

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

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІНИ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРА МАС
КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ
ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Отримала подальший розвиток математична модель зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння, розглянуто вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна на цю зміну.

Вступ. Аналіз процесу зміни положення центра мас двигуна внутрішнього згоряння, постановка задачі дослідження. Необхідність дослідження зміни положення центра мас (ЦМ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) під час обертання його колінчастого вала (КВ), що призводить до зміни приведенного до осі КВ моменту інерції ДВЗ, та, відповідно, його крутного моменту, очевидна. Зміна приведенного до осі КВ моменту інерції всіх рухомих мас ДВЗ від кута повороту його КВ досліджена в [1], але в практиці при конструюванні ДВЗ вказаний момент інерції вважають постійним [2–5]. Деякі автори [4] розрізняють приведенний до осі обертання КВ момент інерції всіх рухомих мас ДВЗ як суму моменту інерції маховика J_0 , моменту інерції рухомих деталей та агрегатів ДВЗ J_∂ , моменту інерції споживачів потужності J_n , моменту інерції з'єднувальних пристроїв J_c . Зміну моменту інерції всіх рухомих мас ДВЗ під час обертання КВ викликає конструкція КШМ внаслідок зміни положення його ЦМ.

Вимірювання крутного моменту ДВЗ проводять для визначення режимів його роботи, характеристик, електронного керування, під час діагностування тощо. Але в існуючих безтендових методиках вимірювання проводяться лише на певних режимах його роботи [6], не враховуються нерівномірність частоти обертання КВ та зміна приведенного моменту інерції від кута повороту КВ [1].

Задачею даного дослідження є визначення положення ЦМ КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів (МГП) та кута повороту КВ, що дозволяє визначати відповідні миттєві значення моменту інерції КШМ ДВЗ.

В роботі [7] в першому наближенні була розглянута математична модель, реалізована в пакеті Mathcad 2001, що дозволила дослідити зміну моменту інерції центрального КШМ ДВЗ від його МГП, взаємозв'язок яких наведений в табл. 1. Був проаналізований КШМ, що має в своєму складі одне коліно КВ радіуса $R = 40$ мм без противаг, шатун, поршневу групу.

Таблиця 1

Основні МГП КШМ ДВЗ [3]

Назва	Позначення	Формула	Діапазон значень
1	2	3	4
Відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна L	λ	$\lambda = \frac{R}{L}$	0,2–0,3
Відносна відстань від осі пальця до центра мас шатуна	x_L	$x_L = (0,7–0,8)L$, мм	–
Хід поршня	S	$S = 2 \cdot R$, мм	–
Діаметр поршня	D_n	–	$D_n = 60–100$ мм*
Відношення ходу поршня S до його діаметра D_n	S/D_n	–	$S/D_n = 0,7–1$ *
Площа поршня	F_n	$F_n = \pi D_n^2/4$, м ²	–
Маса поршневої групи з алюмінієвого сплаву	m_n	–	$m_n = (80–150)F_n$, кг*

Закінчення таблиці 1

1	2	3	4
Маса шатуна	$m_{ш}$	–	$m_{ш} = (100–200)F_n$, кг*
Маса нерівноваженої частини одного коліна вала	m_k	–	$m_k = (150–200)F_n$, кг*

без противаг**			
----------------	--	--	--

Примітки: * для карбюраторного двигуна;

** для сталевго кованого вала з суцільними шийками.

В результаті аналізу числових значень відстаней від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ r встановлено, що вони змінюються за законом [7], який може бути представлений у вигляді, мм:

$$r = a \cos \varphi + b = \sqrt{(a \cos \varphi)^2 + b^2 + 2ab \cos \varphi}, \quad (1)$$

де a – амплітуда (відстані від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ r), мм;

φ – кут повороту КВ ДВЗ, град.;

b – зміщення вздовж осі ординат (в заданій системі координат), мм.

Залежність (1) була виявлена апроксимацією значень відстаней від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ r з коефіцієнтом кореляції 0,99.

Математична модель, за якою обчислюється відстань від осі обертання КВ до ЦМ КШМ ДВЗ r , яка являє собою застосування теореми Піфагора при відомих значеннях величин координат ЦМ КШМ X_C, Y_C [7], враховуючи дані табл. 1, мм:

$$X_C = \frac{1}{m_w + m_n + m_k} \left(\begin{array}{l} m_w (R \cos \varphi + (L - x_L) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) + \\ + m_n (R \cos \varphi + L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) + m_k k R \cos \varphi \end{array} \right), \quad (2)$$

$$Y_C = \frac{1}{m_w + m_n + m_k} (m_w R x_L \lambda \sin \varphi + m_k k R \sin \varphi),$$

де k – відносна відстань від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг $k = (0-1)R$, мм.

З (2) видно, що на положення ЦМ КШМ ДВЗ впливають лише питомі маси поршневої групи m_n , шатуна m_w та коліна КВ без противаг m_k , а з геометричних показників – радіус кривошипа R , довжина шатуна L , відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна x_L , відстань від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг m_k та відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ . З урахуванням (2), (1) можна записати, мм:

$$\begin{aligned} r = & \frac{1}{m_w + m_n + m_k} \cdot (m_w^2 R^2 \cos^2 \varphi - 2m_w^2 L x_L + 2m_w L^2 m_n - 2m_w x_L m_n L + \\ & + m_n^2 R^2 \cos^2 \varphi + m_w^2 x_L^2 + m_n^2 L^2 + m_w^2 L^2 + m_k^2 \frac{R^2}{k^2} - m_w^2 L^2 \lambda^2 + m_w^2 L^2 \lambda^2 \cos^2 \varphi - \\ & - m_n^2 L^2 \lambda^2 + m_n^2 L^2 \lambda^2 \cos^2 \varphi - 2m_w L^2 m_n \lambda^2 + 2m_w L^2 m_n \lambda^2 \cos^2 \varphi + 2m_w x_L m_n L \lambda^2 - \\ & - 2m_w x_L m_n L \lambda^2 \cos^2 \varphi + 2m_w^2 L x_L \lambda^2 - 2m_w^2 L x_L \lambda^2 \cos^2 \varphi + 2m_w x_L \lambda m_k k R - \\ & - 2m_w x_L \lambda m_k k R \cos^2 \varphi + 2m_w R^2 \cos^2 \varphi \frac{m_k}{k} + 4m_w R \cos \varphi m_n L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \\ & - 2m_w^2 R x_L \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + 2m_w L m_k k R \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \\ & + 2m_w R^2 m_n \cos^2 \varphi + 2m_n^2 R \cos \varphi L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + 2m_n R^2 m_k k \cos^2 \varphi + \\ & + 2m_w L m_k k R \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - 2m_w x_L m_n R \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \\ & + 2m_w^2 R L \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - 2m_w x_L m_k k R \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi})^{1/2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Порівнявши (1) та (3), можна встановити, що їх відрізняє радикал $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$, але він при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ (табл. 1) фактично дорівнює одиниці, тому ним можна знехтувати. З (1) та (3) можна зробити висновок, мм:

$$a = \left(\begin{array}{l} \frac{1}{(m_w + m_n + m_k)^2} \cdot (m_w^2 R^2 + m_n^2 R^2 + m_w^2 L^2 \lambda^2 + m_n^2 L^2 \lambda^2 + 2m_w L^2 m_n \lambda^2 - \\ - 2m_w x_L m_n L \lambda^2 - 2m_w^2 L x_L \lambda^2 - 2m_w x_L \lambda m_k R k + 2m_w R^2 m_k k + 2m_w R^2 m_n + \\ + 2m_n R^2 m_k k) \end{array} \right)^{1/2}, \quad (4)$$

$$b = \left(\frac{1}{(m_w + m_n + m_k)^2} \cdot (-2m_w^2 L x_L + 2m_w L^2 m_n - 2m_w x_L m_n L + m_w^2 x_L^2 + m_n^2 L^2 + m_w^2 L^2 + m_k^2 R^2 k^2 - m_w^2 L^2 \lambda^2 - m_n^2 L^2 \lambda^2 - 2m_w L^2 m_n \lambda^2 + 2m_w x_L m_n L \lambda^2 + 2m_w^2 L x_L \lambda^2 + 2m_w x_L \lambda m_k k R) \right)^{1/2}$$

За визначенням відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , (4) можна записати у вигляді, мм:

$$a = \frac{R\sqrt{2}}{m_w + m_n + m_k} \cdot \sqrt{(m_w + m_n)^2 - m_w x_L \frac{1}{L} (m_n + m_w + m_k Rk) + m_k Rk (m_w + m_n)},$$

$$b = \frac{1}{m_w + m_n + m_k} \cdot \sqrt{(-2m_w L x_L (m_w + m_n) + L^2 (m_w + m_n)^2 + m_w^2 x_L^2 - R^2 ((m_w + m_n)^2 - m_k^2 k^2) + 2m_w x_L \frac{R^2}{L} (m_w + m_n + m_k k))}$$
(5)

З (5) видно, що значення амплітуди a не залежать від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , а суттєвий вплив на неї має саме радіус кривошипа R .

Вирази (1) та (3) не можуть бути приведеними один до одного остаточно внаслідок відсутності в (3) доданку $2ab \cos \varphi$, навіть при нехтуванні радикалом $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$. Максимальна відносна похибка (1) та (3), враховуючи (5), для всіх можливих МГП КШМ ДВЗ складає 2,8 % за оберт КВ.

Досліджено вплив МГП КШМ ДВЗ, що входять в (3) та (5) (рис. 1–6), на величини амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b .

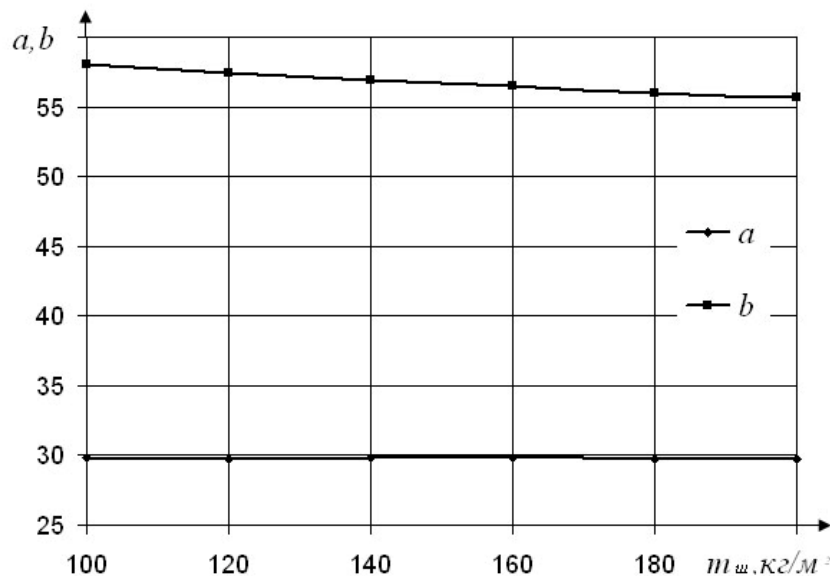


Рис. 1. Залежність амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b від питомої маси шатуна m_w

З рис. 1–3 видно, що амплітуда a фактично не залежить від питомої маси шатуна m_w , змінюється в межах 29,7–29,9 мм, суттєвіший вплив на неї чинить питома маса поршня m_n ($a = 27$ – $32,1$ мм) та питома маса коліна вала без противаг m_k , ($a = 28,7$ – 31 мм). Має місце вплив на зміщення вздовж осі ординат b питомої маси шатуна m_w , ($b = 55,7$ – $58,1$ мм), питомої маси поршня m_n ($b = 49,1$ – $63,4$ мм) та питомої маси коліна вала без противаг m_k , ($b = 54$ – $59,7$ мм).

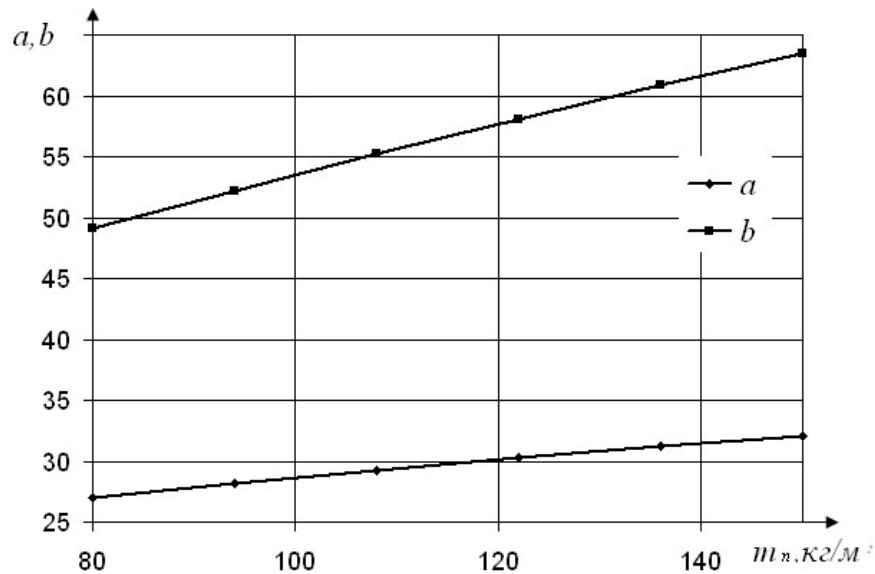


Рис. 2. Залежність амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b від питомої маси поршня m_n

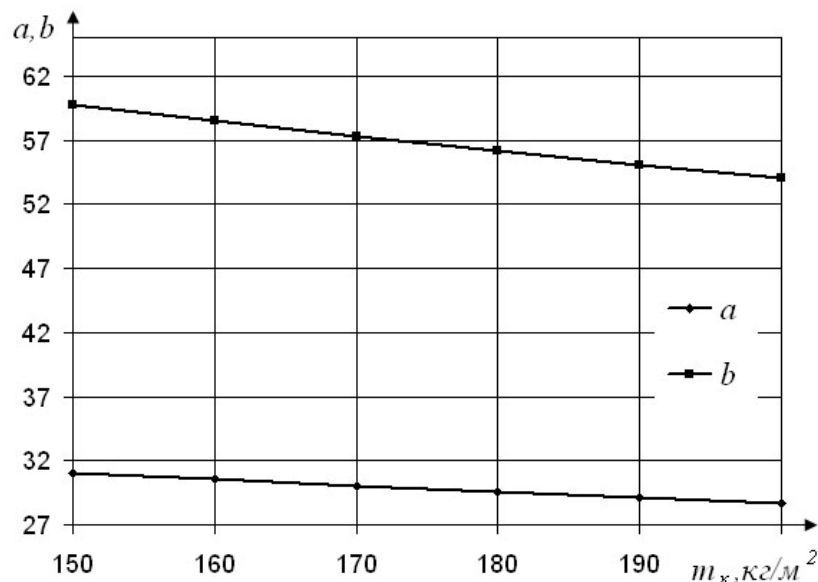


Рис. 3. Залежність амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b від питомої маси коліна вала без противаг m_k

З рис. 4–6 видно, що на зміщення вздовж осі ординат b впливає зміна відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ ($b = 47,7\text{--}70,3$ мм), відносна відстань від осі пальця до центра мас шатуна x_L ($b = 54,4\text{--}59$ мм) та відносна відстань від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг k ($b = 54,7\text{--}59,7$ мм). Амплітуда a незначно залежить від відносної відстані від осі пальця до центра мас шатуна x_L ($a = 29,1\text{--}30,5$ мм) та відносної відстані від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противаг k ($a = 25,9\text{--}33,3$ мм).

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b найвпливовішим параметром є відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ .

Для перевірки математичної моделі (3) було проведено комп'ютерне дослідження процесу зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ за допомогою системи КОМПАС-3D V8 [8], в якій було створено КШМ, що складається з одного коліна КВ, шатуна та поршневої групи (рис. 7). Визначено поточні значення ЦМ КШМ ДВЗ за величинами X_C, Y_C, Z_C для всіх кутів повороту КВ.

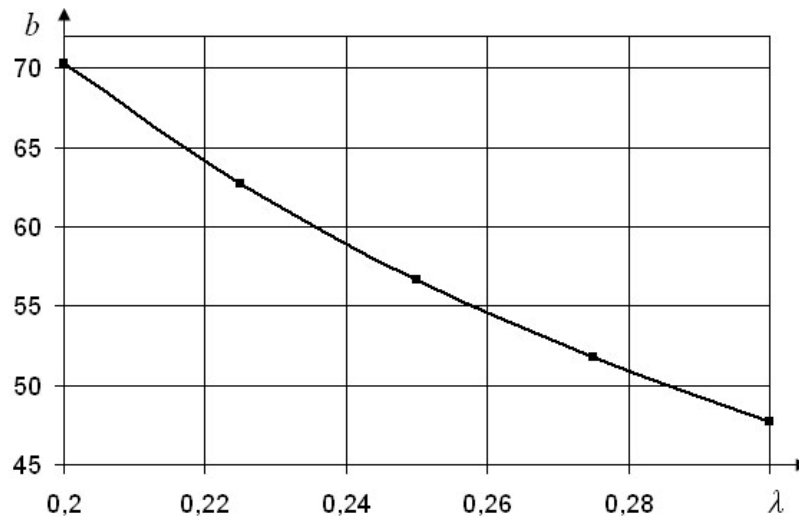


Рис. 4. Залежність зміщення вздовж осі ординат b від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ

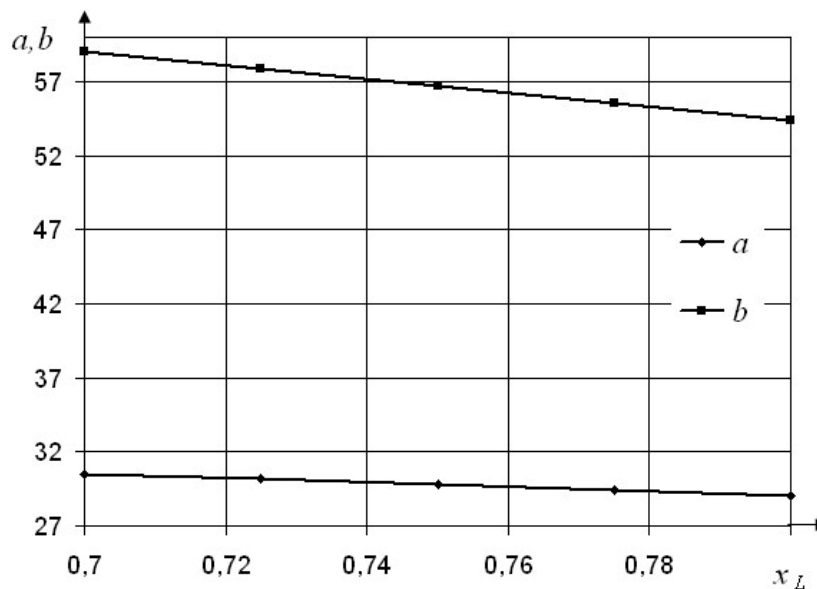


Рис. 5. Залежність амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b від відносної відстані від осі пальця до центра мас шатуна x_L

Проаналізований КШМ має наступні 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 центра мас шатуна $x_L = 0,75$, коефіцієнт, що показує, на якій відстані знаходиться ЦМ одного коліна КВ без противаг відносно радіуса кривошипа $k = 0,59$, діаметр поршня $D_n = 70$ мм.

Якщо врахувати, що в КШМ ЦМ поршневої групи не лежить на осі поршневого пальця, максимальна відносна похибка відстані r за оберт, розрахованої за допомогою (3), складає 0,37 %.

В [7] запропоновано оцінювати зміну положення ЦМ КШМ ДВЗ за допомогою коефіцієнта зміни положення ЦМ КШМ δ_r :

$$\delta_r = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{r_{cp}}, \tag{7}$$

де r_{\max} – максимальна відстань від осі обертання КВ до ЦМ КШМ, мм;

r_{\min} – мінімальна відстань від осі обертання КВ до ЦМ КШМ, мм;

r_{cp} – середня відстань від осі обертання КВ до ЦМ КШМ за період її зміни, мм.

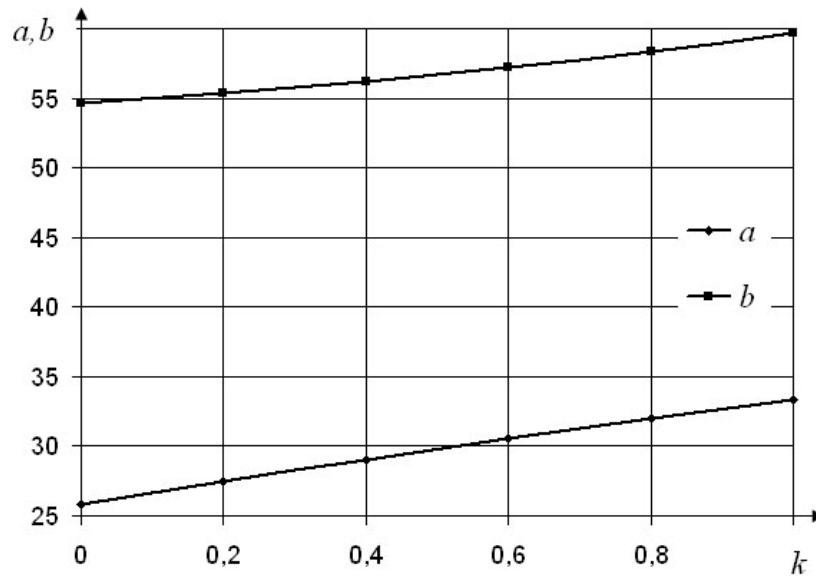


Рис. 6. Залежність амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b від відносної відстані від осі КВ до ЦМ одного коліна вала без противага k

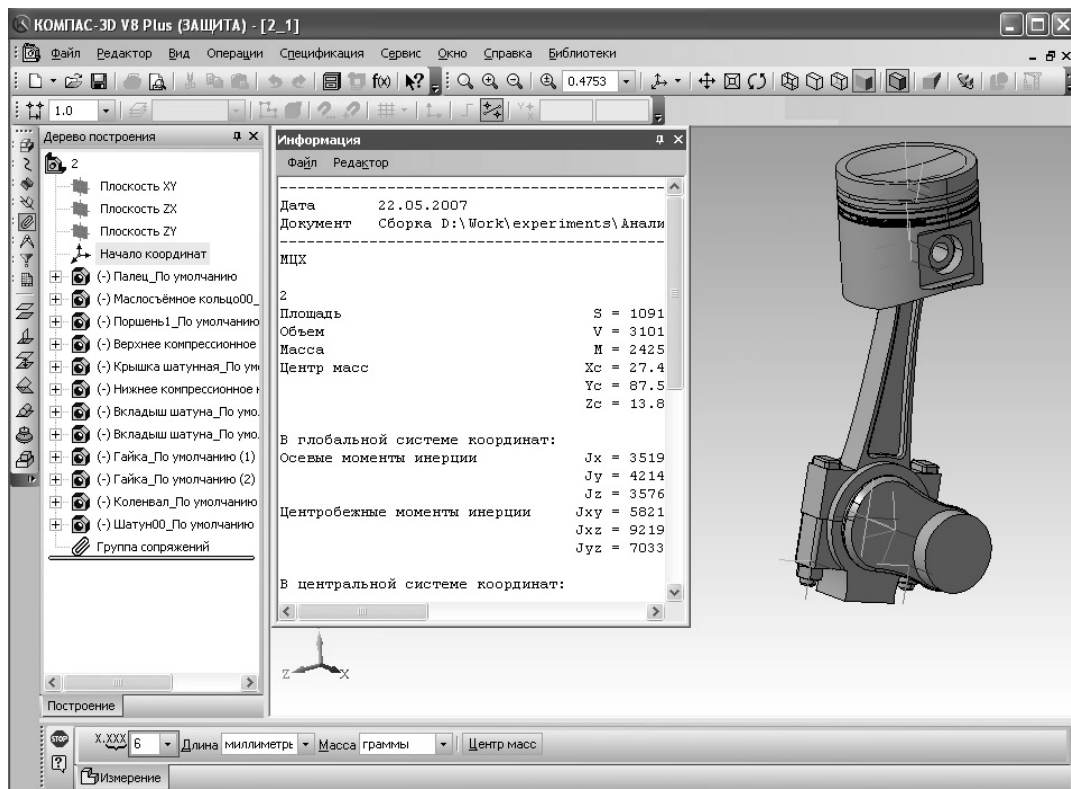


Рис. 7. Дослідження процесу зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ

З (1) максимальне значення r приймає при $\varphi = 0$ рад., а мінімальне – при $\varphi = \pi$ рад., з періодом $2\pi n$ ($n = 1, 2, 3, \dots$). Отже, (7) можна представити:

$$\delta_r = \frac{a + b - (-a + b)}{b} = \frac{2a}{b}. \quad (8)$$

Для КШМ ДВЗ з параметрами $m_{ш} = 200$ кг/м², $m_n = 80$ кг/м², $m_k = 200$ кг/м², $\lambda = 0,3$, $x_L = 0,8$, $k = 0,6$, згідно з (3) та (7) коефіцієнт зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ δ_r приймає значення – 1,76. Для КШМ

ДВЗ з параметрами $m_{ш} = 100 \text{ кг/м}^2$, $m_n = 150 \text{ кг/м}^2$, $m_k = 150 \text{ кг/м}^2$, $\lambda = 0,2$, $x_L = 0,7$, $k = 0$, згідно з (3) та (7) коефіцієнт зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ δ_r , приймає значення $-0,56$.

Таким чином (8) дозволяє розраховувати коефіцієнт зміни положення ЦМ КШМ δ_r від МГП КШМ ДВЗ.

З вищенаведеного випливають наступні конструктивні рекомендації для забезпечення мінімальної зміни положення ЦМ КШМ ДВЗ: максимально зменшувати питому масу шатуна, коліна КВ, збільшувати питому масу поршня, приймати мінімально допустимі значення λ та x_L та так сконструювати коліно КВ ДВЗ, щоб його ЦМ лежав на осі обертання КВ.

Висновки. 1. Отримала подальший розвиток математична модель зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму введенням масово-геометричних параметрів в амплітуду a та зміщення вздовж осі ординат b (в заданій системі координат) при визначенні відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас кривошипно-шатунного механізму r та перевірена за допомогою системи КОМПАС-3D V8. 2. Встановлено, що на зміну положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння впливають лише питомі маси коліна колінчастого вала, шатуна та поршневої групи. З усіх масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння найвпливовішим на зміну положення центра мас є відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ через вплив на зміщення вздовж осі ординат b системи відліку. 3. Для забезпечення мінімальної зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння за оберт необхідно максимально зменшувати питому масу шатуна, коліна колінчастого вала, збільшувати питому масу поршневої групи, приймати мінімально допустимі значення λ та максимально наближати центр мас шатуна до шатунної шийки колінчастого вала, а коліно колінчастого вала сконструювати так, щоб його центр мас лежав на осі його обертання. 4. Подальше удосконалення математичної моделі зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму під час його обертання необхідно провести врахуванням дизаксажу.

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 вид. – 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., ил.
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., ил.
5. *Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В.* Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168 с.
6. 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.
7. *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.
8. КОМПАС-3D V8. Руководство пользователя. Т.3.– ЗАО АСКОН, 2005.–316 с.

ГРАБАР Іван Григорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри “Автомобілі і механіка 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 температурно-силового навантаження.

ІЛЬЧЕНКО Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри “Автомобілі і механіка 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 “Автомобілі і механіка технічних систем” Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- використання мікропроцесорних засобів для дослідження кінематичних та динамічних процесів в автомобілях;
- діагностика автомобілів.

Подано 12.06.2007