

УДК 621.43

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

Житомирський державний технологічний університет

## ЗМІНА МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ДЕЗАКСІАЛЬНОГО КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

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

*Отримано математичну модель зміни моменту інерції дезаксіального кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання та визначено вплив дезаксажу на цю зміну.*

**Аналіз процесу зміни моменту інерції двигуна внутрішнього згорання з дезаксіальним кривошипно-шатунним механізмом, постановка задачі дослідження.** Необхідність визначення приведенного моменту інерції (ПМІ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) під час обертання його колінчастого вала (КВ) виникає при аналізі його роботи та керуванні, оскільки ПМІ призводить до зміни його крутного моменту (КМ). В роботах [1–4] було розглянуто вплив масово-геометричних параметрів (МГП) центрального КШМ ДВЗ на його ПМІ. На практиці при конструюванні ДВЗ вказаний ПМІ вважають постійним [5–9]. Непостійність ПМІ за кутом повороту КВ доведена в [1–4].

Зміщений (дезаксіальний) КШМ є таким, у якого вісь циліндра зміщена відносно осі КВ в напрямку його обертання. Такий КШМ використовується, головним чином, у двигунах із нижнім боковим розміщенням розподільного вала для зменшення відстані між ним і КВ. При цьому забезпечується раціональність компоновки, зменшення шуму, маси та кількості деталей приводу розподільного вала. Незважаючи на це, застосування КШМ саме з такими схемами на автомобільних двигунах є малоперспективним. Найбільш поширеними є КШМ із дезаксажем поршневого пальця відносно осі циліндра проти напрямку обертання КВ. Це зміщення виконується для перерозподілення навантаження на поршень з метою уникнення інтенсивного його «закидання» біля мертвих точок і пом'якшення в результаті цього ударів об циліндр, що в кінцевому рахунку підвищує надійність роботи ДВЗ. Завдяки такому конструктивному рішенню значно знижується шум двигуна й швидкість кавітаційного руйнування зовнішньої частини гільзи циліндра «мокрого» типу [5].

Але для спрощення кінематичних та динамічних розрахунків ДВЗ з дезаксажем в [5, 6, 9] використовують формули центральних КШМ ДВЗ.

В [3] була розглянута математична модель, реалізована в пакеті Mathcad 2001, що дозволила дослідити зміну ПМІ центрального КШМ ДВЗ від його МГП: питомої маси шатуна  $m_{ш}$ , питомої маси поршня  $m_p$ , питомої маси одного коліна КВ  $m_k$ , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda$ , відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас (ЦМ) шатуна  $x_L$ , відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг  $k$ , діаметра поршня  $D_p$ , радіуса кривошипа  $R$ .

Відомо, що дезаксіальний КШМ (рис. 1) характеризується відносним зміщенням осі циліндра щодо осі КВ [5]:

$$K_1 = \frac{a_1}{R}, \quad (1)$$

де  $a_1$  – відстань від осі циліндра до осі КВ, мм.

Для автомобільних ДВЗ значення відносного зміщення складає  $K_1 = 0,05 - 0,2$  [5], що дає абсолютні значення дезаксажу  $a_1 = 1,05 - 10$  мм.

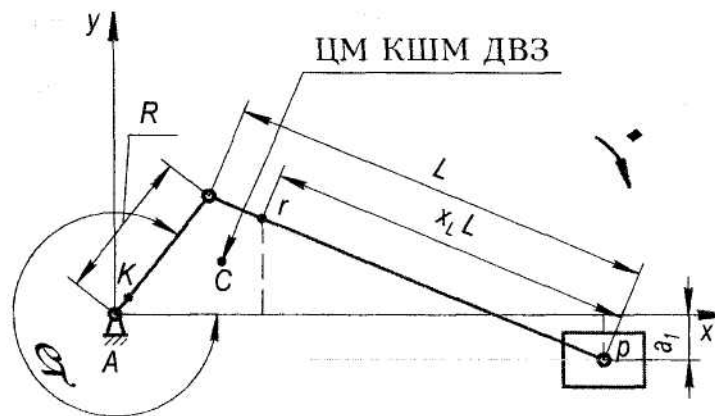


Рис. 1. Схема визначення ПМІ дезаксіального КШМ ДВЗ

З урахуванням [1] вирази координат ЦМ шатуна, поршневої групи та одного коліна КВ дезаксіального КШМ ДВЗ (рис. 1), мм:

$$\begin{cases} X_r = R \cos \varphi + L(1 - x_L) \sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L})^2} \\ Y_r = x_L L (\lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L}) - a_1 \\ X_p = R \cos \varphi + L \sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L})^2} \\ Y_p = -a_1 \\ X_k = kR \cos \varphi \\ Y_k = kR \sin \varphi \end{cases} \quad (2)$$

де  $\varphi$  – кут повороту КВ, ° п.к.в.

Відомо, що КШМ із зміщенням осі поршневого пальця відносно осі циліндра проти напрямку обертання КВ (рис. 2) характеризується відносним зміщенням осі пальця щодо осі КВ [5]:

$$K_2 = \frac{a_2}{D_n} \quad (3)$$

де  $a_2$  – зміщення осі поршневого пальця відносно осі циліндра, мм.

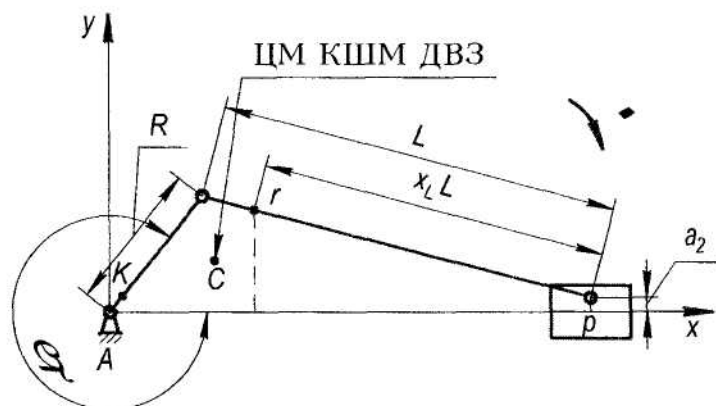


Рис. 2. Схема визначення ПМІ КШМ ДВЗ із зміщенням осі поршневого пальця

Для сучасних автотракторних ДВЗ значення відносного зміщення складає  $K_2 = 0,01 - 0,03$  [5], що дає абсолютні значення цього зміщення  $a_2 = 0,6 - 3$  мм.

Для спрощення аналізу припустимо, що ЦМ поршневої групи лежить на осі поршневого пальця.

Враховуючи (2), теорему Штейнера [10] та виконавши певні математичні перетворення, ПМІ дезаксіального КШМ відносно осі обертання КВ, можна визначити, кг·м<sup>2</sup>:

$$I = I_n + I_w + I_k + \frac{\pi D_n^2}{4} \left[ m_w \left[ \left( R \cos \varphi + L(1 - x_L) \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right)^2} \right)^2 + \left( x_L L \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right) - a_1 \right)^2 \right] + m_n \left[ \left( R \cos \varphi + L \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right)^2} + a_1 \right)^2 + m_k [(kR)^2] \right] \right] \quad (4)$$

де  $I_w$  - момент інерції (МІ) шатуна відносно осі, що проходить через його ЦМ, кг·м<sup>2</sup>;  
 $I_n$  - МІ поршневої групи відносно осі, що проходить через її ЦМ, кг·м<sup>2</sup>;  
 $I_k$  - МІ коліна вала без противаг відносно осі, що проходить через його ЦМ, кг·м<sup>2</sup>.

Аналіз (4) показав, що максимальне та мінімальне значення ПМІ КШМ із зміщенням осі поршневого пальця приймає: максимум при  $\varphi = 0 + 2n\pi$  рад., а мінімум при  $\varphi = \pi + 2n\pi$  рад. Отже, провівши певні математичні перетворення, коефіцієнт зміни МІ КШМ:

$$\delta_I = \frac{\pi D_n^2 R \sqrt{L^2 + a_1^2} [m_w(1 - x_L) + m_n]}{I_{cp}} \quad (5)$$

де  $I_{cp}$  - середнє значення ПМІ за період його зміни, кг·м<sup>2</sup>.

В результаті проведеного аналізу було встановлено, що максимальна відносна похибка визначення ПМІ дезаксіального КШМ за допомогою (4) відносно центрального [3] складає 4,57 % та має місце при максимально можливих значеннях: питомої маси шатуна  $m_w$ , питомої маси поршня  $m_n$ , питомої маси одного коліна КВ  $m_k$ , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda$ , діаметра поршня  $D_n$ , радіуса кривошипа  $R$ , відстані від осі циліндра до осі КВ  $a_1$  та мінімально можливих значеннях: відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L$ , відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг  $k$  (розрахунки наведені для значень  $I_w, I_n, I_k$ , обраних в [3]).

Ця похибка впливає на значення коефіцієнта зміни МІ КШМ  $\delta_I$ , а саме: максимальна відносна похибка визначення  $\delta_I$  за допомогою (5) та моделлю без дізаксажу [3] складає 0,06 %.

З урахуванням [1] вирази координат ЦМ шатуна, поршневої групи та одного коліна КВ КШМ ДВЗ зі зміщенням осі поршневого пальця (рис. 2), мм:

$$\begin{cases} X_r = R \cos \varphi + L(1 - x_L) \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2} \\ Y_r = x_L L \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right) + a_2 \\ X_p = R \cos \varphi + L \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2} \\ Y_p = a_2 \\ X_k = kR \cos \varphi \\ Y_k = kR \sin \varphi \end{cases} \quad (6)$$

Аналогічно, враховуючи (6), теорему Штейнера [10] ПМІ КШМ зі зміщенням осі поршневого пальця відносно осі обертання КВ, кг·м<sup>2</sup>:

$$I = I_n + I_w + I_k + \frac{\pi D_n^2}{4} \left[ m_w \left[ \left( R \cos \varphi + L(1-x_L) \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2} \right)^2 + \left( x_L L \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right) + a_2 \right)^2 \right] + m_n \left[ \left( R \cos \varphi + L \sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2} \right)^2 + a_2^2 \right] + m_k [(kR)^2] \right]. \quad (7)$$

В результаті аналізу (7) встановлено, що максимальне та мінімальне значення ПМІ КШМ з зміщенням осі поршневого пальця також приймає: максимум при  $\varphi = 0 + 2n\pi$  рад., а мінімум – при  $\varphi = \pi + 2n\pi$  рад. Коefіцієнт зміни МІ КШМ:

$$\delta_I = \frac{\pi D_n^2 R \sqrt{L^2 - a_2^2} [m_w(1-x_L) + m_n]}{I_{cp}}. \quad (8)$$

Отримано, що максимальна відносна похибка визначення ПМІ КШМ зі зміщенням осі поршневого пальця за допомогою (7) відносно центрального [3] складає 2,8 % та має місце при максимально можливих значеннях: питомої маси шатуна  $m_w$ , питомої маси поршня  $m_n$ , питомої маси одного коліна КВ  $m_k$ , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda$ , діаметра поршня  $D_n$ , радіуса кривошипа  $R$ , відстані від осі циліндра до осі поршневого пальця  $a_2$  та мінімально можливих значеннях: відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас шатуна  $x_L$ , відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг  $k$  (розрахунки наведені для значень  $I_w, I_n, I_k$ , обраних в [3]).

Ця похибка впливає на значення коefіцієнта зміни моменту інерції КШМ  $\delta_I$ , а саме, максимальна відносна похибка визначення  $\delta_I$  за допомогою (8) та моделлю без дезаксажу [3] складає 0,03 %.

При порівнянні виразів ПМІ аксіального, дезаксіального та зі зміщенням осі поршневого пальця КШМ можна побачити, що вони відрізняються лише радикалами та підкореновими виразами, відповідно  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ ,  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right)^2}$  та  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2}$ , у визначенні координат ЦМ  $X_p, Y_p, X_p$  та значеннями координат, відповідно  $Y_p = 0, Y_p = -a_1, Y_p = a_2$  (рис. 1–2).

В [2] було встановлено, що радикал  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$  фактично завжди дорівнює одиниці, а максимальне його відхилення від одиниці має місце при максимально можливому значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda = 0,3$ . Аналіз радикалів  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right)^2}$  та  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2}$  показав, що їх максимальне відхилення від одиниці має місце при максимально можливих значеннях відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda = 0,3$ , відносного зміщення  $K_1 = 0,2$  та  $K_2 = 0,03$ , діаметра поршня  $D_n = 100$  мм та радіуса кривошипа  $R = 50$  мм.

Можна побачити, що як  $\lambda$ , так і величини  $\frac{a_1}{L}$  та  $\frac{a_2}{L}$  враховують кінцеву довжину шатуна, оскільки радикали та підкореневі вирази при цьому дорівнюють 1. Максимальне відхилення значень радикалів  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ ,  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi + \frac{a_1}{L} \right)^2}$  та  $\sqrt{1 - \left( \lambda \sin \varphi - \frac{a_2}{L} \right)^2}$  від одиниці при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ складають відповідно 0,046, 0,067 та 0,052.

#### Висновки:

1. Отримано математичну модель зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням дезаксажу.
2. Встановлено, що дезаксаж впливає на величину приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння, порівняно з центральним

кривошипно-шатунним механізмом, при цьому максимальна відносна похибка складає 4,57 %. Це призводить до відносної похибки визначення коефіцієнта зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму  $\delta_I$  дезаксіального щодо аксіального в 0,06 %.

3. Зміщення поршневого пальця впливає на величину приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму, порівняно з центральним кривошипно-шатунним механізмом, з відповідною максимальною відносною похибкою 2,8 %. Це призводить до відносної похибки визначення коефіцієнта зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму  $\delta_I$  зі зміщенням осі поршневого пальця щодо центрального в 0,03 %.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згоряння // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – 2007. – № 6 (112). – С. 52–56.
2. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ. – 2007. – № 3 (42). – С. 17–24.
3. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Математичне моделювання зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ. – 2007. – № 4 (43). – С. 15–25.
4. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Врахування зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна при визначенні круглого моменту // Тези I науково-практичного семінару «Інноваційні технології в автомобільному транспорті». – ЖДТУ. – 2007. – С. 19–22.
5. *Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.* Автомобільні двигуни: Підручник. – 3-тє видання. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.
6. *Колчин А.И., Демидов В.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
7. *Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.* / Под ред. А.С. Орлана, М.Г. Круглова. Двигатели внутреннего сгорания: конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
8. *Байков Б.П., Баранов В.А., Ваншейдт В.А. и др.* Дизели. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1964. – 600 с.
9. *Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В.* Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168 с.
10. *Волькенштейн В.С.* Сборник задач по общему курсу физики. – 7-е изд., стереотипное. – М.: Наука, 1969. – 464 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 22.01.2008