

будівельної техніки і робочого середовища з врахуванням термореологічних процесів: монографія / [Л. Є. Пелевін, М. М. Балака, М. О. Пристайло, Г. М. Мачишин, Г. О. Аржаєв]. – К. : Інтерсервіс, 2015. – 232 с.

3. Водяник И. И. Определение параметров реологической модели пневматической шины / И. И. Водяник. – М., 1981. – 7 с. – Деп. № Д634.
4. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы) / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1990. – 172 с.
5. Месчан С. Р. Экспериментальная реология глинистых грунтов / С. Р. Месчан. – М. : Недра, 1985. – 342 с.
6. Тракторы. Теория / [Гуськов В. В., Велев Н. Н., Атаманов Ю. Е. и др.] ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.

Міщук Дмитро Олександрович, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, mischuk84@gmail.com
Демиденко Олексій Павлович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ АДЕКВАТНОЇ ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигуни внутрішнього згорання є найбільш поширеними в автомобільному транспорті. При перетворенні енергії стиснених газів в механічну енергію, поширено застосовують роторні або кривошипно-шатунні двигуни. Основна частка ринку двигунів внутрішнього згорання припадає саме на конструкції з кривошипно-шатунними механізмами у яких зворотно-поступальний рух поршня перетворюється в обертальний рух колінчастого валу [1, 2].

В роботах багатьох дослідників широко розглянуто різні варіанти динамічних моделей кривошипно-шатунних механізмів двигунів як з однією так і з багатьма ступенями рухомості, де враховано додаткові коливання поршня та шатуна [3, 4]. Проте подібні динамічні моделі не дають можливості якісно досліджувати динаміку кривошипно-шатунних механізмів на перехідних ділянках роботи двигунів.

Для дослідження динаміки роботи двигуна внутрішнього згорання з метою впровадження у подальшому ефективної системи його живлення, потрібно розробити математичну модель кривошипно-шатунного механізму, яка враховуватиме основні параметри подібних систем (розміри та маси ланок) і дозволить проводити дослідження на перехідних ділянках роботи двигуна, а саме в періоди його несталого руху.

В якості динамічної моделі прийнято механічну систему з абсолютно жорсткими ланками центр мас яких співпадає з їх геометричними центрами, а вісь переміщення поршня співпадає з віссю обертання кривошипа, і яка складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 та маховика 4 (рис. 1).

Під час роботи двигуна поршень 3 масою m_3 здійснює поступальні рухи зі швидкістю v_3 , шатун 2 масою m_2 здійснює складний рух: поступальний з лінійною швидкістю v_{s_2} та обертальний з кутовою швидкістю $\dot{\phi}$, а кривошип 1 масою m_1 разом з маховиком 4 масою m_4 обертається навколо осі корінної шийки з кутовою швидкістю $\dot{\alpha}$. В даній моделі не враховано зрівноважувальну масу кривошипа та зазори між поршнем і циліндром. Розглядається рух кривошипа проти годинникової стрілки.

За узагальнену координату було прийнято кут повороту кривошипа $\alpha = f(t)$, тоді кут повороту шатуна відносно горизонталі буде функцією кута повороту кривошипа, тобто:

$$\phi = \frac{\pi}{2} - \beta = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2} \cos(\alpha)\right). \quad (1)$$

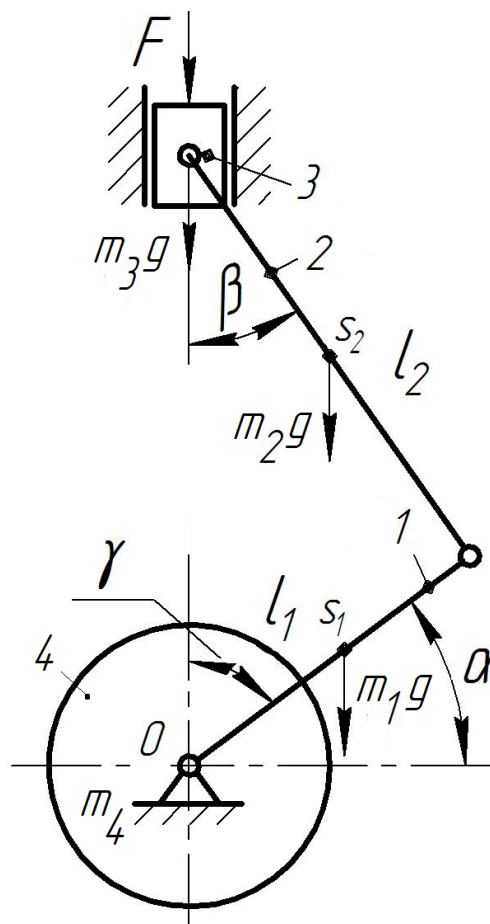


Рисунок 1 – Розрахункова схема кривошипно-шатунного механізму: m_1, m_2, m_3, m_4 – маси відповідно кривошипа, шатуна, поршня та маховика; l_1, l_2 – довжини відповідно кривошипа та шатуна; s_1, s_2 – центри мас кривошипа та шатуна; F – зовнішня сила

Кінетична енергія досліджуваного кривошипно-шатунного механізму буде:

$$T = \frac{1}{2}(J_{1O} + J_{4O})\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}J_{2s_2}\dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}m_2v_{s_2}^2 + \frac{1}{2}m_3v_3^2, \quad (2)$$

де $J_{1O} = \frac{1}{3}m_1l_1^2$ – момент інерції кривошипа відносно точки повороту O ;

$J_{4O} = \frac{1}{2}m_4R^2$ – момент інерції маховика відносно точки повороту O ;

R – радіус маховика 4;

$J_{2s_2} = \frac{1}{12}m_2l_2^2$ – момент інерції шатуна відносно свого центра маса (точка s_2);

$v_{s_2} = \sqrt{\dot{x}_{s_2}^2 + \dot{y}_{s_2}^2}$ – швидкість центра мас s_2 кривошипа;

$v_3 = \dot{y}_3^2$ – вертикальна швидкість поршня;

$\dot{x}_{s_2} = -\frac{l_1}{2}\sin(\alpha)\dot{\alpha}$ – швидкість центра мас s_2 кривошипа по осі x ;

$\dot{y}_{s_2} = \frac{l_1}{2}\cos(\alpha)\left(2 + \frac{l_1\sin(\alpha)}{l_2\sqrt{1 - \frac{l_1^2\cos^2(\alpha)}{l_2^2}}}\right)\dot{\alpha}$ – швидкість центра мас s_2

кривошипа по осі y ;

$\dot{y}_3 = l_1\cos(\alpha)\left(1 + \frac{l_1\sin(\alpha)}{l_2\sqrt{1 - \frac{l_1^2\cos^2(\alpha)}{l_2^2}}}\right)\dot{\alpha}$;

$\dot{\phi} = \frac{l_1\sin(\alpha)}{l_2\sqrt{1 - \frac{l_1^2\cos^2(\alpha)}{l_2^2}}}\dot{\alpha}$.

Застосовуючи рівняння Лагранжа 2-го роду для розглядуваної механічної системи, отримано наступне рівняння руху в загальній формі:

$$\ddot{\alpha} \left[(J_{1O} + J_{4O}) + J_{2s_2} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\partial x_{s_2}}{\partial \alpha} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\partial y_{s_2}}{\partial \alpha} \right)^2 + m_3 \left(\frac{\partial y_3}{\partial \alpha} \right)^2 \right] +$$

$$+ \dot{\alpha}^2 \left[J_{2s_2} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \right) \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} \right) + m_2 \left(\frac{\partial x_{s_2}}{\partial \alpha} \right) \left(\frac{\partial^2 x_{s_2}}{\partial \alpha^2} \right) + m_2 \left(\frac{\partial y_{s_2}}{\partial \alpha} \right) \left(\frac{\partial^2 y_{s_2}}{\partial \alpha^2} \right) + m_3 \left(\frac{\partial y_3}{\partial \alpha} \right) \left(\frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha^2} \right) \right] = \quad (3)$$

$$= M_{kp}(t) - m_1 g \frac{\partial y_{s_1}}{\partial \alpha} - m_2 g \frac{\partial y_{s_2}}{\partial \alpha} - (m_3 g + F(\alpha)) \frac{\partial y_3}{\partial \alpha},$$

де $\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial y_2}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial y_3}{\partial \alpha}$, $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2}$, $\frac{\partial^2 x_{s_2}}{\partial \alpha^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s_2}}{\partial \alpha^2}$, $\frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha^2}$ – оператори передачі руху першого та другого порядків; $M_{kp}(t)$ – крутний момент на маховику; $F(\alpha)$ – сила, що виникає в результаті впливу тиску газів на поршень і є пропорційною площі поршня та залежить від кута повороту колінчастого валу.

Література

1. Міщук Д.О. Перспективи використання просторового шарніру в якості кривошипно-шатунного механізму в двигунах внутрішнього згорання / Д.О. Міщук // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника: «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті». – 15-16 жовтня 2015, С. 258-259. (режим доступу: http://af.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F_Automobile/conf/sbornik_2015_p1.pdf)
2. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц. – Владимир: ВлГУ, 2014. – 142 с.
3. Крамской А.В. Математическая модель пневматического двигателя с кривошипно-шатунным механизмом / А.В. Крамской, И.Н. Кудрявцев // Автомобильный транспорт: Сб. научн. статей / ХНАДУ. – Харьков, 2008. - № 23. - С.70-75.
4. Никитина А.А. Динамическая модель кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания / А.А. Никитина // Развитие информационно-ресурсного обеспечения образования и науки в горно-металлургической отрасли и на транспорте 2014: сборник научных трудов международной конференции, 27-28 сентября 2014г. – Днепропетровск, 2014. – С. 100-109. (режим доступа: <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/150231>)