатели внутреннего сгорания. – Х., 1975. – Вып. 22 – С. 124–129.
5. *Дьяченко В.Г.* Газообмен в двигателях внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
6. *Метод розрахунку втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі двигуна* / М.О. Гончар, В.П. Матейчик, В.А. Ніколаєнко, Р.Г. Павлюк // Системні методи керування, технологія та організація виробництва,

ремонту і експлуатації автомобілів: зб. наук. пр. – К.: УТУ: ТАУ, 1998. – Вип. 6. – С. 10–15.

7. *Температурное состояние, термическое сопротивление и трение компрессионных колец в двигателе* / А.Ф. Шеховцов, Г.М. Рык, И.Я. Тухман, Е.И. Третьяк // Двигатели внутреннего сгорания. – Х., 1976. – Вип. 24. – С. 44–52.

8. *Говорун А.Г.* Конструкція і динаміка двигунів: Навчальний посібник / А.Г. Говорун, А.О. Корпач. – К.: НТУ, 2007. – 124 с.

9. *Матейчик В.П.* Вплив рециркуляції відпрацьованих газів на показники бензинового двигуна з системою нейтралізації / В.П. Матейчик, М.П. Цюман, А.Б. Сінкевич // Автошляховик України. Окремий випуск. – К.: 2009. – № 12. – С. 137–141.

Цюман Н.П., Голубов А.С. **Методика определения механических потерь поршневого двигателя** // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2012. – Вип. 57. – С.100–107.

В работе приведена методика определения механических потерь поршневого двигателя расчетным путем. Выполнено сравнение определения суммарных механических потерь различными методами на примере двигателя 4С 7,65 / 7,56 (VW BBY)

Рис. 2, список лит.: 9 наим.

Tsiuman M.P., Golubov O.S. **Methods of determining the mechanical losses of piston engine**

This paper describes a method of determining the mechanical losses in the piston engine by calculation. Comparison of determination of the total mechanical losses by various methods on the example of the engine 4F 7,65 / 7,56 (VW BBY).

Ключові слова: поршневий двигун, механічні втрати, втрати на тертя, кінематична пара.

Стаття надійшла до редакції 19.03.2012