

УДК 621.43

А.В. Ільченко, к.т.н., доц.  
В.О. Ломакін, аспір.

Житомирський державний технологічний університет

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ МОМЕНТА ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

(Представлено д.т.н., проф. Грабаром І.Г.)

Обґрунтовано необхідність і наведено опис методології та програмно-апаратного комплексу для дослідження зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна.

**Аналіз процесу зміни моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння, постановка завдань дослідження.** При проектуванні двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) найчастіше використовують підхід, при якому приведений момент інерції (ПМІ) його кривошипно-шатунного механізму (КШМ) вважають постійним [1–2]. Під час обертання колінчастого вала (КВ) ДВЗ ПМІ його КШМ змінюється, що необхідно враховувати при визначенні крутного моменту.

В роботах [3–9] було розглянуто та проаналізовано математичну модель процесу зміни ПМІ КШМ від кута повороту КВ для одноциліндрового та багатоциліндрових поршневих ДВЗ. Було встановлено залежність ПМІ центрального КШМ одноциліндрового ДВЗ, що має в своєму складі одне коліно КВ радіуса  $R$  без противаг, шатун та поршкову групу від його масово-геометричних параметрів (МГП): питомої маси шатуна  $m_u$ , питомої маси поршня  $m_n$ , питомої маси одного коліна КВ  $m_k$ , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda$ , відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L$ , відносної відстані від осі КВ до центра мас (ЦМ) коліна вала без противаг  $k$ , довжини шатуна  $L$ , діаметра поршня  $D_n$ , радіуса кривошипа  $R$ , центрального моменту інерції (ЦМІ) шатуна  $I_u$ , ЦМІ поршневої групи  $I_n$  та ЦМІ коліна вала  $I_k$ , кг·м<sup>2</sup>:

$$I = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_u + I_n + I_k, \quad (1)$$

$$\text{де } A = 1,58 D_n^2 R^2 \left( m_n + m_u \left( 1 - 2 \frac{x_L}{L} \right) \right), \quad B = 1,57 D_n^2 R \left( L(m_n + m_u) - m_u x_L \right),$$

$$C = 0,79 D_n^2 \left( L^2 (m_n + m_u) - R^2 \left( m_n + m_u - 2 \frac{x_L}{L} - k^2 m_k \right) + m_u x_L (x_L - 2L) \right).$$

Для зручності аналізу та можливості порівняння різних КШМ запропоновано оцінювати зміну ПМІ КШМ за період, використовуючи коефіцієнт:

$$\delta_I = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{cp}}, \quad (2)$$

де  $I_{\max}$  – максимальний момент інерції (МІ) КШМ, кг·м<sup>2</sup>;

$I_{\min}$  – мінімальний МІ КШМ, кг·м<sup>2</sup>;

$I_{cp}$  – середній МІ КШМ за період його зміни кг·м<sup>2</sup>;

В [5] було запропоновано підхід щодо вибору МГП КШМ ДВЗ за умови забезпечення мінімального значення коефіцієнта зміни ПМІ (2).

В [6, 9] було розглянуто зміну ПМІ КШМ найбільш розповсюджених рядних та V-подібних поршневих ДВЗ та запропоновано період його зміни визначити за формулою:

$$T = \frac{360^\circ}{k}, \quad (3)$$

де  $k$  – кількість незбіжних півплощин, що утворені віссю обертання КВ, та будь-якою точкою, що лежить на осі шатунної шийки КВ одного ряду циліндрів, шт.

Встановлено, що  $T$  приймає ненульові значення при кількості циліндрів до 6 включно.

Визначено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ для рядних поршневих двигунів та період зміни ПМІ приймає такі значення (для обраних МГП [6]): одно- та двоциліндровий КШМ ДВЗ з кутом між кривошипами  $360^\circ - \delta_I = 0,958$ ,  $T = 360^\circ$ ; чотири- та двоциліндровий КШМ ДВЗ з кутом між

кривошипами  $180^\circ - \delta_I = 0,138$ ,  $T = 180^\circ$ ; п'ятициліндровий КШМ ДВЗ –  $\delta_I = 5,31 \cdot 10^{-5}$ ,  $T = 72^\circ$ ; шестициліндровий –  $\delta_I = 0,01$ ,  $T = 120^\circ$ ; восьмициліндровий –  $\delta_I = 0$ ,  $T = 0^\circ$ . Було перевірено адекватність математичної моделі (1) у застосуванні щодо рядного чотирициліндрового ДВЗ за допомогою системи КОМПАС-3D V8. Встановлено, що максимальна відносна похибка математичної моделі [6] відносно даних системи КОМПАС-3D V8 за оберт склала 1,02 %, а коефіцієнт зміни ПМІ КШМ з маховиком  $\delta_I = 0,075$ .

Визначено, що коефіцієнт та період зміни ПМІ КШМ для V-подібних поршневих двигунів (для обраних МГП [6]): чотирициліндровий з кутом між рядами циліндрів  $90^\circ$  та кутом між кривошипами  $90^\circ - \delta_I = 0,138$ ,  $T = 180^\circ$ ; шестициліндровий з кутом між рядами циліндрів  $90^\circ$  та кутом між кривошипами  $120^\circ - \delta_I = 0,0071$ ,  $T = 120^\circ$ ; шестициліндровий з кутом між рядами циліндрів  $60^\circ$  та кутом між кривошипами  $60^\circ - \delta_I = 0,01$ ,  $T = 120^\circ$ ; восьмициліндровий двигун з кутом між рядами циліндрів  $90^\circ$  та кутом між кривошипами  $90^\circ$  та дванадцятициліндровий двигун з кутом між рядами циліндрів  $60^\circ$  та кутом між кривошипами  $120^\circ - \delta_I = 0$ ,  $T = 0^\circ$ . Також було перевірено адекватність розробленої математичної моделі визначення МІ на прикладі V-подібного двигуна MeM3-969A за допомогою системи КОМПАС-3D V8. Встановлено, що максимальна відносна похибка за оберт склала 1,23 %, а коефіцієнт зміни ПМІ КШМ з маховиком –  $\delta_I = 0,061$ .

**Завданням даного дослідження** є експериментальне визначення величини зміни ПМІ КШМ поршневого ДВЗ та порівняння її з теоретичними значеннями.

Для проведення експериментального дослідження ПМІ використано розроблений авторами програмно-апаратний комплекс (ПАК) [8] та КШМ одноциліндрового двотактного ДВЗ Д-3. Цей двигун має такі МГП: радіус кривошипа  $R = 20$  мм, питома маса шатуна  $m_{ш} = 123,7$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса поршня  $m_n = 56,9$  кг/м<sup>2</sup>, питома маса КВ (в двигуні Д-3 КВ додатково виконує роль маховика)  $m_k = 1236$  кг/м<sup>2</sup>, відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda = 0,236$ , відносна відстань від осі пальця до ЦМ шатуна  $x_L = 0,78$ , відносна відстань від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг  $k = 0,008$ , діаметр поршня  $D_n = 38$  мм, МІ шатуна відносно осі, що проходить через його ЦМ  $I_{ш} = 1,558 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup> та МІ поршневої групи  $I_n = 1,498 \cdot 10^{-5}$  кг·м<sup>2</sup> і МІ коліна вала КВ  $I_k = 1,564 \cdot 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>.

Визначення ПМІ проводилось методом маятникових коливань [10]. Внаслідок того, що КШМ є складним тілом, визначено положення його ЦМ методом зважування (рис. 1).

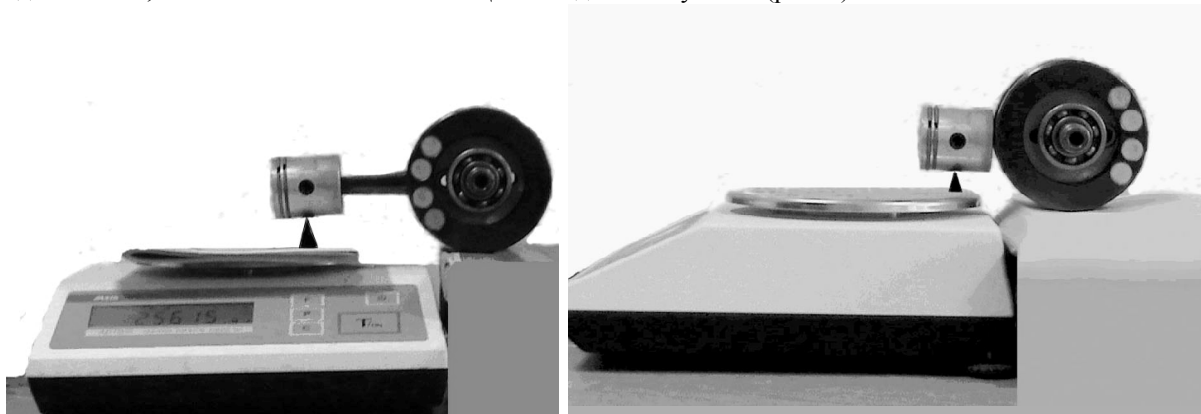


Рис. 1. Визначення положення ЦМ КШМ ДВЗ Д-3 методом зважування

Для цього було використано ваги AXIS AD-1000 з абсолютною похибкою вимірювання 0,01 г. Оскільки вага КШМ ДВЗ Д-3 перевищує допустимі значення меж вимірювань ваг AXIS AD-1000, повну масу КШМ було визначено за допомогою електронних ваг DS-788PM, з абсолютною похибкою вимірювання 2 г. В результаті аналізу отриманих даних було встановлено, що в положенні верхньої мертвої точки (ВМТ) ЦМ КШМ лежить на 6,852 мм вище осі обертання КВ, а в положенні, яке відповідає нижній мертвої точці (НМТ), – на 4,292 мм вище осі обертання КВ.

Для зменшення похибки вимірювання часу, виключення людського фактора, період коливань визначався за допомогою оптичної пари та пристрою на базі мікроконтролера Atmel ATmega16 з безпосереднім виведенням інформації на комп'ютер (рис. 2). Розроблений ПАК дозволяє визначати інтервали часу з абсолютною похибкою  $9 \cdot 10^{-8}$  с (задається кварцовим генератором 11,0592 МГц) [8].

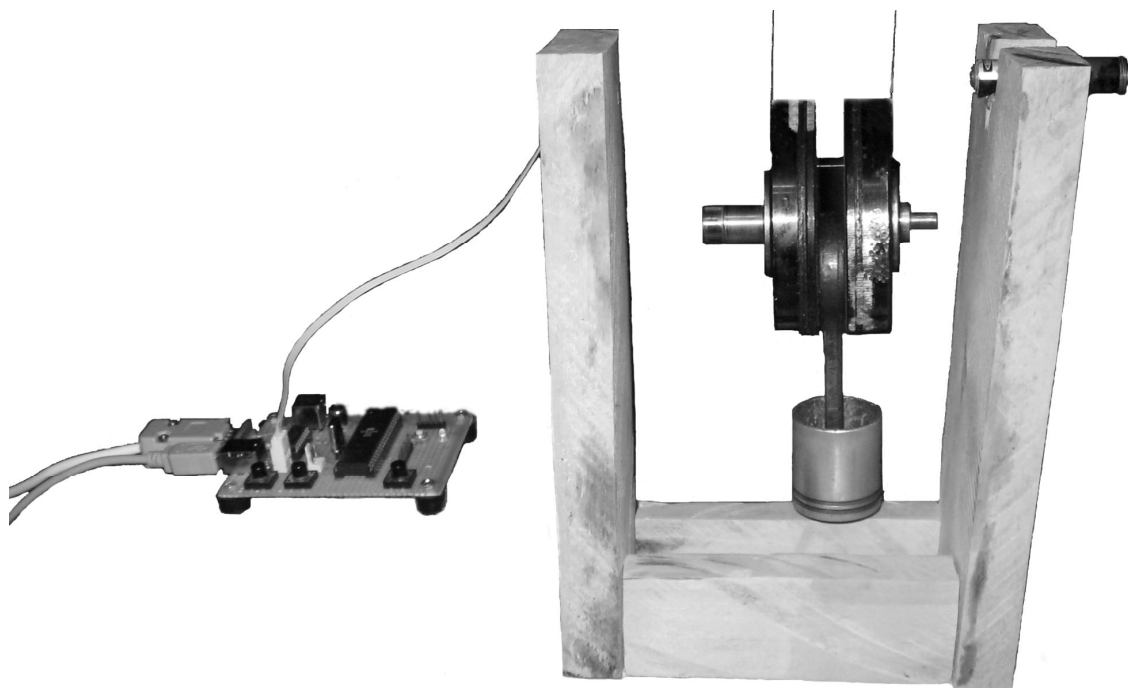


Рис. 2. Апаратна частина ПАК для визначення МІ КШМ методом маятникових коливань (персональний комп'ютер не показано)

Дослідження проводилися для двох випадків: коли поршень знаходиться в ВМТ та в НМТ. Це дає змогу визначити величину максимальної зміни ПМІ КШМ (рис. 3). Для визначення відстані від осі коливання до осі КВ використовувалась рулетка Vago-tools JC-589E, що має абсолютну похибку вимірювання 1 мм.



Рис. 3. Експериментальне визначення ПМІ КШМ ДВЗ Д-3

Результати експериментальних досліджень оброблювались за допомогою програмного пакета Mathcad 2001 та зведені до таблиці.

Таблиця 1

Експериментальне та комп'ютерне визначення ПМІ КШМ двигуна Д-3

Параметр	Положення КШМ	
	ВМТ	НМТ
Середнє значення періоду коливань, с	2,546	2,538
Відстань від осі підвісу до ЦМ	1,540	1,521

маятника $h$ , м	
Відношення ПМІ (експеримент), $I_{\max} / I_{\min}$	1,259
Відношення ПМІ (КОМПАС-3D V8), $I_{\max} / I_{\min}$	1,291
Відношення ПМІ згідно з [5], $I_{\max} / I_{\min}$	1,324
Відносна похибка визначення ПМІ $\frac{\Delta I_{КОМПАС8} - \Delta I_{експеримент}}{\Delta I_{експеримент}} 100\%$ ,	2,48
Відносна похибка визначення ПМІ $\frac{\Delta I_{згідно[5]} - \Delta I_{експеримент}}{\Delta I_{експеримент}} 100\%$ , %	4,91

Для перевірки експериментальних даних було створено просторову модель КШМ двигуна Д-3 в системі КОМПАС-3D V8 (рис. 4).

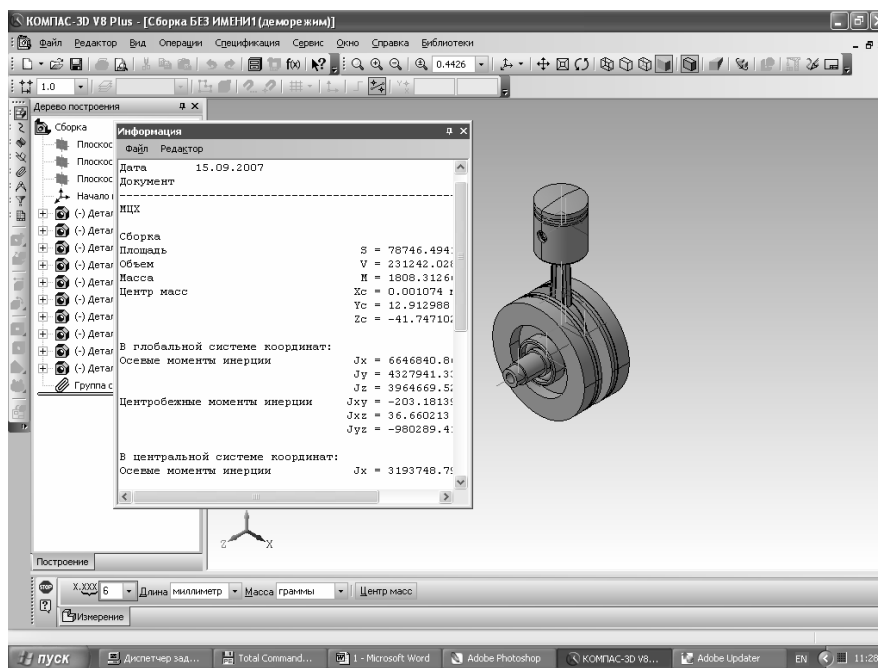


Рис. 4. Комп'ютерне моделювання процесу зміни ПМІ КШМ ДВЗ

Результати експериментального дослідження зміни ПМІ КШМ ДВЗ показали адекватність комп'ютерного моделювання та розробленого авторами математичного апарату (1).

**Висновки:**

1. Експериментально встановлено, що приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двотактного двигуна Д-3 змінюється в 1,26 рази за оберт.

2. Перевірені експериментальні дані зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3 за допомогою системи КОМПАС-3D V8. Встановлено, що відносна похибка визначення величини максимальної зміни приведенного моменту інерції експериментально та за допомогою системи КОМПАС-3D складає 2,48 %.

**ЛІТЕРАТУРА:**

1. *Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Тимченко І.І.* Автомобільні двигуни: Підручник. – 3-тє видання. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.
2. *Колчин А.И., Демидов В.П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
3. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згоряння // Вісник Східноукраїнського державного університету. – № 6 (112). – 2007. – С. 52–56.
4. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ. – № III (42). – 2007. – С. 17–23.
5. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Математичне моделювання процесу зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ. – № 4 (43). – 2007. – С. 15–25.
6. *Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згоряння // Восточно-Европейский журнал передових технологий. – № 1/5 (31). – 2008. – С. 16–21.
7. *Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Зміна моменту інерції дезаксіального кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ. – № 1 (44). – 2008. – С. 34–38.
8. *Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Програмно-апаратний комплекс для дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – У друці.
9. *Pchenko A.V., Zabashta E.V., Lomakin V.A.* Change Of The Moment Of Inertia Of V-Type Crank-Connecting Rod Mechanism Of Internal Combustion Engine // Scientific Conference MECHANICS 2008. – У друці.
10. *Павловський М.А.* Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

ІЛЬЧЕНКО Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- паливна економічність та екологічна безпека автомобільного транспорту;
- мікропроцесорні засоби та комп'ютерні системи в автомобілі;
- діагностика автомобілів та їх елементів.

ЛОМАКІН Володимир Олександрович – аспірант кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- використання мікропроцесорних засобів для дослідження кінематичних та динамічних процесів у автомобілях;
- діагностика автомобілів та їх елементів.

Подано 03.07.2008

**Ільченко А.В., Ломакін В.О.** Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна.

**Ільченко А.В., Ломакін В.А.** Экспериментальное исследование изменения момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя.

**Pchenko A.V., Lomakin V.A.** Experimental Effort Changes Of Moment Of Inertia Crank Mechanism Pistons Engine.

УДК 621.43

**Экспериментальное исследование изменения момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя. / А.В. Ильченко, В.А. Ломакин**

Обоснована необходимость и приведено описание методологии и программно-аппаратного комплекса для исследования изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя.

УДК 621.43

**Microcontrollers And Methodology Of Creation Program-Hardware Complexes For Research Of Dynamic Parameters Of Transmissions./ A.V. Pchenko, V.A.Lomakin**

A necessity is grounded and description is given methodologies and program- vehicle complex for research of changes of of moment of inertia crank mechanism pistons engine.