

УДК 621.432.4

В. М. Шатохін, Н. В. Шатохіна*, В. М. Соболю

Харківський національний університет будівництва і архітектури,

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИЧНА МОДЕЛЬ КУЛЬКОВИХ РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ

© Шатохін В. М., Шатохіна Н. В., Соболю В. М., 2014

Створено універсальну математичну модель 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. Установлено закон зміни тиску з урахуванням його закидів у циліндрах насоса. Знайдено механізм формування в законі руху статора насоса з номінальними параметрами істотних дев'ятої і вісімнадцятої гармонік, причини появи в законі руху статора значних гармонік нижчого порядку. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

Ключові слова: кулька-поршень, гідромашина, радіально-поршневий насос, гармоніки, динамічні процеси.

The universal mathematical model of dynamic processes in a radial plunger hydromachine pump with ball-pistons is created. This model takes into account inertial properties of piston balls, a stator, elastic liquid properties in a cylinder control, eccentricity, replenishment pressure and pressure in cavity pumping, and rotor frequency rotation. The law of pressure changes is established; this law takes into consideration its reproaches in pump cylinders. The formation mechanism in the pump stator movement law with nominal parameters of substantial ninth and eighteenth harmonics, and the reasons for appearance of substantial harmonics of lower degrees in the law of stator movement, are found. The results of calculated and experimental researches are listed.

Key words: ball-pistons, hydromachine, radial plunger pump, harmonics, dynamic processes.

Постановка проблеми. Гідрооб'ємні передачі (ГОП) на основі радіально-поршневих гідромашин (РПГ) з кульковими поршнями успішно використовуються в закордонних транспортних засобах [1–3]. Це обумовлено низкою важливих якостей РПГ, до яких, зокрема, належать: компактність конструкцій і можливість проходження центрального вала трансмісії всередині цапфи ГОП; високі рівні потужності (до 900 кВт), що пропускається через ГОП; високі експлуатаційні оберти, які дають можливість з'єднати вал регульованого гідронасоса з колінчастим валом двигуна безпосередньо; забезпечення реверса ГОП; відсутність аксіально-поршневих гідромашин великої потужності. Такого типу гідромашини (рис. 1) випускає серійно фірма “Martin-Marietta” (США), а також їх починають застосовувати у вітчизняному машинобудуванні [2–5].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Сьогодні є небагато праць, в яких досліджені динамічні процеси у силових передачах із зазначеними ГОП та описано створення математичних моделей РПГ із кульковими поршнями. Відзначимо [6], в якій наведено найпростіший аналіз кінематичних характеристик руху кульки-поршня в циліндрі, сил, що діють на статор з боку кульки, але без врахування коливань самого статора, а також робіт [7, 8], у яких створена доволі повна математична модель динамічних процесів у насосі РПГ.

Постановка завдання. Метою статті є створення вірогідної математичної моделі динамічних процесів у насосі РПГ, що враховує інерційні властивості кульок-поршнів і статора, пружні властивості стовпа рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиск підживлення й у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора. Це обумовлено потребами діагностування різноманітних відхилень параметрів пристрою від номінальних, оцінки динамічних навантажень в елементах РПГ, побудови загальної динамічної моделі силового ланцюга транспортної машини з урахуванням двигуна, трансмісії та ходової частини. Наводяться результати розрахунково-експериментальних досліджень.

Основна частина. На кінематичній схемі насоса РПГ (рис. 2, а) 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.

Математична модель насоса РПГ. Припустимо, що кут повороту φ ротора відраховується від вертикального положення циліндро-поршневої пари, умовно прийнятої за першу, в напрямку ходу годинникової стрілки. Для показаного на рисунку відхилення цапфи статора Δ_0 , якому відповідає кут повороту статора ϑ_0 (додатний напрямок відліку – проти ходу годинникової стрілки) і відхилення осі (ексцентриситет) δ_0 , перший циліндр знаходиться в зоні низького тиску (ЗНТ), коли $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$ (нижня частина цапфового розподільника), а в зоні високого тиску (ЗВТ), коли $0 \leq \varphi \leq \pi/2$ і $3\pi/2 \leq \varphi < 2\pi$ (верхня частина цапфового розподільника). Кути, за яких відбуваються зміни підпоршневого тиску для k -го циліндра ($k = \overline{1, n}$; $n = 9$ – кількість циліндрів), відрізнятимуться на $2\pi(k-1)/n$.

Канали цапфового розподільника в ЗВТ і ЗНТ з'єднані кільцевою проточкою. У ЗНТ підпоршневий простір заповнюється робочою рідиною, що переноситься. У ЗВТ рідина виштовхується в магістраль нагнітання. Для значень кута φ , близьких до $\pi/2$ і $3\pi/2$, відбувається незначне перекриття каналів, що з'єднують підпоршневі простори відповідних циліндрів, із ЗНТ чи ЗВТ. Відбувається своєрідне відсікання зазначених об'ємів від відповідних магістралей, за рахунок того, що розміри перемичок дещо більші за розміри отворів (вихідних вікон робочих циліндрів ротора).

Статор є найдинамічнішою частиною насоса кульково-поршневої ГОП через наявність гідроциліндра системи керування. Вібропереміщення цапфи статора (тиску в циліндрі керування), зокрема, є зручною вхідною інформацією для діагностування.

Скористаємося для побудови математичної моделі, що описує коливання статора, процедурою складання рівнянь Лагранжа другого роду. Як узагальнену координату приймемо кут повороту статора ϑ (див. рис. 2, а). Обґрунтованими є такі допущення:

- кульки і статор мають масогабаритну симетрію;
- у пристрої, який працює нормально, кульки по бігівій доріжці перекочуються, а по стінках циліндрів – ковзають;
- тиски в підпоршневих просторах, зв'язаних із зонами ЗНТ чи ЗВТ, – однакові;
- при з'єднанні підпоршневого простору в циліндрі з ЗВТ відбуваються закидання тиску [9];

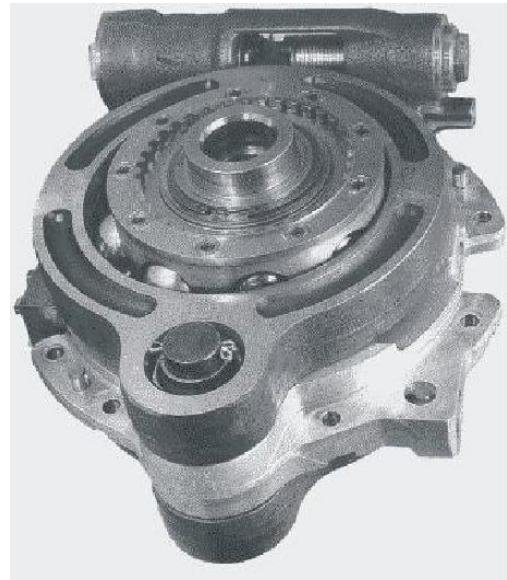


Рис. 1. Радіально-поршнева гідромашина з кульковими поршнями фірми "Martin-Marietta"

- зміною тиску в підпоршневому просторі при з'єднанні циліндра із ЗНТ нехтуємо, бо відсічений об'єм рідини високого тиску в цьому випадку – мінімальний;
- дії сил ваги кульок і статора на коливання останнього до уваги не беремо, бо моменти цих сил відносно осі обертання статора мізерно малі порівняно з іншими.

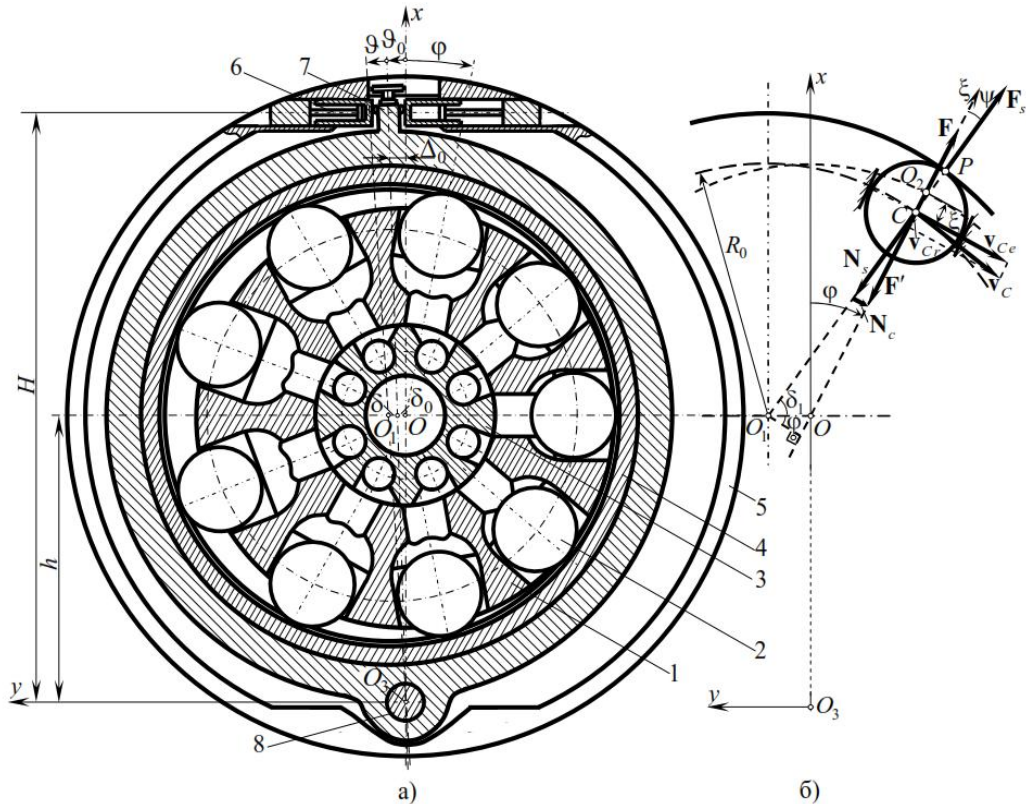


Рис. 2. Радіально-поршневі насос з кульковими поршнями: а – кінематична схема; б – складові швидкості центра мас кульки і сили, що діють на кульку і статор

Геометричні й кінематичні співвідношення. Вважаючи кутові відхилення статора малими, маємо (рис. 2, а):

$$\vartheta_0 = \frac{\Delta_0}{H}; \quad \delta_0 = \vartheta_0 h; \quad \vartheta = \frac{\Delta}{H}; \quad \delta = \vartheta h; \quad \delta_1 = \delta_0 + \delta = (\vartheta_0 + \vartheta)h, \quad (1)$$

де Δ – поточне відхилення цапфи статора; H – віддаль від осі обертання статора до осі гідروциліндра керування; h – віддаль від осі обертання статора до осі ротора.

Для визначення кінематичних характеристик руху кульки важливе значення має геометричне співвідношення (рис. 2, б)

$$R_0 \sin \psi = \delta_1 \cos \varphi, \quad (2)$$

з якого випливає, що

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \frac{\delta_1^2}{R_0^2} \cos^2 \varphi}, \quad (3)$$

де ψ – кут між віссю циліндра і прямою, що з'єднує точку O_1 на осі статора з центром кульки C ; R_0 – радіус кола, по якому рухаються центри кульок.

Введений кут ψ дає можливість тепер легко подати віддаль від осі ротора до центра кульки

$$\rho = OC = R_0 \cos \psi - \delta_1 \sin \varphi = \sqrt{R_0^2 - \delta_1^2 \cos^2 \varphi} - \delta_1 \sin \varphi. \quad (4)$$

Оскільки $\delta_1/R_0 \ll 1$, то з урахуванням (3) наближений вираз для цієї віддалі ρ_1 набуде вигляду

$$\rho_1 = R_0 - \delta_1 \sin \varphi. \quad (5)$$

Тоді наближений вираз ξ_1 для відносного зміщення $\xi = CO_2 = \rho - R_0$ центра кульки вздовж осі циліндра залежно від кута повороту ротора φ виявляється таким (див. рис. 2, б)

$$\xi_1 = -\delta_1 \sin \varphi. \quad (6)$$

Тепер формули для модуля переносної швидкості v_{Ce} , проекції відносної швидкості $v_{Cr\xi}$ на вісь $O\xi$ і квадрата абсолютної швидкості центра кульки v_C з урахуванням (1), (5) запишуться у вигляді:

$$v_{Ce} = \dot{\varphi} \rho_1 = \dot{\varphi} (R_0 - \delta_1 \sin \varphi); \quad (7)$$

$$v_{Cr\xi} = -h(\dot{\varphi} \sin \varphi + (\vartheta_0 + \vartheta) \dot{\varphi} \cos \varphi); \quad (8)$$

$$v_C^2 = v_{Cr}^2 + v_{Ce}^2 = h^2 [\dot{\varphi} \sin \varphi + (\vartheta_0 + \vartheta) \dot{\varphi} \cos \varphi]^2 - [R_0 - h(\vartheta_0 + \vartheta) \sin \varphi]^2 \dot{\varphi}^2. \quad (9)$$

Оскільки в точці P знаходиться миттєвий центр швидкостей (див. рис. 2, б), для квадрата кутової швидкості кульки, з врахуванням зробленого вище припущення, справедливою є формула

$$\omega_p^2 = \frac{v_C^2}{r^2}, \quad (10)$$

де r – радіус кульки.

Кінетична енергія системи. Для кульки, що здійснює плоскопаралельний рух, кінетична енергія

$$T_p = \frac{1}{2} m v_C^2 + \frac{1}{2} I_{Cz} \omega_p^2 = \frac{7}{10} m v_C^2, \quad (11)$$

де m – маса кульки; $I_{Cz} = \frac{2}{5} m r^2$ – осьовий момент інерції кульки.

Кінетична енергія статора

$$T_s = \frac{1}{2} I_{O_3z}^{(s)} \dot{\varphi}^2, \quad (12)$$

де $I_{O_3z}^{(s)} = I_{O_1z}^{(s)} + m_s \cdot O_3O_1^2$ – момент інерції статора відносно осі обертання; $I_{O_1z}^{(s)}$ – момент інерції статора відносно осі статорного кільця (його конструкція така, що положення точки O_1 практично збігається з центром мас); m_s – маса статора; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість статора.

З урахуванням виразів (9) – (12) повну кінетичну енергію системи (n – кульок і статорне кільце) можна подати як функцію такої структури:

$$T = \sum_{k=1}^n T_p \left(\varphi - (k-1) \frac{2\pi}{n}, h, R_0, \vartheta, \vartheta_0, \dot{\varphi}, \dot{\varphi} \right) + T_s(\dot{\varphi}). \quad (13)$$

Узагальнена сила повинна відображати пружні властивості стовпа рідини в циліндрі керування (**поновлювальний пружний момент**), момент від сил тиску робочої рідини в циліндрах насоса. Строгий опис дисипативних властивостей моделі є складним завданням. Оскільки для розглянутої конструкції важливі інтегральні характеристики розсіювання енергії за цикл коливань, то надалі прийнята лінійна залежність моменту опору від узагальненої швидкості $\dot{\varphi}$, тобто розглядається **момент в'язкого опору**

$$M_{O_3z}(\dot{\varphi}) = -b_e \dot{\varphi}, \quad (14)$$

де b_e – еквівалентний коефіцієнт опору.

Для оцінки b_e доцільно використовувати експериментальні дані з коливань на резонансних режимах.

На рис. 3, а наведена схема формування поновлювального пружного моменту $M_{O_3z}^{(\vartheta)}$ рідини в гідроциліндрі керування. Оскільки стовпи рідини ліворуч і праворуч від відхиленої цапфи статора є різними, то в загальному випадку коефіцієнти жорсткості еквівалентних пружин c_1 і c_2 відрізняться. Для обчислення їхніх значень доцільно використовувати формули:

$$c_1 = \frac{E\pi d^2}{4} \left/ \left(L + \frac{H}{h} \delta_0 \right) \right., \quad c_2 = \frac{E\pi d^2}{4} \left/ \left(L - \frac{H}{h} \delta_0 \right) \right., \quad (15)$$

де d – еквівалентний діаметр гідроциліндра; E – модуль пружності робочої рідини; L – половина довжини гідроциліндра керування.

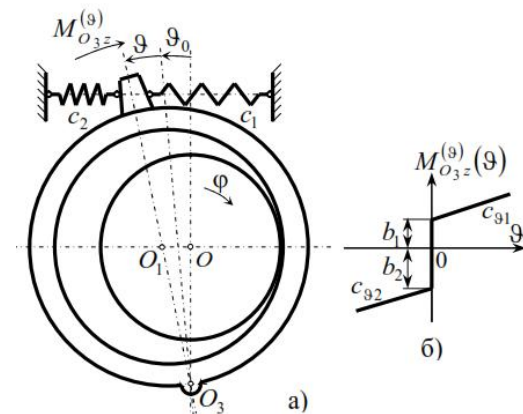


Рис. 3. Нелінійний поновлюючий момент від рідини в гідроциліндрі керування

У процесі зміни положення цапфи статора система керування формує надлишкові тиски в лівій чи правій частинах гідроциліндра керування, тому залежність $M_{O_3z}^{(\vartheta)}$ повинна мати властивості нелінійності з попереднім натягом (рис. 3, б), причому $c_{\vartheta_1} = c_1 H^2$, $c_{\vartheta_2} = c_2 H^2$, а значення параметрів b_1 і b_2 визначаються надлишковими тисками. За наявності значних дефектів у насосі система керування може формувати різні тиски в циліндрі керування і під час діагностування на стаціонарних режимах. Зазначимо, нарешті, те, що в розглянутій пружній характеристиці може бути відображений нелінійний характер залежності модуля пружності рідини від тиску.

Здебільшого для поновлювального пружного моменту цілком прийнятною виявляється лінійна модель (висоти стовпів рідини відрізняються неістотно)

$$M_{O_3z}^{(\vartheta)} = -cH^2\vartheta, \quad (16)$$

де $c = c_1 + c_2$ – еквівалентний коефіцієнт пружності рідини.

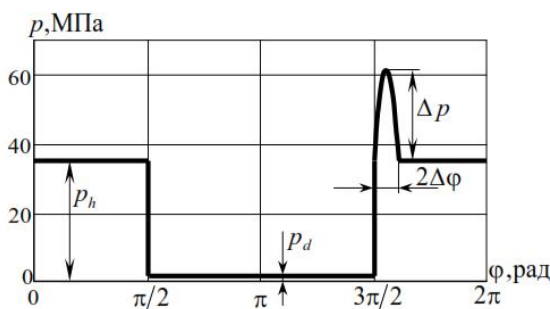


Рис. 4. Залежність тиску в підпоршнево-м просторі від кута повороту ротора

Збурювальний момент у розглянутій моделі формується силами тиску робочої рідини в підпоршневих порожнинах циліндрів насоса. Закон зміни тиску в першому циліндрі на одному оберті ротора для зазначених вище зон високого і низького тисків з урахуванням зробленого припущення відносно закиду тиску поданий на рис. 4.

Прийнято такі позначення: p_h – тиск у порожнині нагнітання; p_d – тиск підживлення; Δp – величина закидання тиску. Крива закидання тиску прийнята у формі відповідно зміщеної і переверненої квадратної параболі

$$\Delta p = a\tilde{\varphi}^2, \quad (17)$$

де $a = \Delta p / (\Delta\varphi)^2$; $-\Delta\varphi \leq \tilde{\varphi} \leq \Delta\varphi$.

Отже, форма кривої задається двома параметрами Δp і $\Delta\varphi$. У якості першого параметра зручніше використовувати коефіцієнт закидання тиску k_p , приймаючи, що $\Delta p = k_p p_h$. Величина Δp , як відзначається в [9], може навіть перевершувати p_h .

Для модуля сили \mathbf{F} , що діє на кульку з боку робочої рідини, справедлива очевидна формула $F = p\pi r^2$. До кульки прикладена також реакція циліндра \mathbf{N}_c і реакція статора \mathbf{N}_s (див. рис. 2, б). Там же показана і рівнодійна цих сил $\mathbf{F}' = \mathbf{N}_c + \mathbf{N}_s$. Оскільки $\mathbf{F}' = -\mathbf{F}$, то з прямокутного силового трикутника легко знаходиться модуль сили \mathbf{N}_s , а значить і модуль сили \mathbf{F}_s , що діє з боку кульки на статор ($\mathbf{F}_s = -\mathbf{N}_s$):

$$F_s = N_s = \frac{F}{\cos \psi}. \tag{18}$$

Введемо у розгляд радіус-вектор точки прикладання цієї сили $\mathbf{r}_{F_s} = \overrightarrow{O_3P}$, тоді для вектора-моменту сили відносно центра O_3 буде справедливий вираз

$$\mathbf{M}_{O_3}^{(\varphi)}(\mathbf{F}_s) = \mathbf{r}_{F_s} \times \mathbf{F}_s. \tag{19}$$

Звідси для алгебраїчної величини моменту відносно осі, яка проходить через точку O_3 , маємо

$$M_{O_3z}^{(\varphi)}(\varphi) = xF_{s_y} - yF_{s_x}, \tag{20}$$

де x, y – координати точки прикладання сили; F_{s_x}, F_{s_y} – проекції сили \mathbf{F}_s на осі O_3x, O_3y (див. рис. 2).

Для них справедливі такі вирази:

$$x = h + \rho_1 \cos \varphi + r \cos(\varphi + \psi), \quad y = -\rho_1 \sin \varphi - r \sin(\varphi + \psi); \tag{21}$$

$$F_{s_x} = F_s \cos(\varphi + \psi), \quad F_{s_y} = F_s \sin(\varphi + \psi). \tag{22}$$

Залежність моменту від кута повороту ротора показана на рис. 5.

Для сумарного збудовального моменту від n циліндрів маємо

$$\tilde{M}_{O_3z}^{(\varphi)} = \sum_{k=1}^n M_{O_3z}^{(\varphi)}\left(\varphi - (k-1)\frac{2\pi}{n}\right). \tag{23}$$

Відповідний графік поданий на рис. 6.

Склавши моменти (14), (16) і (23), одержимо кінцевий вираз для узагальненої сили:

$$Q_{\vartheta} = M_{O_3z}^{(\varphi)} + M_{O_3z}^{(\vartheta)} + \tilde{M}_{O_3z}^{(\varphi)}. \tag{24}$$

Рівняння Лагранжа. Після виконання

стандартних операцій з визначення похідних від кінетичної енергії системи, з урахуванням тотожностей [10]

$$\sum_{k=1}^n \sin\left(\varphi - (k-1)\frac{2\pi}{n}\right) = 0, \quad \sum_{k=1}^n \sin 2\left(\varphi - (k-1)\frac{2\pi}{n}\right) = 0, \quad \sum_{k=1}^n \sin^2\left(\varphi - (k-1)\frac{2\pi}{n}\right) = \frac{n}{2},$$

рівняння Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi} \tag{25}$$

набуває вигляду

$$\left(\frac{7}{10} mnh^2 + I_{O_3z}\right) \ddot{\varphi} - \frac{7}{5} mnh^2 (\vartheta_0 + \vartheta) \dot{\varphi}^2 = \tilde{M}_{O_3z}^{(\varphi)} + M_{O_3z}^{(\vartheta)} + M_{O_3z}^{(\varphi)}. \tag{26}$$

Найзручніші для діагностування сталі режими, коли обертання ротора є рівномірним, тобто $\dot{\varphi} = \omega = const$. Оскільки в цьому випадку $\varphi = \omega t$, то поновлювальний момент (23) стає періодичною функцією часу:

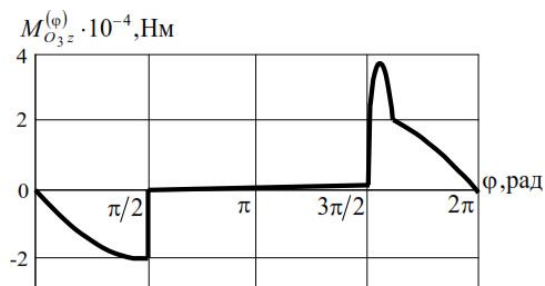


Рис. 5. Залежність моменту сил тиску рідини в першому циліндрі від кута повороту ротора

$$M_{O_{3z}}(t) = \sum_{k=1}^n M_{O_{3z}}^{(k)} \left(t - \frac{2\pi(k-1)}{\omega n} \right), \quad (27)$$

де $M_{O_{3z}}^{(k)}(t)$ – функція часу, що виходить з (20) після заміни в (21), (22) φ на ωt .

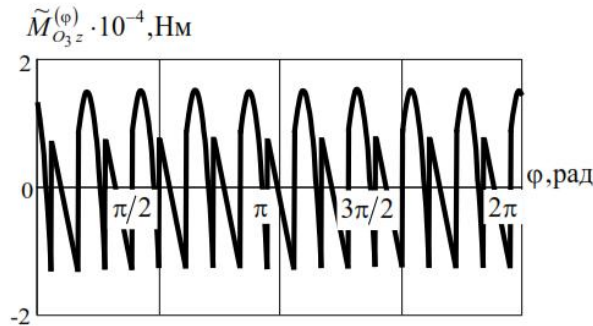


Рис. 6. Залежність моменту сил тиску рідини усіх циліндрів від кута повороту ротора

Рівняння (26) на сталому режимі з урахуванням (14), (16) і (27), після відповідного перегрупування доданків, набуває вигляду

$$I_{O_{3z}}^{(e)} \ddot{\vartheta} + b_e \dot{\vartheta} + c_e \vartheta = M_{O_{3z}}^{(0)} + M_{O_{3z}}(t), \quad (28)$$

де $I_{O_{3z}}^{(e)} = \frac{7}{10} mnh^2 + I_{O_{3z}}^{(s)}$ – еквівалентний момент інерції моделі; $c_e = cH^2 - \frac{7}{5} mnh^2 \omega^2$ – еквівалентна жорсткість; $M_{O_{3z}}^{(0)} = \frac{7}{5} mnh^2 \vartheta_0 \omega^2$ – сталий момент, обумовлений рухом кульок.

Доволі несподіваним є те, що момент інерції $I_{O_{3z}}^{(e)}$ виявився сталим, а відхилення

статора породжують сталий момент $M_{O_{3z}}^{(0)}$, пропорційний до кута відхилення статора і квадрата кутової швидкості, що сприяє збільшенню цього кута.

Розрахунково-експериментальні дослідження. Для перевірки коректності побудованої математичної моделі проведено розрахунково-експериментальні дослідження пристрою з такими відносними геометричними параметрами: $r = 1$; $R_0 = 4,039$; $h = 6,142$; $H = 14,803$; $\Delta_0 = 0,315$; $d = 1,26$; $L = 0,756$. Для формування пружного і збурювального моментів прийняті такі параметри: $p_h = 35$ МПа; $p_d = 1,5$ МПа; $k_p = 0,75$; $\Delta\varphi = \pi/18$; $E = 1,35 \cdot 10^3$ МПа.

Кінцеві значення для коефіцієнтів диференціального рівняння (28) у разі використання сталих переходу $I_0 = 1$ кгм², $c_0 = 1 \cdot 10^8$ Нм [11] є такими: $I_{O_{3z}}^{(e)} = 3,719$; $c_e = 0,3774$; $b_e = 0,02$; $M_{O_{3z}}^{(0)} = 0,9601 \cdot 10^{-5}$. При цьому в розрахунках момент $M_{O_{3z}}(t)$ варто зменшити в c_0 разів. Безрозмірне значення частоти – $\omega = 0,03$.

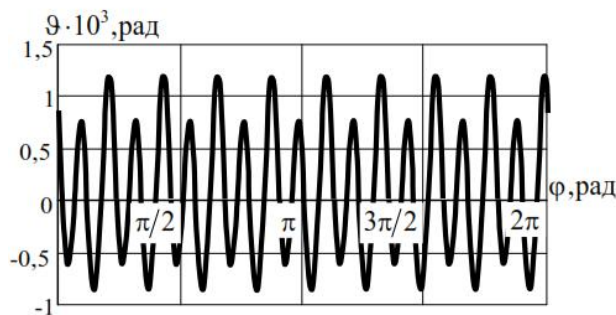


Рис. 7. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора

На рис. 7 поданий графік зміни кута повороту статора для одного повного оберту ротора. Його аналіз показав, що найсильніша вісімнадцята гармоніка в законі руху формується зміною тиску в циліндрі за законом прямокутного синуса без врахування закидання тиску (див. рис. 4). Дев'ята ж гармоніка обумовлена саме закиданням тиску у разі переходу циліндра з ЗНТ у ЗВТ.

Експериментальні залежності кутового відхилення статора ϑ і тиску в циліндрі керування p_u на одному оберті, отримані за розробленою у [12] методикою, показані на

рис. 8. Графіки подані у відносних одиницях (кутові відхилення статора отримані перерахуванням експериментально виміряного вібропришвидження). На рисунку зображена також відмітка оберту. Спостерігається добрий збіг відповідних кривих на рис. 7 і 8.

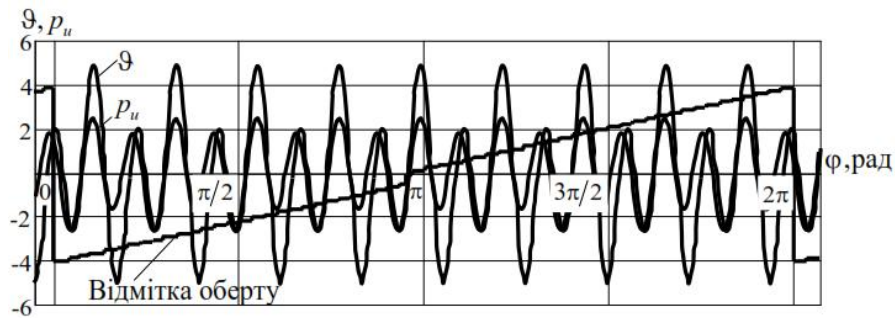


Рис. 8. Експериментальні залежності для кута відхилення статора і тиску в циліндрі керування на одному оберті ротора

Висновки

1. Створено універсальну математичну модель динамічних процесів у насосі радіально-поршневої гідромашини з кульковими поршнями.
2. Враховано інерційні властивості кульок-поршнів, статора, пружні властивості стовпа рідини в циліндрі керування, тиск рідини в магістралях і його закидання, частота обертання ротора, ексцентриситет.
3. Запропоновано модель формування закону зміни тиску з урахуванням його закидів у циліндрах насоса на оберті ротора.
4. Знайдено механізм формування в законі руху статора насоса з номінальними параметрами істотних дев'ятої і вісімнадцятої гармонік.
5. Встановлено причини появи в законі руху статора істотних гармонік нижчого порядку.
6. Запропонована модель має істотні перспективи для вирішення широкого кола проблем діагностування різноманітних відхилень параметрів пристрою від номінальних, динаміки ГОП з кульковими РПГ у загальній динамічній моделі силового ланцюга транспортної машини.

1. НМРТ-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. Бусьяк, Г. А. Аврунин и др. // *Промислова гідравліка і пневматика*. – 2003. – №1. – С. 66–70. 5. Аврунин Г. А. Объемная гидropередача 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. Ткачук А. В. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи / А. В. Ткачук, Н. Н. Ткачук // *Вісник Нац. техн. ун-ту “Харківський політехнічний інститут”*: Темат. випуск “Колісні та гусеничні машини спеціального призначення”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2003. – № 28. – С. 9–19. 7. Шатохін В. Моделирование динамических процессов в кульковых радиально-поршневых насосах гидрообъемных передач транспортных машин / В. Шатохін, О. Серьогін // *Машинознавство*. – 2007. – № 10 (124). – С. 3–9. 8. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В. М. Шатохин. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 456 с. 9. Баишта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1982. – 606 с. 10. Двайт Г. Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Г. Б. Двайт. – М.: Наука, 1973. – 228 с. 11. Терских В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета, т.1 / В. П. Терских. – Л.: Судостроение, 1969. – 206 с. 12. Ярмак Н. С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов / Н. С. Ярмак // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – № 1. – С. 35–45.