



Шатохін В. М.

Гранько Б. Ф.

Соболь В. М.

*Харківський
національний
університет
будівництва та
архітектури*

Шатохіна Н. В.

*Харківський
національний
автомобільно-дорожній
університет*

Shatokhin V. M.

Granko B. F.

Sobol V. M.

*Kharkov National
University of
Construction
and Architecture*

Shatokhina N. B.

*Kharkov National
Automobile and Highway
University*

УДК 621.432.4:534.16

ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИКА ЗНОШЕННЯ ЦИЛІНДРО- ПОРШНЕВИХ ПАР НАСОСІВ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ КУЛЬКОВИМИ ПОРШНЯМИ

Викладено метод діагностики циліндро-поршневих пар насоса радіально-поршневої гідромашини. У якості діагностичних параметрів прийняті експериментальні дані по вібраціях статора насоса, що володіють високою інформативністю, простотою одержання й обробки. Метод базується на універсальній математичній моделі динамічних процесів у насосі радіально-поршневої гідромашини з кульковими поршнями, що враховує інерційні властивості кульок-поршнів, статора, пружні властивості рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиски підживлення й у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора. Приведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

***Ключові слова:** вібраційна діагностика, гідрооб'ємна передача, радіально-поршнева гідромашини, кулька-поршень, закид тиску, коливання статора насоса.*

Постановка проблеми. Один із самих передових і ефективних напрямків створення безступінчастих трансмісій мобільних транспортних і спеціальних гусеничних машин пов'язаний з застосуванням гідрооб'ємних передач (ГОП), які дозволяють реалізувати паралельні потоки гідравлічної і механічної потужностей. Найбільш сучасні варіанти такої передачі на основі радіально-поршневих гідромашин (РПГ) з кульковими поршнями успішно використовуються в закордонних транспортних засобах [1-3]. Зокрема, такого типу гідромашини (рис. 1) випускаються серійно фірмою "Martin-Marietta" (США). Починають знаходити застосування ці пристрої й у вітчизняному машинобудуванні [2-5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з конструктивних способів підвищення надійності ГОП є технічне діагностування. Досліджень, присвячених вивченню динамічних процесів у силових передачах із зазначеними ГОП, створенню алгоритмів діагностики параметрів РПГ із кульковими поршнями, у даний час украй мало. У роботах [6, 7] створена досить повна математична модель динамічних процесів у насосі РПГ, що враховує інерційні властивості кульок-поршнів і статора, пружні властивості стовпа рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиск підживлення й тиск у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора.

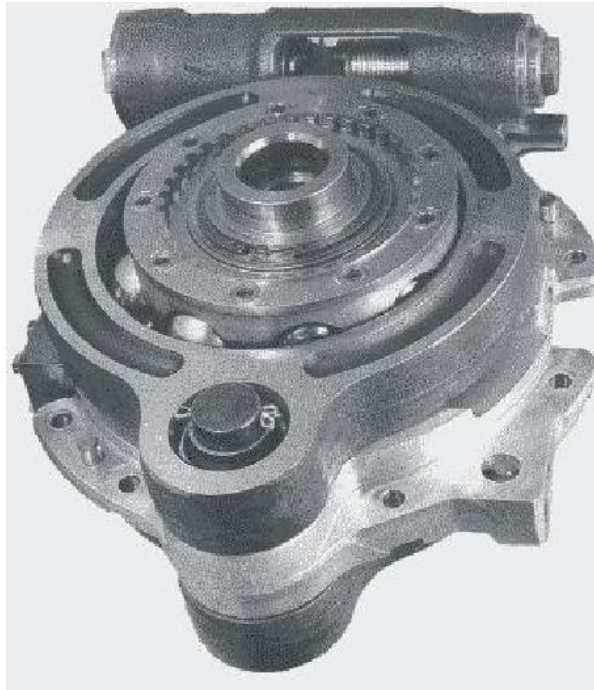


Рис. 1. Радіально-поршнева гідромашина з кульковими поршнями фірми "Martin-Marietta"

Мета досліджень. Метою цієї статті є створення на базі указаної моделі методу діагностики зносу циліндро-поршневих пар насоса РПГ. У якості діагностичних параметрів прийняті експериментальні дані по вібраціях його статора, що мають високу інформативність, є простими в одержанні й обробці [8].

В статті надані результати розрахунково-експериментальних досліджень.

1. Математична модель радіально-поршневого насоса з кульковими поршнями ГОП. На кінематичній схемі (рис. 2) показано: 1 – блок циліндрів (ротор), 2 – кулька-поршень, 3 – цапфовий розподільник, 4 – статорне кільце, 5 – корпус ГОП, 6 – гідроциліндр системи керування, 7 – цапфа керування статорного кільця, 8 – вісь обертання статорного кільця. Вісь обертання ротора проходить через точку O , а через точки O_1, O_3 проходять відповідно вісь статорного кільця і вісь його обертання (перпендикулярно площині рисунка).

Математична модель, що описує коливання статора, має вигляд [6, 7]

$$I_{O_3z}^{(e)} \ddot{\vartheta} + b_e \dot{\vartheta} + c_e \vartheta = M_{O_3z}^{(0)} + M_{O_3z}(t), (1)$$

де ϑ – кут повороту статора;

$$I_{O_3z}^{(e)} = \frac{7}{10} m_b n h^2 + I_{O_3z}^{(s)} - \text{еквівалентний}$$

момент інерції моделі; m_b – маса кульки;

$n = 9$ – число циліндрів; h – відстань від осі обертання статора до осі ротора;

$I_{O_3z}^{(s)} = I_{O_1z}^{(s)} + m_s \cdot O_3 O_1^2$ – момент інерції

статора відносно осі обертання; $I_{O_1z}^{(s)}$ – момент

інерції статора відносно осі статорного кільця;

m_s – маса статора; $O_3 O_1$ – відстань від осі статорного кільця до його центра мас;

$c_e = c H^2 - \frac{7}{5} m_b n h^2 \omega^2$ – еквівалентна

жорсткість; c – еквівалентний коефіцієнт

пружності рідини в гідроциліндрі керування;

H – відстань від осі обертання статора до осі гідроциліндра керування; ω – кутова швидкість

обертання ротора; $M_{O_3z}^{(0)} = \frac{7}{5} m_b n h^2 \vartheta_0 \omega^2$ –

постійний момент, обумовлений рухом кульок;

ϑ_0 – вихідне відхилення статора; b_e –

еквівалентний коефіцієнт опору; $M_{O_3z}(t)$ –

збурювальний момент, обумовлений силами тиску рідини в підпоршневому просторі.

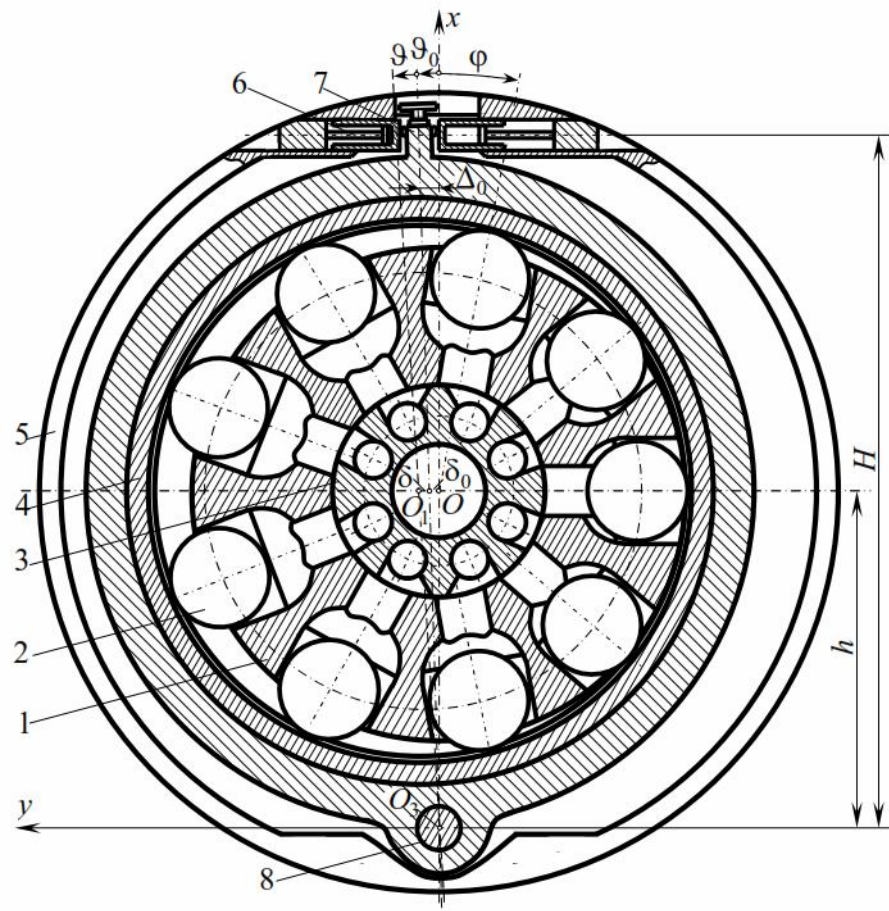


Рис. 2. Кінематична схема радіально-поршневого насоса з кульковими поршнями

2. Алгоритм діагностики закидів тиску циліндро-поршневих пар насоса РПГ.

У законі зміни тиску в підпоршневому просторі кульки-поршня на інтервалі одного оберту ротора насоса, який формує збурювальний момент M_{O_3z} моделі (1), для кривої закидання тиску обґрунтована двопараметрична залежність [7]. У якості параметрів розглядаються інтервал дії імпульсу по куту повороту ротора $\Delta\varphi$ і його максимальне значення Δp (рис. 3). Для конкретного насоса зазначений інтервал визначається його геометрією. На рівень закидання тиску, що залежить від частоти обертання ротора, навантаження на ГОП, істотно можуть впливати витоки, які обумовлені надмірним зносом кульок і стінок циліндрів. В основу розробленого алгоритму покладено експериментально підтверджений факт про зв'язок між закиданням тиску і коливаннями статора насоса навколо осі обертання.

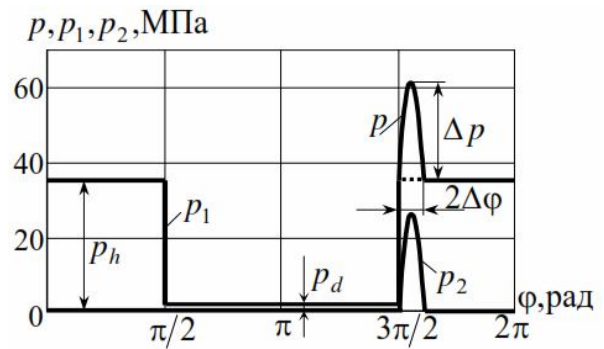


Рис. 3. Залежність тиску в підпоршневій порожнині від кута повороту ротора

Подамо зображення тиску $p(\varphi)$ для першого циліндра у вигляді суми

$$p(\varphi) = p_1(\varphi) + \eta p_2(\varphi), \quad (2)$$

де $p_1(\varphi)$ – тиск без урахування закидань; $p_2(\varphi)$ – тиск закидання при відсутності зношування; φ – кут повороту ротора



($0 \leq \varphi \leq 2\pi$); η – параметр, який характеризує рівень закидання тиску $0 \leq \eta \leq 1$; p_h – тиск у порожнині нагнітання; p_d – тиск підживлення; Δp – величина закидання тиску. Значення $\eta = 1$ відповідає відсутності зношення; значення $\eta = 0$ – межі зношення.

Тепер, виходячи з [7], збурювальний момент від першого циліндра на одному оберті ротора можна подати у вигляді

$$M_{O_{3z}}(\varphi) = q_1(\varphi) + \eta q_2(\varphi), \quad (3)$$

де

$$q_1(\varphi) = \frac{\pi r^2}{\cos \psi} (x \sin(\varphi + \psi) - y \cos(\varphi + \psi)) p_1(\varphi);$$

$$q_2(\varphi) = \frac{\pi r^2}{\cos \psi} (-x \sin(\varphi + \psi) + y \cos(\varphi + \psi)) p_2(\varphi);$$

$$x = h + \rho \cos(\varphi) + r \cos(\varphi + \psi);$$

$$y = -(\rho \sin(\varphi) + r \sin(\varphi + \psi));$$

r – радіус кульки; $\rho = R_0 - \delta_1 \sin \varphi$; R_0 – радіус окружності, по якій рухаються центри кульок;

$$\delta_1 = \delta_0 + \delta \quad (\text{див. рис. 2}); \quad \psi = \frac{\delta_1}{R_0} \cos \varphi.$$

Для ρ і ψ тут наведені наближені вирази з точністю до малих першого порядку.

Подано наближено збурювальний момент від першого циліндра кінцевим тригонометричним рядом, розклавши вираз (3) у ряд Фур'є

$$M_1(\varphi) = M_{O_{3z}}(\varphi) = \sum_{i=1}^m (b_{c_i}^{(1)} \cos i\varphi + b_{s_i}^{(1)} \sin i\varphi) + \eta_1 \sum_{i=1}^m (a_{c_i}^{(1)} \cos i\varphi + a_{s_i}^{(1)} \sin i\varphi),$$

де $b_{c_i}^{(1)}$, $b_{s_i}^{(1)}$ – косинусна і синусна амплітуди

i -ї гармоніки в розкладанні в ряд Фур'є $p_1(\varphi)$;

$a_{c_i}^{(1)}$, $a_{s_i}^{(1)}$ – косинусна і синусна амплітуди i -ї

гармоніки в розкладанні в ряд Фур'є $p_2(\varphi)$; m – кількість гармонік.

Тоді для моменту від k -го циліндра маємо відповідно

$$M_k(\varphi) = \sum_{i=1}^m (b_{c_i}^{(1)} \cos i\tilde{\varphi}_k + b_{s_i}^{(1)} \sin i\tilde{\varphi}_k) + \eta_k \sum_{i=1}^m (a_{c_i}^{(1)} \cos i\tilde{\varphi}_k + a_{s_i}^{(1)} \sin i\tilde{\varphi}_k),$$

де $\tilde{\varphi}_k = \varphi - \gamma_k$; $\gamma_k = (k-1) \frac{2\pi}{\omega n}$ – зміщення

по фазі k -го збурювального моменту ($k = \overline{1, n}$).

З урахуванням виразу для $\tilde{\varphi}_k$ остання формула здобуває остаточний вигляд

$$M_k(\varphi) = \sum_{i=1}^m (b_{c_i}^{(k)} \cos i\varphi + b_{s_i}^{(k)} \sin i\varphi) + \eta_k \sum_{i=1}^m (a_{c_i}^{(k)} \cos i\varphi + a_{s_i}^{(k)} \sin i\varphi), \quad (4)$$

де

$$b_{c_i}^{(k)} = b_{c_i}^{(1)} \cos i\gamma_k - b_{s_i}^{(1)} \sin i\gamma_k,$$

$$b_{s_i}^{(k)} = b_{c_i}^{(1)} \sin i\gamma_k + b_{s_i}^{(1)} \cos i\gamma_k;$$

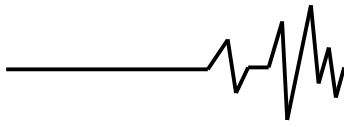
$$a_{c_i}^{(k)} = a_{c_i}^{(1)} \cos i\gamma_k - a_{s_i}^{(1)} \sin i\gamma_k,$$

$$a_{s_i}^{(k)} = a_{c_i}^{(1)} \sin i\gamma_k + a_{s_i}^{(1)} \cos i\gamma_k.$$

Амплітуди косинусних і синусних гармонічних складових у русі статора насоса прийнятої діагностичної моделі, які отримуються на основі експериментальних даних, позначимо відповідно через \mathfrak{A}_{c_i} , \mathfrak{A}_{s_i} .

Тут приймаємо, що i набуває значення номерів гармонік вібраційного сигналу, які реєструються ($i = \overline{i_1, i_2, \dots, i_v}$; v – кількість гармонік, по яких здійснюється діагностика).

Для побудови системи лінійних алгебраїчних рівнянь по визначенню параметрів η_k ($k = \overline{1, n}$) скористаємося гармонічними коефіцієнтами впливу. Косинусну і синусну амплітуди коливань статора від



моменту одиничної амплітуди $\sin i\omega t$ позначимо відповідно через $\alpha_{c_i}^{(s)}$ і $\alpha_{s_i}^{(s)}$, а від моменту одиничної амплітуди $\cos i\omega t$ – відповідно через $\alpha_{c_i}^{(c)}$ і $\alpha_{s_i}^{(c)}$.

Для моделі (1) коефіцієнти впливу визначаються на підставі відомих формул для амплітуди і фази вимушених коливань осцилятора з лінійно-в'язким опором [9]

$$\alpha_{c_i}^{(s)} = -\alpha_{s_i}^{(c)} = -\frac{2\beta i\omega}{W};$$

$$\alpha_{s_i}^{(s)} = \alpha_{c_i}^{(c)} = \frac{\omega_0^2 - (i\omega)^2}{W}, \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} & \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(1)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(1)} \right) \eta_1 + \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(2)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(2)} \right) \eta_2 + \dots + \\ & + \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(n)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(n)} \right) \eta_n = \vartheta_{c_i} - \alpha_{c_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{c_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}, \\ & \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(1)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(1)} \right) \eta_1 + \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(2)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(2)} \right) \eta_2 + \dots + \\ & + \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(n)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(n)} \right) \eta_n = \vartheta_{s_i} - \alpha_{s_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{s_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $i = i_1, i_2, \dots, i_v$.

Систему лінійних алгебраїчних рівнянь (6) переписемо в матричній формі

$$\mathbf{A}\mathbf{z} = \mathbf{b}, \quad (7)$$

де \mathbf{A} – матриця розмірності $2v \times n$ ($v \geq 5$);

$\mathbf{z} = [\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n]^T$ – вектор параметрів, які

діагностуються; $\mathbf{b} = [b_1, b_2, \dots, b_{2v}]^T$ – вектор правих частин (т– знак транспонування).

Оскільки експериментальні дані визначаються неточно, систему (7) замінимо системою так званих умовних рівнянь

$$\mathbf{A}\mathbf{z} = \tilde{\mathbf{b}}, \quad (8)$$

де $\tilde{\mathbf{b}}$ – наближене значення вектора правих частин.

Число рівнянь $2v$ може бути більше числа невідомих, у цьому випадку система (8) є перевизначеною. Найпоширенішим способом розв'язання перевизначених систем лінійних алгебраїчних рівнянь є метод найменших квадратів. У цьому випадку у якості розв'язку

де $\omega_0^2 = \frac{c_e}{I_{O_3z}^{(e)}}, \quad \beta = \frac{b_e}{2I_{O_3z}^{(e)}}$,

$$W = I_{O_3z}^{(e)} \left[(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + 4\beta^2 (i\omega)^2 \right].$$

Скористаємося для побудови діагностичних рівнянь формулами (4), (5). Запишемо вирази для амплітуд косинусних і синусних складових кожної гармоніки в реакції статора від відповідних гармонік збурювання і зрівняємо їх з відповідними експериментальними значеннями гармонік. Після нескладних перетворень маємо

береться вектор $\tilde{\mathbf{z}}$, який мінімізує норму нев'язки

$$\|\mathbf{A}\tilde{\mathbf{z}} - \tilde{\mathbf{b}}\| = \inf \|\mathbf{A}\mathbf{z} - \tilde{\mathbf{b}}\|$$

на всьому просторі розв'язань системи (8). У якості норми вектора прийнята величина

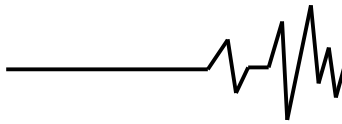
$$\|\mathbf{b}\| = \left(\sum_{i=1}^{2v} b_i^2 \right)^{1/2}.$$

Вектор розв'язання визначається так:

$$\tilde{\mathbf{z}} = \mathbf{Y}\tilde{\mathbf{b}}, \quad (9)$$

де $\mathbf{Y} = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T$.

3. Алгоритм діагностики при статистичному вібраційному сигналі. Вище наведено алгоритм діагностики закидів тиску циліндро-поршневих пар насоса РПГ у детермінованій постановці. Разом з тим, експериментальні дослідження вібрацій статора насоса показують, що вихідний вібраційний сигнал, який реєструється, має явно статистичний характер, оскільки в кожній



реалізації вібраційного сигналу існують випадкові відхилення, обумовлені різними факторами. Це означає, що при діагностиці зношення циліндро-поршневих пар під час експлуатації, діагностичні висновки повинні робитися з врахуванням статистичного характеру вібраційного сигналу. Для отриманого математичного очікування діагностичного висновку повинен визначитися довірчий інтервал, у якому цей висновок знаходиться.

Для цього можуть бути використані два підходи. У першому – діагностичний висновок для кожної випадкової реалізації вібраційного сигналу визначається в детермінованій постановці і, тому виявляється випадковим. Проробивши це для великої кількості реалізацій вібраційного сигналу, можна знайти математичне очікування, дисперсію і довірчий інтервал діагностичного висновку. При застосуванні цього підходу для кожної спроби повинна здійснюватися переробка експериментального матеріалу в діагностичний. Одержання достовірних статистичних характеристик діагностичних висновків вимагає в цьому випадку проведення досить великої кількості спроб і значного часу для обробки їхніх результатів.

Істотне скорочення витрат часу може бути досягнуто при використанні другого підходу, у якому по випадкових реалізаціях вихідного вібраційного сигналу визначаються

його математичне очікування і дисперсія. З їх допомогою потім знаходяться діагностичний висновок і довірчий інтервал для нього.

Запишемо систему рівнянь відносно параметрів зношування (6) для j -ї реалізації вібраційного сигналу

$$\left. \begin{aligned} s_{c_i}^{(1)}\eta_1^{(j)} + s_{c_i}^{(2)}\eta_2^{(j)} + \dots + s_{c_i}^{(n)}\eta_n^{(j)} &= g_{c_i}^{(j)} + \psi_{c_i}, \\ s_{s_i}^{(1)}\eta_1^{(j)} + s_{s_i}^{(2)}\eta_2^{(j)} + \dots + s_{s_i}^{(n)}\eta_n^{(j)} &= g_{s_i}^{(j)} + \psi_{s_i}. \end{aligned} \right\} (10)$$

Тут для скорочення запису прийняті запроваджені позначення:

$$s_{c_i}^{(k)} = \alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(k)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(k)};$$

$$s_{s_i}^{(k)} = \alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(k)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(k)};$$

$$\psi_{c_i} = -\alpha_{c_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{c_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)};$$

$$\psi_{s_i} = -\alpha_{s_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{s_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}.$$

При N реалізаціях будемо мати N систем лінійних алгебраїчних рівнянь вигляду (10). Підсумовуючи ці системи рівнянь по всім j , після ділення на N дістанемо систему рівнянь для визначення математичного очікування діагностичного висновку

$$\left. \begin{aligned} s_{c_i}^{(1)}m(\eta_1) + s_{c_i}^{(2)}m(\eta_2) + \dots + s_{c_i}^{(n)}m(\eta_n) &= m(g_{c_i}) + \psi_{c_i}, \\ s_{s_i}^{(1)}m(\eta_1) + s_{s_i}^{(2)}m(\eta_2) + \dots + s_{s_i}^{(n)}m(\eta_n) &= m(g_{s_i}) + \psi_{s_i}. \end{aligned} \right\} (11)$$

де $m(\eta_k)$ – математичне очікування параметра зношення k -го циліндра (діагностичний висновок); $m(g_{c_i})$, $m(g_{s_i})$ – математичне очікування відповідно косинусної і синусної складових i -ї гармоніки закону руху статора.

$m(\mathbf{b}) = [m(g_{c_{i1}}), m(g_{s_{i1}}), m(g_{c_{i2}}), m(g_{s_{i2}}), \dots, m(g_{c_{iv}}), m(g_{s_{iv}})]^T$ – вектор-стовпець математичних очікувань правих частин рівнянь.

Для вектора математичних очікувань діагностичних висновків маємо аналогічно (9)

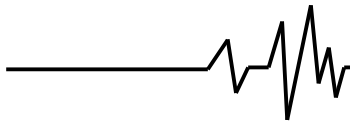
$$m(\mathbf{z}) = \mathbf{Y}m(\mathbf{b}). \quad (13)$$

У матричній формі система рівнянь (11) має вигляд

$$\mathbf{A}m(\mathbf{z}) = m(\mathbf{b}), \quad (12)$$

де $m(\mathbf{z}) = [m(\eta_1), m(\eta_2), \dots, m(\eta_n)]^T$ – вектор-стовпець математичних очікувань параметрів зношування;

Для визначення точності діагностичних висновків необхідно скласти коваріаційну матрицю випадкового вектора параметрів зношення \mathbf{z}



$$\mathbf{D}(\mathbf{z}) = m \left\{ [\mathbf{z} - m(\mathbf{z})][\mathbf{z} - m(\mathbf{z})]^T \right\} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & \dots & D_{1n} \\ D_{21} & D_{22} & \dots & D_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ D_{n1} & D_{n2} & \dots & D_{nn} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Діагональні елементи цієї матриці становлять собою дисперсії відповідних компонентів вектора \mathbf{z} , що визначаються за формулою

$$D_{ii} = m \left[(\eta_i - m(\eta_i))^2 \right] = D(\eta_i) \quad (i = \overline{1, n}). \quad (15)$$

Недіагональні елементи матриці $\mathbf{D}(\mathbf{z})$ називаються коваріаціями (кореляційними моментами) відповідних пар компонентів вектора \mathbf{z} і знаходяться по цьому вектору і його математичному очікуванню

$$D_{ik} = m \left[(\eta_i - m(\eta_i))(\eta_k - m(\eta_k)) \right] = K(\eta_i, \eta_k) \quad (i, k = \overline{1, n}). \quad (16)$$

Очевидно, що $K(\eta_i, \eta_k) = K(\eta_k, \eta_i)$, тобто коваріаційна матриця є симетричною.

Виразимо коваріаційну матрицю параметрів зношення (14) через коваріаційну матрицю вимірюваних сигналів. Використовуючи формули (9) і (14), маємо

$$\begin{aligned} \mathbf{D}(\mathbf{z}) &= \mathbf{D}(\mathbf{Yb}) = m \left\{ [\mathbf{Yb} - m(\mathbf{Yb})][\mathbf{Yb} - m(\mathbf{Yb})]^T \right\} = \\ &= m \left\{ \mathbf{Y}[\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{Y}(\mathbf{b} - m(\mathbf{b}))]^T \right\} = \\ &= \mathbf{Y}m \left\{ [\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{b} - m(\mathbf{b})]^T \right\} \mathbf{Y}^T = \mathbf{YD}(\mathbf{b})\mathbf{Y}^T, \end{aligned} \quad (17)$$

де $\mathbf{D}(\mathbf{b}) = m \left\{ [\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{b} - m(\mathbf{b})]^T \right\}$ – коваріаційна матриця правих частин системи рівнянь (8).

У результаті ми одержали матричне співвідношення для визначення дисперсій $D(\eta_k)$ параметрів зношення.

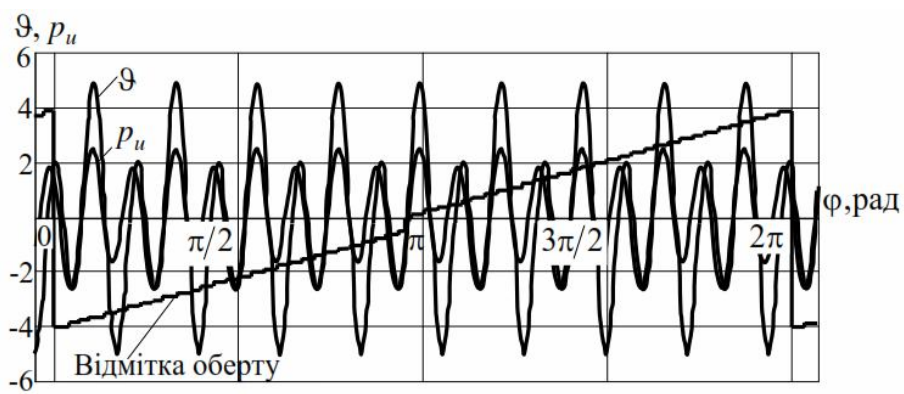


Рис. 4. Експериментальні залежності для кута відхилення статора і тиску в циліндрі керування на одному оберті ротора

4. Розрахунково-експериментальні дослідження. На рис. 4 показані експериментальні залежності кутowego відхилення статора ϑ і тиску в циліндрі керування p_u на одному оберті, які отримані по розробленій у [8] методиці, коли зношення

циліндро-поршневих пар відсутнє ($\eta_i = 1, i = \overline{1, 9}$). Графіки наведені у відносних одиницях (кутові відхилення статора отримані шляхом перерахування експериментально вимірюваного віброприскорення). На рисунку зображено також відмітку оберту.

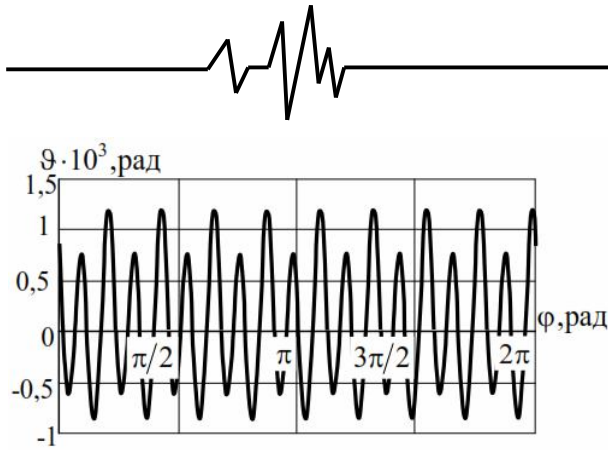


Рис. 5. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при відсутності витоків

Розрахунковий графік зміни кута повороту статора для одного повного оберту ротора при відсутності витоків зображений на рис. 5. Має місце гарний збіг відповідних кривих рис. 4 і 5. Зроблений аналіз показав, що найбільш сильна вісімнадцята гармоніка в законі руху формується зміною тиску в циліндрі за законом прямокутного синуса без урахування закидання тиску (див. рис. 3). Дев'ята ж гармоніка обумовлена закиданням тиску при переході циліндра з зони низького тиску в зону високого тиску.

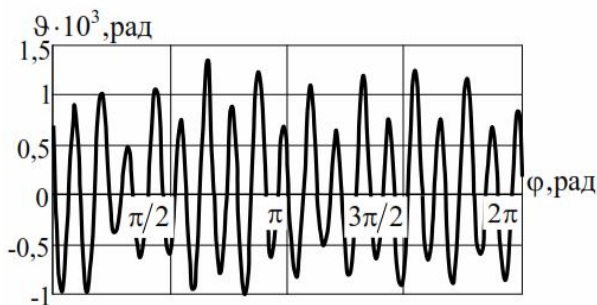


Рис. 6. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при збільшеному зазорі у третьому циліндрі ($\eta_3 = 0,5$)

Графіки рис. 6, 7 демонструють вплив на характер руху статора відхилень від нормальної роботи третього циліндра. Крива, зображена на рис. 6, відповідає математичному моделюванню витоків у третьому циліндрі ($\eta_3 = 0,5$). Має місце помітна відмінність її від кривої на рис. 5. У спектрі розкладання в ряд Фур'є при цьому з'являються значні гармоніки низької частоти.

Графік на рис. 7 відповідає математичному моделюванню ситуації, коли третій циліндр повністю втратив працездатність

$\eta_3 = 0$. Добре видно, що відзначені вище відхилення стають ще більш істотними.

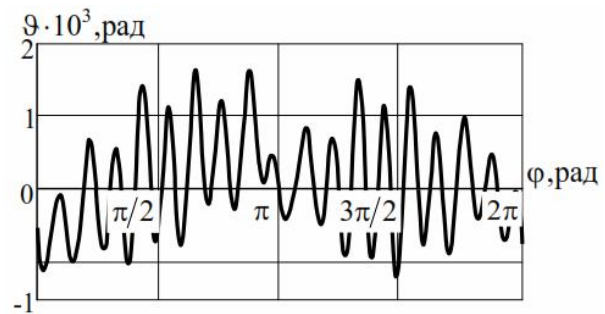


Рис. 7. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при відсутності закидів тиску у третьому циліндрі ($\eta_3 = 0$)

У таблиці наведені деякі результати по перевірці можливості практичного використання розробленого методу. У цих експериментах приймалося до уваги зношення третього циліндра: часткове ($\eta_3 = 0,5$), або повне ($\eta_3 = 0$). Закон руху статора (вихідний

вібраційний сигнал) був отриманий у результаті розрахунку вимушених коливань у моделі (1) з урахуванням зазначених параметрів зношення. Кількість гармонік для діагностики дорівнювало 18 або 9 (параметри зношення зображені чотирма значущими цифрами).

У варіантах 3, 4 і 6-8 вводилися спотворення для деяких гармонік в русі статора.

Порівняння варіантів 1 і 5 (див. таблицю) показує, що використання перевизначеної системи рівнянь (кількість косинусних і синусних складових гармонік більше кількості невідомих) дає більш точні результати, хоча й у випадку 9 гармонік результати є практично прийнятними.

Спотворення амплітуд косинусних і синусних складових дев'ятої гармоніки на 10% і для випадку 18 і для випадку 9 гармонік (варіанти 4 і 6) трохи погіршують результати варіанта 2, але їх також варто вважати практично прийнятними.

Порівняння варіантів 1 і 3 також підтверджує зазначений висновок.

У варіанті 7 наведені результати для спотворення тих же гармонік на 20%. Тут результати трохи гірші, ніж у варіанті 6, але алгоритм працює при цьому ще стійко.

У випадку ж спотворення декількох гармонік (варіант 8) результати розрахунку по деяких циліндрах позбавлені фізичного змісту.



Таблиця

Параметри зношення η_i ($i = \overline{1,9}$)

№	Номер циліндра									Кількість гармонік	Примітка
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	1,000	1,000	0,5	1,000	1,001	0,999	0,999	0,999	0,999	18	
2	1,001	1,001	0	1,001	1,000	0,999	0,999	0,999	0,999	18	
3	0,998	1,002	0,502	0,993	0,996	1,002	0,993	1,002	1,002	18	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
4	1,002	1,004	0,001	0,991	0,997	0,998	1,002	0,992	1,006	18	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
5	0,997	0,994	0,501	0,997	0,995	0,998	0,998	0,995	0,991	9	
6	1,003	0,984	0,002	0,989	0,972	0,978	0,998	0,935	0,933	9	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
7	1,004	0,995	0,004	0,976	0,947	0,955	0,978	0,860	0,919	9	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+20\%)$
8	1,036	1,052	0,060	1,061	1,050	1,890	1,820	1,200	1,050	9	$\vartheta_{c_1}, \vartheta_{s_1},$ $\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+20\%)$

Висновки. 1. Запропоновано метод вібраційної діагностики зношення циліндро-поршневих пар насоса РПГ із кульковими поршнями.

2. У якості діагностичної моделі обрана модель, що описує коливання статора насоса.

3. Запропоновано параметри, які характеризують зношення циліндро-поршневих пар.

4. Обрано тип експериментальних даних, необхідних для діагностики, які володіють високою інформативністю, простотою здобування й обробки.

5. Дано узагальнення розробленого методу діагностики для вібраційних сигналів, що мають статистичний характер.

6. Наведено результати розрахункових досліджень з використанням запропонованого методу діагностики.

7. Запропонований алгоритм має значні перспективи для розв'язання широкого кола проблем діагностики ГОП з кульковими РПГ.

Список використаних джерел

1. HMPT-1250. Компактная трансмиссия для AFAS/FARV. Transmission Programs Defence Systems Martin Marietta.– 1993.

2. Бабаев О.М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.

3. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко и др.–Харьков: Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.

4. Борисюк М.Д. Новое поколение шарико-поршневых передач / М.Д. Борисюк,

Ю.М. Бусяк, Г.А. Аврунин и др. // Промислова гідраліка і пневматика.– 2003.– №1.– С. 66–70.

5. Аврунин Г.А. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень / Г.А. Аврунин, И.В. Чабаненко, В.В. Хавиль и др. // Механіка та машинобудування.- 2004. - № 1. - С. 9–16.

6. Шатохін В. Моделювання динамічних процесів в кулькових радіально-поршневих насосах гідроб'ємних передач транспортних машин / В. Шатохін, О. Серьогін // Машинознавство. – 2007. – № 10 (124).– С. 3–9.

7. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 456 с.

8. Ярмач Н.С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов / Н.С. Ярмач // Механіка та машинобудування.– 2004.– № 1.– С. 35–45.

9. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики. В 2-х томах. Т. II. Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье.– М.: Наука, 1983.– 640 с.

Список джерел в транслітерації

1. HMPT-1250. Kompaktnaya transmissiya dlya AFAS/FARV. Transmission Programs Defence Systems Martin Marietta.– 1993.

2. Babaev O.M. Obemnye gidromekhanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovanie / O.M. Babaev, L.I. Ignatov, E.S. Kistochkin i dr.– L: Mashinostroenie, 1987.– 256 s.

3. Aleksandrov E.E. Dinamika trasportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevich,



V.A. Karpenko i dr.– Kharkhov: Izd-vo KhGADU (KhaDI), 2001.– 642 с.

4. Borisyuk M.D. Novoe pokolenie шариков-поршневых передач / M.D. Borisyuk, Yu.M. Busyak, G.A. Avrunin i dr. // Promyslova gidravlika i pnevmatyka.– 2003.– №1.– С. 66–70.

5. Avrunin G.A. Obemnaya gidroperedacha s шариковыми поршнями GOP-900: kharakteristiki i tekhnicheskii uroven / G.A. Avrunin, I.V. Chabanenko, V.V. Khavil i dr. // Mekhanika ta mashinobuduvannya. – 2004.– № 1. – С. 9–16.

6. Shatokhin V. Modelyuvannya dynamichnykh protsesiv v kulkovykh radialno-porshnevyykh nasosakh gidroobemnykh передач transportnykh mashin / V. Shatokhin, O. Serogin // Mashinoznavstvo.– 2007.– № 10 (124).– С. 3–9.

7. Shatokhin V.M. Analiz i parametricheskii sintez nelineynykh silovyykh передач mashin: Monografiya / V.M. Shatokhin.– Kharkov: NTU “KhPI”, 2008. – 456 с.

8. Yarmak N.S. Issledovanie dinamicheskikh protsessov gidromashin obemnogo tipa, diagnostika i identifikatsiya defektov / N.S. Yarmak // Mekhanika ta mashinobuduvannya.– 2004.– № 1.– С. 35–45.

9. Loytsyanskiy L.G. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. V 2-kh tomakh. T. II. Dinamika / L.G. Loytsyanskiy, A.I. Lure.– M.: Nauka, 1983.– 640 с.

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ИЗНОСА ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВЫХ ПАР НАСОСОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ С ШАРИКОВЫМИ ПОРШНЯМИ

Аннотация. Изложен метод диагностики цилиндро-поршневых пар насоса радиально-поршневой гидромашины. В качестве диагностических параметров приняты экспериментальные данные по вибрациям статора насоса, которые обладают высокой информативностью, простотой получения и обработки. Метод базируется на универсальной математической модели динамических

процессов в насосе радиально-поршневой гидромашины с шариковыми поршнями, учитывающей инерционные свойства шариков-поршней, статора, упругие свойства жидкости в цилиндре управления, эксцентриситет, давления подпитки и в полости нагнетания, частоту вращения ротора. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований.

Ключевые слова: вибрационная диагностика, гидрообъемная передача, радиально-поршневая гидромашина, шарик-поршень, заброс давления, колебания статора насоса.

THE VIBRATION DIAGNOSTIC OF DETERIORATION FOR PUMP'S CYLINDER- PISTON COUPLES OF HYDROVOLUMETRIC TRANSMISSION WITH BALL-PLUNGERS

Annotation. The method of pump's cylinder-piston couples diagnostics for radial-piston hydromachine is stated. As diagnostic parameters were taken experimental data from pump stator vibrations that have high self-descriptiveness, simplicity of receipt and treatment. Method is based on universal mathematical model of dynamic processes in the pump of radial-piston hydromachine with ball-pistons. The model takes into account inertial properties of piston balls, stator, elastic properties of liquid in the control cylinder, eccentricity, replenishment pressure and pressure in forcing cavity, rotor rotation frequency. The rule of pressure change that takes into account castings in pump barrels is determined. In the rule of pump stator movement the mechanism of forming of essential ninth and eighteenth harmonics with nominal parameters is found. The reasons of appearance of substantial harmonics in the rule of stator movement are settled. Results of design-experimental researches are cited.

Key words: vibration diagnostic, hydrovolumetric transmission, rotary-plunger hydromashine, pressure abandoning, stator oscillation.