

І МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА

УДК 621.434:621.824.32

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ЗА НЕРІВНОМІРНІСТЮ ХОДУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

Анісімов Віктор Федорович д.т.н., професор

Єленіч Микола Павлович ст. викладач

Мельник Віталій Володимирович магістр

Вінницький національний аграрний університет

Anisimov V.

Elenych N.

Melnik V.

Vinnitsia National Agrarian University

Анотація: проаналізовано математичну модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму (КШМ) для одноциліндрових (центрального та дезаксіального) рядних та V- подібних багатоциліндрових двигунів. І було встановлено залежність приведенного моменту інерції центрального КШМ одноциліндрового двигуна, що має в своєму складі одне коліно колінчастого вала радіуса R без противаг. Також було встановлено, що на зміну приведенного моменту інерції КШМ двигуна для визначення крутного моменту необхідно враховувати, а особливо з кількістю циліндрів від 1 до 4 включно.

Ключові слова: поршневий двигун, колінчастий вал, математична модель.

Поршневий двигун внутрішнього згоряння – машина циклічної дії. Характер обертання колінчастого вала щільно пов'язаний з робочими процесами в циліндрах, а миттєва кутова швидкість колінчастого вала – величина змінна на віть на «ідеально» відрегульованому ДВЗ, що характеризується коефіцієнтом нерівномірності ходу δ . Змінна частота обертання вала має велике значення як динамічний параметр, оскільки він дозволяє отримати значну інформацію про показники роботи ДВЗ: компресію, величину сили тертя в циліндро-поршневій групі, крутний момент, потужність та розподіл їх по циліндрах.

Під час обертання колінчастого вала, деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) двигуна здійснюють три основних виду руху: обертальний, зворотно – поступальний, плоско – паралельний. Це призводить до постійної зміни приведенного моменту інерції КШМ двигуна відносно осі обертання колінчастого валу. Однак, при розгляданні флуктуації частоти обертання колінчастого вала приведенного моменту інерції КШМ двигуна вважаються постійним. Також при розгляді цієї проблеми вплив масово-геометричних параметрів КШМ, їх просторових схем, кількість циліндрів, дезаксажу поршневого пальця на зміну приведенного моменту інерції КШМ не враховується.

Було розглянуто та проаналізовано математичну модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму для одноциліндрових (центрального та дезаксіального) рядних та V – подібних багатоциліндрових двигунів. Також було встановлено залежність приведенного моменту інерції центрального КШМ одноциліндрового двигуна, що має в своєму складі одне коліно колінчастого вала радіуса R без противаг; шатун та поршневу групу від його масово-геометричних параметрів: питомої маси шатуна m_u ,

питомої маси поршня m_n , питомої маси одного коліна колінчастого вала m_k , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, відносної відстані від осі поршневого пальця до центра мас шатуна x_L , відносної відстані від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг k , довжини шатуна L , діаметра поршня D_n , радіуса кривошипа R , центрального моменту інерції шатуна $I_{ш}$, центрального моменту інерції поршневої групи I_n та центрального моменту інерції коліна вала I_K , кг*М²:

$$I = A \cdot \cos^2 \theta + B \cos \theta + C + I_{ш} + I_n + I_K,$$

$$\text{де } A = 0.79 D_n^2 R^2 \left(m_n + m_{ш} \left(1 - \frac{x_L}{L} \right) \right), \quad B = 1.57 D_n^2 R \left(L(m_n + m_{ш}) - m_{ш} x_L \right),$$

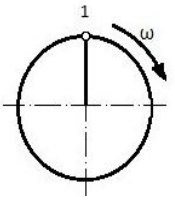
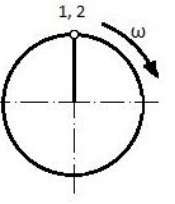
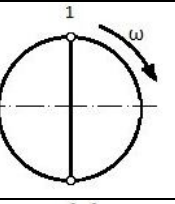
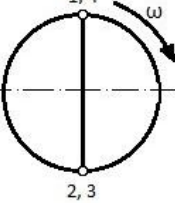
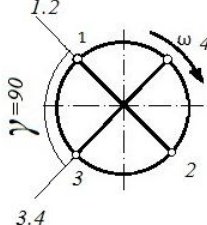
$$C = 0.79 D_n^2 \left(L^2 (m_n + m_{ш}) - R^2 \left(m_n + m_{ш} - 2 \frac{x_L}{L} - k^2 m_k \right) + m_{ш} x_L (x_L + 2L) \right).$$

Також було встановлено, що на зміну приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна для визначення

крутного моменту необхідно врахувати взагалі, а особливо з кількістю циліндрів від 1 до 4 включно (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Зміна приведенного моменту інерції поршневих двигуна з кількістю циліндрів I до чотирьох включно

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміни ПМІ КШМ за кутом повороту КВ	Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ	Період зміни, ° П. К. В.
1		-	$I = i(A \cos^2 \theta + B \cos \theta + C + I_{ш} + I_n + I_K)$	0.958	360
2		-	$I = i(A \cos^2 \theta + B \cos \theta + C + I_{ш} + I_n + I_K)$	0.958	360
3		-	$I = i(A \cos^2 \theta + C + I_{ш} + I_n + I_K)$	0.138	180
4			$I = i(A \cos^2 \theta + I_{ш} + I_n + I_K)$	0.138	180

Відомо, що на усталеному режимі роботі двигуна крутний момент, Н*м:

$$M = I \frac{d\omega}{dt},$$

де I – момент інерції двигуна, кг*м²;

$\frac{d\omega}{dt}$ кутове прискорення колінчастого вала, рад./с²

Загальна картина поведінки крутного моменту та частоти обертання колінчастого вала двигуна на усталеному режимі для рядного чотирьохциліндрового двигуна зображена на рис 1,1

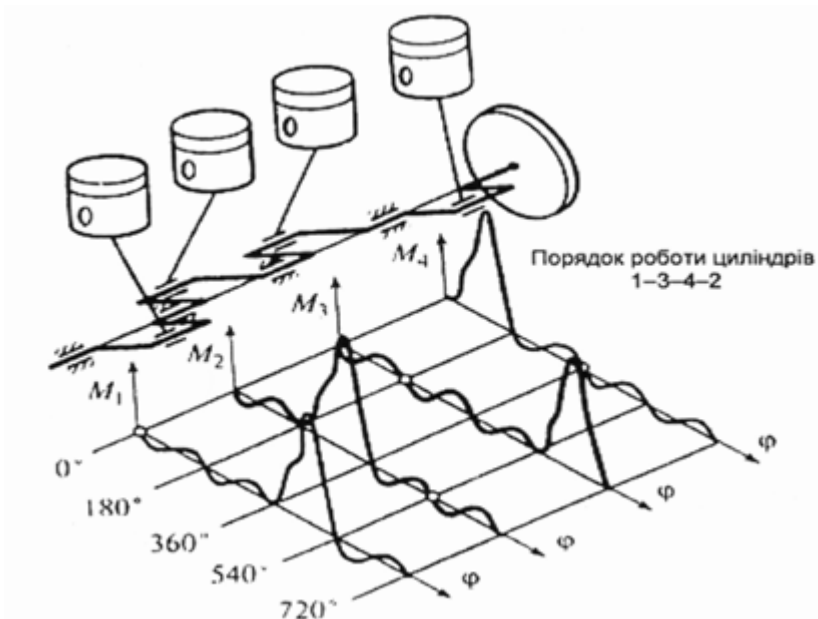


Рис. 1.1. Схема навантаження колінчастого вала змінними моментами

Однак, при визначенні кутового прискорення очікувана його зміна для КШМ двигуна може бути значно спотворена коливаннями трансмісії внаслідок її малої жорсткості. Врахувати ці коливання не просто, але при вживанні спеціальних заходів з їх зниження можна отримувати адекватні дані. Для спрощення подальших досліджень розглядаються режими роботи двигуна при від'єданому навантаженні. Факторами, які збуджують коливання даної системи, є крутні моменти на окремих кривошипях, які ідентичні за формою часової реалізації, але відрізняються один від одного фазовим зсувом, визначеним порядком роботи та кутом чергування робочих циклів у двигуні (Рис. 1.1).

Крутний момент - функція періодична, а отже, як будь - яка періодична функція, може бути апроксимована (з заданою точністю) тригонометричним поліномом (розкладена в ряд Фур'є):

$$M_{кр}(t + T) = M_{ср} + \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin\left(k \cdot 2\pi \frac{t}{T} + \theta\right),$$

де $k = 1, 2, 3, \dots, 2\pi T = \omega$ - колова частота крутного моменту, рад/с.

За амплітудою гармонік, та враховуючи податливість з'єднань мас колінчастого вала, можна аналізувати якість протікання робочих процесів у циліндрах двигуна внутрішнього згорання.

Флуктуація частоти обертання колінчастого вала також є результатом зміни проміжного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння. У виразі передбачається, що момент інерції двигуна внутрішнього згоряння є постійним, враховуючи зміну проміжного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння (Табл.1,2), вираз можна подати в таблицю.1.2

Таблиця 1.2

**Зміна крутного моменту поршневих ДВЗ з кількістю циліндрів від 1 до 4 з
врахуванням зміни ПМІ КШМ**

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміни ПМІ КШМ за кутом повороту КВ
1		-	$M_i = i(A \cos^2 \theta + B \cos \theta + C + I_{ш})$
2		-	$M_i = i(A \cos^2 \theta + B \cos \theta + C + I_{ш} + I_2 + I_k) \frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\theta}{dt}\right) i \sin \theta$
3		-	$I = i(A \cos^2 \theta + I_{ш} + I_2 + I_k) \frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\theta}{dt}\right) i \sin \theta$
4			$I = i(A \cos^2 \theta + I_{ш} + I_2 + I_k) \frac{d\omega}{dt} - \left(\frac{d\theta}{dt}\right) i \sin \theta$

Аналізуючи кут повороту колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння та його похідні в часі $\left(\frac{d\theta}{dt}, \frac{d\omega}{dt}\right)$ можна визначити крутний момент, потужність двигуна внутрішнього згоряння, прослідкувати за роботою кожного з циліндрів. Кут повороту та його

похідні в часі також несуть інформацію про суму моментів рушійних сил та сил опору. Це дає змогу правильно визначити показники роботи двигуна внутрішнього згорання: компресію, сили опору в циліндро-поршневій групі, крутний момент, потужність та її розподіл по циліндрах двигуна внутрішнього згорання.

Література

1. Ждановський Н.С., Николаенко А.В., Надежность и долговечность автотракторных двигателей. – Л.: Колос, Ленингр. Отд-ние, 1981, -295с.
2. Николаенко А.В., Хватов В.Н. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве. – Л.: Агрпромиздат, Ленингр. Отд – ние, 1986, -191 с.
3. Григорьев М.А., Слабов Е.П. Исследование критериев предельного состояния дизеля // Автомобильная промышленность.-1972. - №12. – с.8-10.
4. Стариков В.М., Топилин Г.Е., Денисов Г.В. и др.. Влияние технического обслуживания на надежность конструкции двигателя Д-37Е // Трактора и сельхозмашины. – 1976. - №7. – с. 7-8.

References

1. Zhdanovs'kiy N.S. , Nikolayenko A.V. , Nadezhnost' i dovgovechnost' avtotraktornykh dvigateley. - L. : Kolos , Leningr . Otd- niye , 1981, - 295s .
- 2 . Nikolayenko A.V. , Khvatov V.N. Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya traktornykh dizeley v sel'skom khozyaystve . - L. : Agropromizdat , Leningr . Otd - niye , 1986, -191 s .
3. Grigor'yev M.A. , slabovogo Ye.P. Issledovaniye kriteriyev predel'nogo sostoyaniya dizelya / / Avtomobil'naya promyshlennost'. - 1972 . - № 12 . - S.8 -10.
4. Starikov V.M. , Topilin G.Ye. , Denisov G.V. i dr. . Vliyaniye tekhnicheskogo obsluzhivaniya na nadezhnost' konstruktsii dvigatelya D - 37e // Traktora i sel'khoz mashiny . - 1976 . - № 7 . - S . 7-8.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ХОДУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Аннотация: проанализированы математическая модель изменения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма (КШМ) для одноцилиндровых (центрального и дезаксиального) рядных и V - образных многоцилиндровых двигателей. И была установлена зависимость приведенного момента инерции центрального КШМ одноцилиндрового двигателя, имеющего в своем составе одно колено коленчатого вала радиуса R без противовесов. Также было установлено, что на смену приведенного момента инерции КШМ двигателя для определения крутящего момента необходимо учитывать, а особенно с количеством цилиндров от 1 до 4 включительно.

Ключевые слова: поршневой двигатель, коленчатый вал, математическая модель.

SIMULATION OF THE PISTON ENGINE FOR UNEVEN COURSE OF CRANKSHAFT

Summari: analyzed mathematical model of the change reduced moment of inertia of the crank mechanism (cm) for single-cylinder (Central and dezacsialtion) row and V - shaped multi-cylinder engines. And was the dependence of the reduced moment of inertia of the Central CRG single-cylinder engine with one knee crankshaft radius R without counterbalances. It was also found that replaced the given moment of inertia of the CRG engine to determine the torque necessary to consider, especially with the number of cylinders 1 to 4 inclusive.

Keywords: piston engine, the crankshaft, the mathematical model.