

УДК 621.43

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.
А.В. Ільченко, к.т.н., доц.
В.О. Ломакін, аспір.

Житомирський державний технологічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Подальший розвиток отримала математична модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння від кута повороту колінчастого вала введенням центральних моментів інерції його деталей, розглянуто вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна на цю зміну та перевірено її адекватність.

Вступ. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Постановка проблеми. Необхідність дослідження зміни приведенного моменту інерції (МІ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) під час обертання його колінчастого вала (КВ), що призводить до зміни його крутного моменту (КМ), виникає при аналізі роботи ДВЗ. Зміна приведенного до осі КВ МІ всіх рухомих мас ДВЗ від кута повороту КВ досліджена в [1], але розроблена модель має ряд недоліків: розглянуто вплив лише абсолютних мас деталей КШМ, не враховано вплив відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ та не досліджено вплив масово-геометричних параметрів (МГП) КШМ на його приведенний МІ. На практиці при конструюванні ДВЗ вказаний МІ вважають постійним [2–6]. Деякі автори [4] розрізняють приведенний до осі обертання КВ МІ всіх рухомих мас ДВЗ як суму МІ маховика J_0 , МІ рухомих деталей та агрегатів ДВЗ J_d , МІ споживачів потужності J_n , МІ з'єднувальних пристроїв J_c . В [8, 9] показано як змінюється положення центра мас (ЦМ) КШМ ДВЗ під час обертання КВ, що викликає зміну МІ ДВЗ.

Зрозуміло, що при зміні МГП КШМ змінюється його МІ і як наслідок – КМ ДВЗ.

Вимірювання КМ ДВЗ проводять для визначення режимів та показників його роботи. Але багато існуючих безстендових методик вимірювання проводиться лише на певних режимах його роботи [7], не враховуються нерівномірність частоти обертання КВ та зміна приведенного МІ від кута повороту КВ [1].

У [8] в першому наближенні було розглянуто математичну модель, проаналізовану в пакеті Mathcad 2001, що дозволила дослідити зміну МІ центрального КШМ ДВЗ від його МГП: питомих масах шатуна $m_{ш}$, поршня m_n , одного коліна КВ m_k , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас шатуна x_L , відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k , діаметра поршня D_n . Був проаналізований КШМ, що має в своєму складі одне коліно КВ без противаг, шатун, поршневу групу.

В [9] у зазначену математичну модель було введено МГП КШМ ДВЗ в амплітуду зміни положення ЦМ a та середнє значення відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ за оберт b при визначенні відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ r . Встановлено, що на зміну положення ЦМ КШМ ДВЗ впливають лише питомі маси коліна КВ, шатуна та поршневої групи. З усіх МГП КШМ ДВЗ найвпливовішим на зміну положення ЦМ є відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ . Було визначено, що для забезпечення мінімальної зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ за оберт КВ необхідно максимально зменшувати питому масу шатуна, коліна КВ, збільшувати питому масу поршневої групи, приймати мінімально допустимі значення λ та максимально наближати ЦМ шатуна до шатунної шийки КВ, а коліно КВ сконструювати так, щоб його ЦМ лежав на осі його обертання.

Максимальна відносна похибка математичної моделі визначення відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ, що пропонується в [9], та виразом виду $r = a \cos\varphi + b$ складає 2,8 % за оберт.

В результаті проведеного аналізу та за даними [9] встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни амплітуди a та середнього за оберт значення відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ b найвпливовішим з МГП на зміну положення ЦМ КШМ ДВЗ є радіус кривошипа R .

Таким чином, стає можливим сформулювати **мету даного дослідження**: визначити зміну приведенного МІ КШМ ДВЗ залежно від його МГП та кута повороту КВ.

Викладення основного матеріалу. МІ тіла, якщо відомий його МІ відносно осі, що проходить через ЦМ відносно будь-якої паралельної осі, може бути визначений за формулою Штейнера [10], кг·м²:

$$I = m r^2 + I_0, \quad (1)$$

де I_0 – МІ тіла, відносно осі, що проходить через ЦМ, кг·м²,

m – маса тіла, кг,

r – відстань від осі обертання до центра мас тіла, м.

Розглянемо доданок mr^2 формули Штейнера в застосуванні його КШМ ДВЗ. Оскільки відомий закон зміни відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ r [9] та маса деталей КШМ, можна записати, кг·м²:

$$m r^2 = F_n (m_w + m_n + m_k) (a \cos \varphi + b)^2. \quad (2)$$

Враховуючи дані [8] та виконавши певні перетворення, кг·м²:

$$m r^2 = \left(\sqrt{\frac{\pi D_n^2}{4} (m_w + m_n + m_k) a \cos \varphi} + \sqrt{\frac{\pi D_n^2}{4} (m_w + m_n + m_k) b} \right)^2. \quad (3)$$

Очевидно, що вираз (3) можна представити у вигляді, кг·м²:

$$m r^2 = (c \cos \varphi + d)^2, \quad (4)$$

де c, d – коефіцієнти, $\sqrt{\text{кг} \cdot \text{м}}$,

φ – кут повороту КВ ДВЗ, °.

На основі [9] та (3) можна записати, $\sqrt{\text{кг} \cdot \text{м}}$:

$$c = \frac{1,25RD_n}{\sqrt{(m_w + m_n + m_k)}} \sqrt{(m_w + m_n)^2 - m_w x_L \frac{1}{L} (m_n + m_w + m_k k) + m_k k (m_w + m_n)};$$

$$d = \frac{0,87D_n}{\sqrt{m_w + m_n + m_k}} \sqrt{L^2 (m_w + m_n)^2 - 2m_w L x_L (m_w + m_n) + m_w^2 x_L^2 - R^2 ((m_w + m_n)^2 - m_k^2 k^2) + m_w x_L \frac{R^2}{L} (m_w + m_n + m_k k)}. \quad (5)$$

Вираз для визначення mr^2 , враховуючи [9] та маси деталей КШМ, буде мати вигляд, кг·м²:

$$mr^2 = \frac{0,79D_n^2}{(m_w + m_n + m_k)} \left(2R^2 \cos^2 \varphi (m_w^2 + m_n^2 + m_w m_n - m_w m_n x_L \frac{1}{L} - m_w^2 x_L \frac{1}{L} - m_w m_k x_L k \frac{1}{L} + m_w m_k k + m_w m_n + m_n m_k k) + 2(m_w m_n L^2 - m_w^2 L x_L - m_w m_n L x_L - m_w m_n R^2 + m_w m_n x_L \frac{R^2}{L} + m_w^2 x_L \frac{R^2}{L} + m_w m_k x_L k \frac{R^2}{L}) + m_w^2 x_L^2 + m_n^2 L^2 + m_w^2 L^2 + m_k^2 R^2 k^2 - m_w^2 R^2 - m_n^2 R^2 + 2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \cdot (2m_w m_n R L \cos \varphi - m_w^2 x_L R \cos \varphi + m_n m_k L R \cos \varphi + m_n^2 L R \cos \varphi + m_w m_k L R \cos \varphi - m_w m_n x_L R \cos \varphi + m_w^2 L R \cos \varphi - m_w m_k k x_L R \cos \varphi) \right). \quad (6)$$

З (5) видно, що значення коефіцієнта c не залежать від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , а суттєвий вплив на нього чинить саме радіус кривошипа R та діаметр поршня D_n , а на коефіцієнт d найсуттєвіший вплив чинить діаметр поршня D_n .

В результаті досліджень значень mr^2 при всіх можливих МГП КШМ ДВЗ було встановлено, що максимальна відносна похибка при визначенні його за допомогою (4) та (5) відносно виразу (6) складає 0,03 %. Отже вирази (4) та (5) еквівалентні виразу (6), але є більш простими для аналізу.

Дослідимо вплив МГП КШМ ДВЗ, що входять в (5), на коефіцієнти c та d окремо від кожного параметра за умови, що інші параметри приймають середні значення (рис. 1–3).

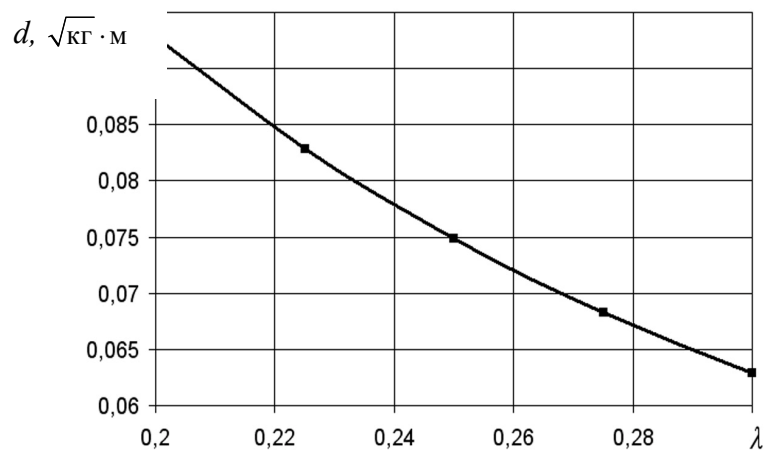


Рис. 1. Залежність коефіцієнта d від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ

Аналізуючи (5), було встановлено, що коефіцієнти c та d незначно залежать від питомої маси шатуна $m_{ш}$, питомої маси поршня m_n , питомої маси одного коліна КВ m_k , відносної відстані від осі пальця до центра мас шатуна x_L , відносної відстані від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг k .

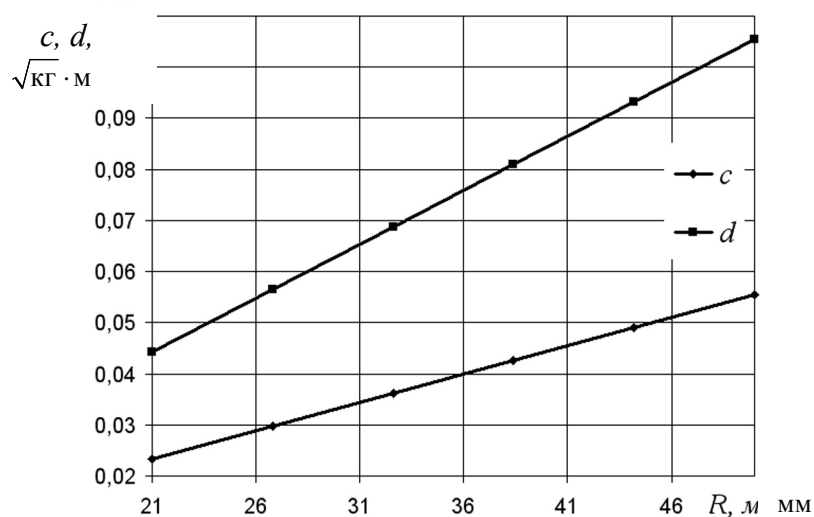


Рис. 2. Залежність коефіцієнтів c та d від радіуса кривошипа R

З рис. 1–3 видно, що на коефіцієнт d впливає зміна відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ ($d = 0,063\text{--}0,093 \sqrt{\text{кг}} \cdot \text{м}$), радіус кривошипа R ($d = 0,044\text{--}0,105 \sqrt{\text{кг}} \cdot \text{м}$) та діаметр поршня D_n ($d = 0,056\text{--}0,094 \sqrt{\text{кг}} \cdot \text{м}$). Коефіцієнт c змінюється при зміні радіуса кривошипа R ($c = 0,023\text{--}0,055 \sqrt{\text{кг}} \cdot \text{м}$) та діаметра поршня D_n ($c = 0,03\text{--}0,05 \sqrt{\text{кг}} \cdot \text{м}$). Також можна побачити, що коефіцієнти c, d змінюються майже лінійно при зміні МГП КШМ ДВЗ в їх заданому діапазоні (табл. 1).

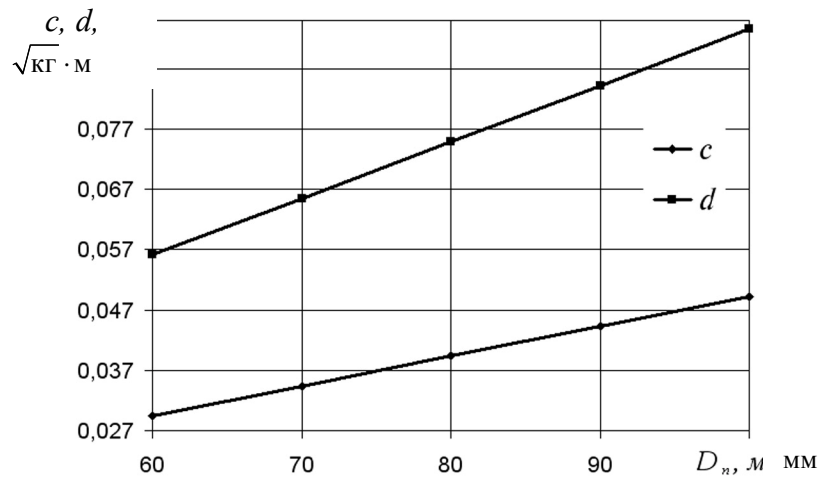


Рис. 3. Залежність коефіцієнтів c та d від діаметра поршня D_n

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни коефіцієнтів c та d найвпливовішими з МГП КШМ ДВЗ на них параметрами є радіус кривошипа R та діаметр поршня D_n .

В (1) другий доданок I_0 – МІ КШМ ДВЗ відносно осі, що проходить через його ЦМ. Оскільки відомі координати ЦМ КШМ ДВЗ X_C, Y_C [9] та координати ЦМ поршневої групи X_n, Y_n , шатуна X_w, Y_w , коліна вала X_k, Y_k [8], знаючи вираз для визначення відстані між двома точками [11] та враховуючи (1), можна визначити МІ КШМ ДВЗ відносно осі, що проходить через його ЦМ, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_0 = I_w + I_n + I_k + 0,79D_n^2 \begin{bmatrix} \left((X_C - X_w)^2 + (Y_C - Y_w)^2 \right) m_w + \\ \left((X_C - X_n)^2 + (Y_C - Y_n)^2 \right) m_n + \\ \left((X_C - X_k)^2 + (Y_C - Y_k)^2 \right) m_k \end{bmatrix}. \quad (7)$$

МІ поршневої групи, шатуна, коліна вала відносно їх ЦМ для конкретного двигуна є постійними величинами. Розглянемо вплив МГП КШМ ДВЗ на частину виразу (7) в квадратних дужках, яка змінюється залежно від кута повороту КВ ДВЗ [8, 9]. Було встановлено, що мінімальна абсолютна зміна МІ КШМ ДВЗ відносно осі, що проходить крізь ЦМ, відбувається при мінімальній питомій масі шатуна m_w , мінімальній питомій масі поршня m_n , максимальному значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , максимальній відносній відстані від осі пальця до ЦМ шатуна x_L , максимальній відносній відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k , мініимальному діаметрі поршня D_n та радіусі кривошипа R . На жаль ці умови не співпадають з мінімальною абсолютною зміною виразу m^2 в (4).

Отже необхідна математична модель, що дозволить аналізувати зміну МІ КШМ ДВЗ відносно осі обертання КВ не частинами виразу (1), а повністю. Для цього розглянемо МІ відносно осі обертання КВ КШМ як суму МІ її елементів відносно тієї ж осі, застосувавши (1), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I = I_w + I_n + I_k + 0,79D_n^2 \begin{bmatrix} \left(X_w^2 + Y_w^2 \right) m_w + \left(X_n^2 + Y_n^2 \right) m_n + \\ \left(X_k^2 + Y_k^2 \right) m_k \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Вираз (8), враховуючи [8, 9], та виконавши певні перетворення, можна представити у вигляді, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I = I_w + I_n + I_k + 0,79D_n^2 \cdot \begin{pmatrix} 2R^2 \cos^2 \varphi \left(m_n + m_w - m_w \frac{x_L}{L} \right) - R^2 \left(m_n + m_w - 2 \frac{x_L}{L} - k^2 m_k \right) + \\ L^2 (m_n + m_w) - 2Lx_L m_w + m_w x_L^2 + 2R \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \cdot \\ \left(L(m_n + m_w) - m_w x_L \right) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Щоб зрозуміти, як змінюється приведений МІ КШМ відносно осі обертання КВ, вираз (9) можна представити, знехтувавши радикалом $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ [9], у вигляді, кг·м²:

$$I = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_w + I_n + I_k, \tag{10}$$

де

$$A = 0,79D_n^2 R^2 \left(2m_n + 2m_w - 2m_w \frac{x_L}{L} \right), \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$B = 1,57D_n^2 R(L(m_n + m_w) - m_w x_L), \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$C = 0,79D_n^2 \left(-R^2(m_n + m_w - 2\frac{x_L}{L} - k^2 m_k) + L^2(m_n + m_w) - 2Lx_L m_w + m_w x_L^2 \right), \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Розглянемо вплив МГП КШМ ДВЗ на коефіцієнти A, B, C (рис. 4–8). З (10) видно, що коефіцієнти A, B не залежать від питомої маси коліна вала m_k та відносної відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k , а коефіцієнт A не залежить від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ .

В результаті аналізу (10) було встановлено, що в межах зміни питомої маси шатуна m_w та відносної відстані від осі пальця до центра мас шатуна x_L коефіцієнти A, B, C майже не змінюються. Коефіцієнт C фактично не залежить від питомої маси коліна вала m_k .

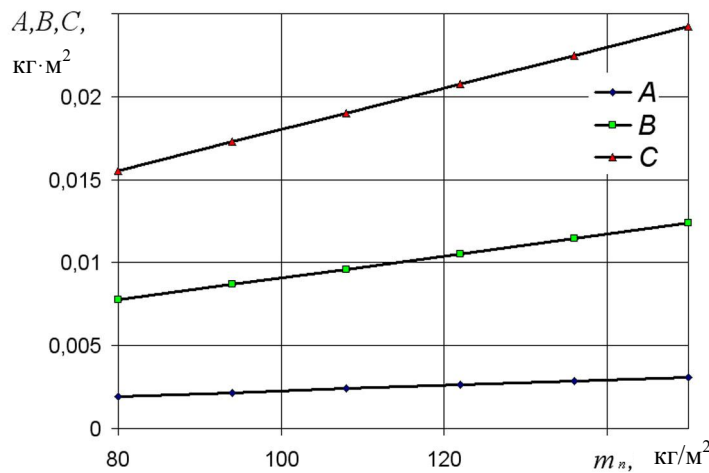


Рис. 4. Залежність коефіцієнтів A, B, C від питомої маси поршня m_n

З рис. 4 видно, що коефіцієнти A, B, C змінюються, а саме: A в межах 0,0019–0,0031 кг·м² (в 1,6 раза) при зміні питомої маси поршня m_n , коефіцієнт B в межах 0,0078–0,012 кг·м² (в 1,5 раза) при зміні питомої маси поршня m_n , а коефіцієнт C в межах $C = 0,016$ – $0,024$ кг·м² (в 1,5 раза) при зміні питомої маси поршня m_n .

З рис. 5–8 видно, що коефіцієнт A змінюється при зміні радіуса кривошипа R в межах $A = 0,0007$ – $0,0038$ кг·м², та діаметра поршня D_n ($A = 0,0011$ – $0,003$ кг·м²), коефіцієнт B змінюється при зміні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ ($B = 0,0084$ – $0,013$ кг·м²), радіуса кривошипа R ($B = 0,0027$ – $0,0153$ кг·м²) та діаметра поршня D_n ($B = 0,0044$ – $0,012$ кг·м²) коефіцієнт C незначно залежить від відносної відстані від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг k ($C = 0,0195$ – $0,0209$ кг·м²), але суттєво залежить від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ ($C = 0,015$ – $0,029$ кг·м²), радіуса кривошипа R ($C = 0,0079$ – $0,028$ кг·м²) та діаметра поршня D_n ($C = 0,0106$ – $0,023$ кг·м²).

З рис. 4–8 видно, що коефіцієнти A, B, C змінюються майже лінійно при зміні МГП КШМ ДВЗ в їх заданому діапазоні (табл. 1).

кг·м²

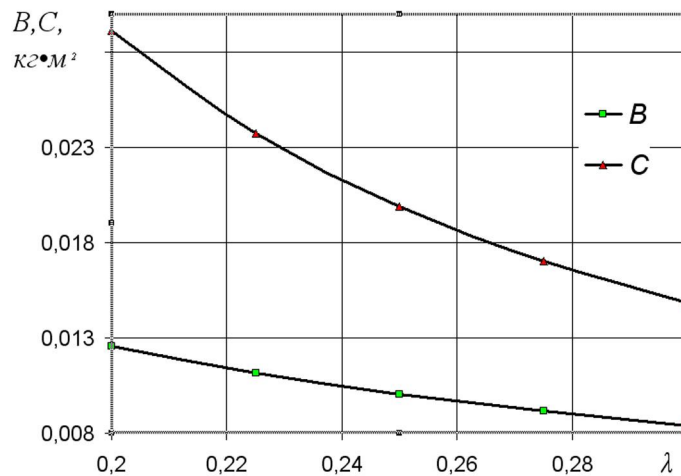


Рис. 5. Залежність коефіцієнтів B, C від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ

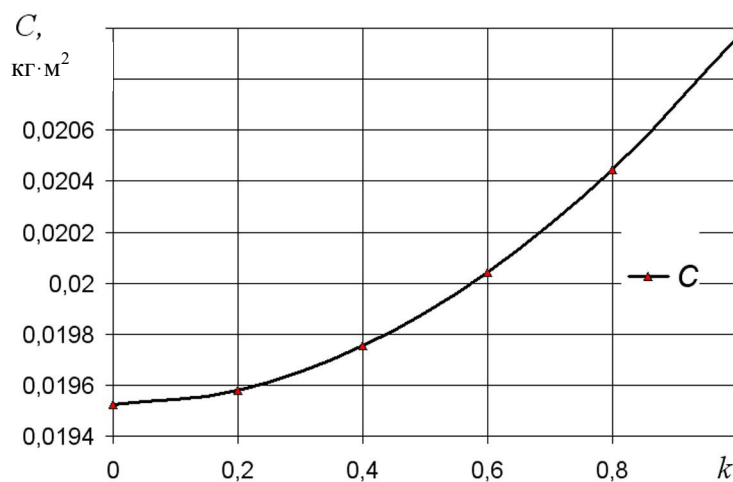


Рис. 6. Залежність коефіцієнта C від відносної відстані між віссю KB та ЦМ одного коліна вала без противаг k

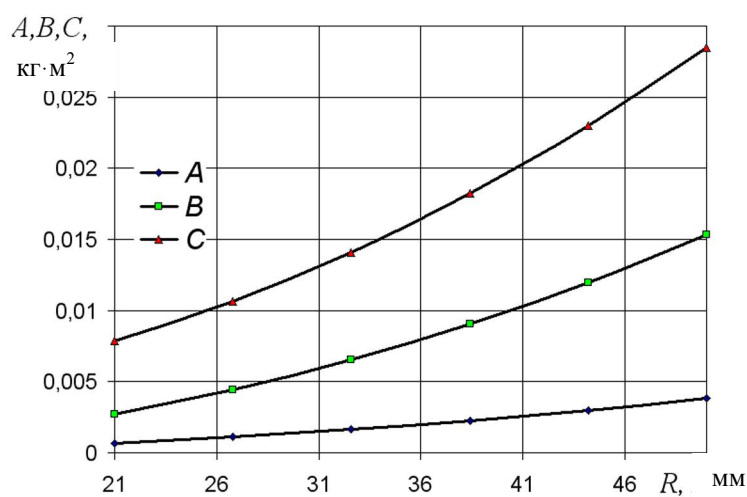


Рис. 7. Залежність коефіцієнтів A, B, C від радіуса кривошипа R

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни коефіцієнтів A, B, C найвпливовішими параметрами є: відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , радіус кривошипа R та відносна відстань від осі пальця до центра мас шатуна x_L .

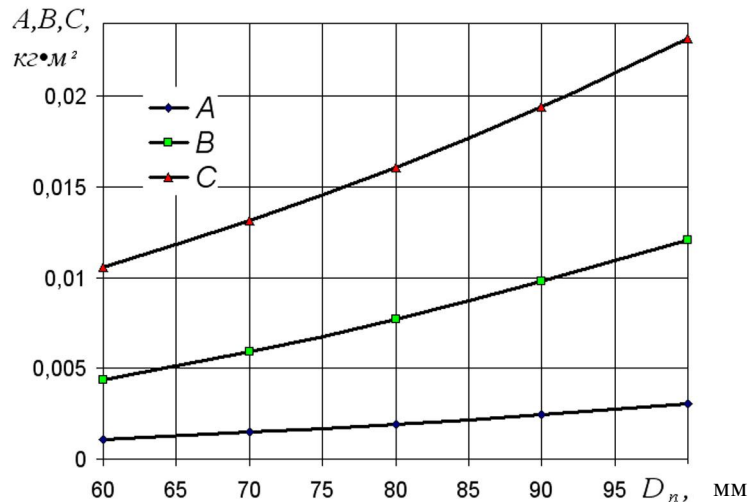


Рис. 8. Залежність коефіцієнтів A, B, C від діаметра поршня D_n

Залежності коефіцієнтів c, d, A, B, C (рис. 1–8) від МГП КШМ ДВЗ були апроксимовані, що дозволяє встановлювати вплив вказаних МГП на їх значення (табл. 1).

Таблиця 1

Залежність коефіцієнтів c, d, A, B, C від МГП КШМ ДВЗ при лінійному наближенні

Параметр	Формула коефіцієнта	Одиниця вимірювання	Достовірність апроксимації, R^2
1	2	3	4
Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ	$d = -0,2967\lambda + 0,1505$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$B = -0,0417\lambda + 0,0207$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$C = -0,01407\lambda + 0,0561$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,97
Відносна відстань від осі пальця до ЦМ шатуна x_L	$c = -0,0194x_L + 0,0539$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$d = -0,0602x_L + 0,12$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$A = -0,0025x_L + 0,0044$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$B = -0,0099x_L + 0,0175$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
Діаметр поршня D_n , мм	$C = -0,0074x_L + 0,0255$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$c = 0,0005D_n + 1\cdot 10^{-15}$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$d = 0,0009D_n + 7\cdot 10^{-16}$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$A = 5\cdot 10^{-5}D_n - 0,0019$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$B = 0,0002D_n - 0,0075$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
Маса поршневої групи з алюмінієвого сплаву m_n , $\text{кг}/\text{м}^2$	$C = 0,0003D_n - 0,0088$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$c = 0,0001m_n + 0,023$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$d = 0,0004m_n + 0,0339$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$A = 5\cdot 10^{-5}m_n + 0,0006$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$B = 7\cdot 10^{-5}m_n + 0,0025$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
Маса шатуна $m_{ш}$, $\text{кг}/\text{м}^2$	$C = 0,0001m_n + 0,0057$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$c = 4\cdot 10^{-5}m_{ш} + 0,0328$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$d = 5\cdot 10^{-5}m_{ш} + 0,0668$	$\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}}$	1
	$A = 4\cdot 10^{-6}m_{ш} + 0,0019$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$B = 2\cdot 10^{-5}m_{ш} + 0,0076$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$C = 1\cdot 10^{-5}m_{ш} + 0,018$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1

Закінчення табл. 1

1	2	3	4
Маса неврівноваженої частини одного коліна вала без противаг m_k , $\text{кг}/\text{м}^2$	$c = -2\cdot 10^{-5}m_k + 0,0423$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$d = -7\cdot 10^{-5}m_k + 0,0864$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
	$C = 2\cdot 10^{-6}m_k + 0,0195$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1
Радіус кривошипа R , мм	$c = 0,0011R - 2\cdot 10^{-16}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1

	$d = 0,0021R - 3 \cdot 10^{-16}$	кг·м ²	1
	$A = 0,0001R - 0,0018$	кг·м ²	1
	$B = 0,0004R - 0,0071$	кг·м ²	1
	$C = 0,0007R - 0,0082$	кг·м ²	1
Відносна відстань від осі обертання КВ пальця до ЦМ коліна вала k	$c = 0,0098k + 0,0343$	кг·м ²	1
	$d = 0,0067k + 0,0718$	кг·м ²	1
	$C = 0,0014k + 0,0193$	кг·м ²	0,92

Для перевірки математичної моделі (10) було проведено комп'ютерне дослідження процесу зміни МІ КШМ ДВЗ за допомогою системи КОМПАС-3D V8 [12], в якій було створено КШМ, що складається з одного коліна КВ, шатуна та поршневої групи (рис. 9). Визначено поточні значення МІ КШМ ДВЗ відносно осі обертання КВ I з кроком 5° повороту КВ.

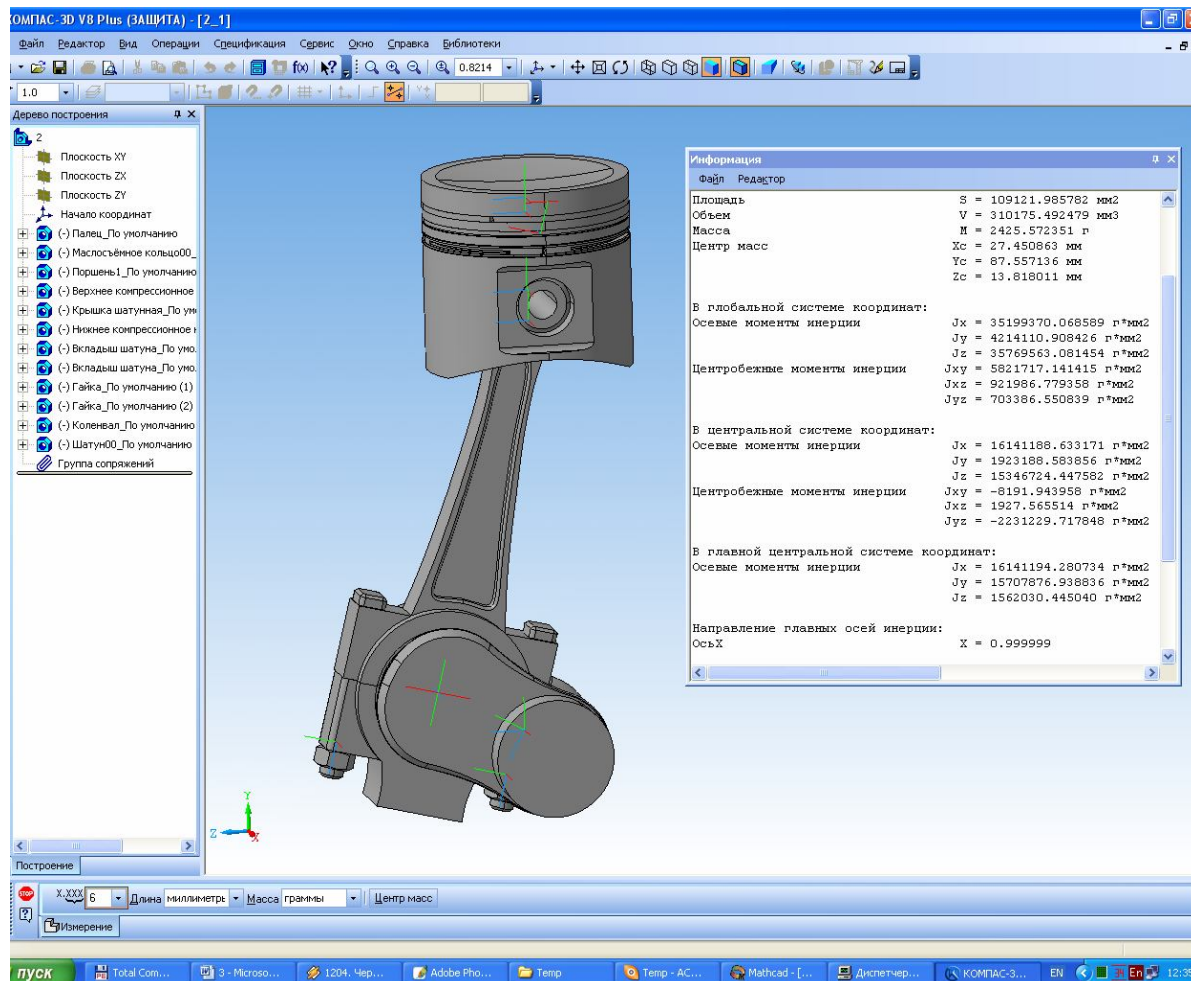


Рис. 9. Дослідження процесу зміни приведенного МІ КШМ ДВЗ

Проаналізований КШМ має такі параметри: радіус кривошипа $R = 40$ мм, питома маса шатуна $m_{ш} = 176,1$ кг/м², питома маса поршня $m_n = 111$ кг/м², питома маса одного коліна КВ без противаг $m_k = 184,1$ кг/м², відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,286$, відносна відстань від осі пальця до ЦМ шатуна $x_L = 0,75$, відносна відстань від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг $k = 0,59$, діаметр поршня $D_n = 70$ мм, МІ відносно осі, що проходить через ЦМ шатуна $I_{ш} = 2,75 \cdot 10^{-3}$ кг·м², поршневої $I_n = 2,55 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та коліна ваг без противаг $I_k = 4,39 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

Порівнявши результати, визначенні за допомогою системи КОМПАС-3D V8 та математичної моделі (10), враховуючи, що ЦМ поршневої групи не лежить на осі поршневого пальця, було встановлено, що максимальна відносна похибка склала 0,25 %. Це дає змогу стверджувати про адекватність (10) та засобів КОМПАС-3D V8 для визначення МІ КШМ ДВЗ.

Аналізуючи (10), можна побачити, що МІ має екстремуми при $\varphi = 0 + n\pi$ рад., та при $\varphi = \arccos\left(\frac{B}{2A}\right) + 2n\pi$ рад. ($n = 1, 2, 3\dots$). Але враховуючи, що при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ вираз $\frac{B}{2A}$ завжди більший за одиницю, функція (10) має екстремуми при $\varphi = 0 + n\pi$ рад.: максимум при $\varphi = 0 + 2n\pi$ рад., а мінімум при $\varphi = \pi + 2n\pi$ рад. Провівши певні перетворення, коефіцієнт зміни МІ КШМ ДВЗ δ_I [8] можна представити у вигляді:

$$\delta_I = \frac{2B}{\sum_{i=0}^j (A \cos^2 \varphi_i + B \cos \varphi_i) + C + I_{ш} + I_n + I_k}, \quad (11)$$

де j – кількість значень кута повороту КВ за період його зміни.

Оскільки невідома залежність МІ деталей КШМ відносно осей, що проходять через їх ЦМ від МГП КШМ ДВЗ, аналізуючи (11), можна побачити, що збільшення суми $I_{ш} + I_n + I_k$ призводить лише до зменшення коефіцієнта зміни МІ КШМ ДВЗ δ_I . При збільшенні маси та розмірів елементів КШМ збільшується його МІ і як наслідок змінюється КМ ДВЗ. Отже при аналізі впливу МГП КШМ ДВЗ на коефіцієнт зміни МІ КШМ ДВЗ δ_I поки що не будемо враховувати вплив суми $I_{ш} + I_n + I_k$.

Проаналізувавши вираз (11) при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ, було встановлено, що коефіцієнт зміни МІ КШМ ДВЗ δ_I приймає мінімальне значення 0,82 (без врахування суми $I_{ш} + I_n + I_k$) при максимально можливому значенні питомої маси поршневої m_n та коліна вала m_k , мінімально можливому значенні питомої маси шатуна $m_{ш}$, мінімально можливому значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , максимально можливій відносній відстані від осі пальця до ЦМ шатуна x_L та відносній відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг, та не залежить від діаметра поршня D_n та радіуса кривошипа R [8].

Також було встановлено, що коефіцієнт зміни МІ КШМ ДВЗ δ_I приймає максимальне значення 1,52 (без врахування суми $I_{ш} + I_n + I_k$) при мінімально можливому значенні питомої маси поршневої m_n та коліна вала m_k , максимально можливому значенні питомої маси шатуна $m_{ш}$, максимально можливому значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , мінімально можливій відносній відстані від осі пальця до ЦМ шатуна x_L та відносній відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг (коли ЦМ вала лежить на осі обертання), і також не залежить від діаметра поршня D_n та радіуса кривошипа R .

Остаточний закон зміни приведенного МІ КШМ ДВЗ, враховуючи основний закон динаміки обертового руху [10], можна записати вираз для визначення моменту сил, прикладених до КШМ, Нм:

$$M = (A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k) \varepsilon - \omega^2 \sin \varphi (2A \cos \varphi + B), \quad (12)$$

де ω – кутова швидкість КВ, c^{-1} ,
 ε – кутове прискорення КВ, c^{-2} .

Висновки:

1. Удосконалено математичну модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згорання з врахуванням центральних моментів інерції його деталей та перевірено її адекватність за допомогою системи КОМПАС-3D V8. Максимальна відносна похибка за оберт склала 0,25 %.

2. Встановлено, що для забезпечення мінімального значення коефіцієнта зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму відносно осі обертання колінчастого вала необхідно максимально зменшувати питому масу шатуна та відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, максимально збільшувати питому масу коліна колінчастого вала та поршневої групи, максимально наближати центр мас шатуна до шатунної шийки колінчастого вала, а коліно колінчастого вала сконструювати так, щоб його центр мас лежав якнайдалі від осі його обертання.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Савустьянов В.В. Исследование динамических процессов в карданных передачах тяжелых мотоциклов: Дис... канд. техн. наук. – Киев, 1982.

2. *Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.* Автомобільні двигуни: Підручник. – 3-тє видання. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.
3. *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.
4. *Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.* / Под ред. А.С. Орлина, 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.
5. *Байков Б.П., Баранов В.А., Ваншейдт В.А., Воронов И.П. и др.* Дизели: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1964. – 600 с.
6. *Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В.* Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ. 2004. – 168 с.
7. Патент РФ № 2005 107 830А, МПК G01L 3/00. Способ определения крутящего момента автомобильного двигателя на неустановившихся режимах работы и устройство для его осуществления / И.Н. Бурдинский. – № 2005107830/28; Заявл. 21.03.2005; Опубл. 10.09.2006, Бюл. № 25.
8. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згорання // Вісник Східноукраїнського державного університету. – 2007. – № 6 (112). – С. 52–56.
9. *Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О.* Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання // Вісник ЖДТУ. – 2007. – № 3 (42). – С. 17–24.
10. *Волькенштейн В.С.* Сборник задач по об щему курсу физики. – 7-е изд., стереотипное. – М.: Наука, 1969. – 464 с.
11. *Пастушенко С.М., Підченко Ю.П.* Вища математика: Довідник для студентів вищих навч. Закладів: Навч. посібник. – 4-е вид. – К.: Діал., 2006. – 464 с.
12. КОМПАС-3D V8. Руководство пользователя. – Т. 3. – ЗАО АСКОН, 2005. – 316 с.

ГРАБАР Іван Григорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем, проректор з наукової роботи Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- міцність конструкцій;
- нелінійні явища та моделі;
- синергетика;
- нові технології;
- прискорені сертифікаційні дослідження в умовах складного тепературно-силового навантаження.

ІЛЬЧЕНКО Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем.

Наукові інтереси:

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

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.

Подано 16.09.2007