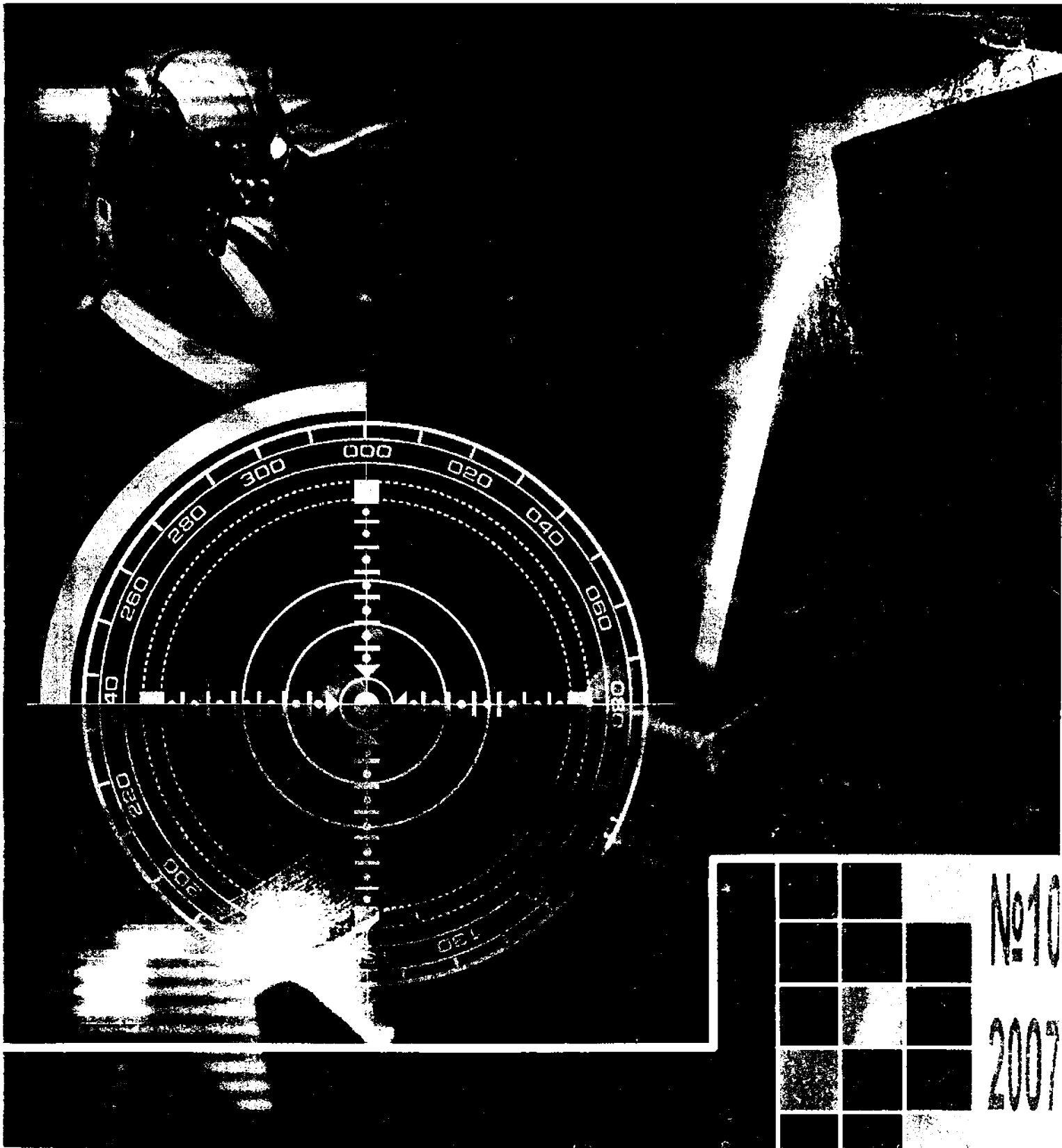


ISSN 1729-4959

# МАШИНОЗНАВСТВО

## MECHANICAL ENGINEERING

ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ ЩОМІСЯЧНИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ І ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ



№10

2007

УДК 621.432.4:534.16

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У КУЛЬКОВИХ РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСАХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

**В. Шатохін**

Професор, д-р техн. наук,  
Національний технічний університет  
"Харківський політехнічний інститут",  
м. Харків

**О. Серьогін**

Професор, д-р техн. наук,  
Національний університет  
харчових технологій,  
м. Київ

*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. Встановлено 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 більш низького порядку. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.*

**динамічний процес, гідрооб'ємна передача, радіально-поршнева гідромашина, кулька-поршень, статор насоса, поновлювальний момент, закидання тиску, збурювальний момент, коливання статора**

Гідрооб'ємні передачі (ГОП) на основі радіально-поршневих гідромашин (РПГ) з кульковими поршнями успішно використовують у 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 реверсу ГОП; відсутність аксіально-поршневих гідромашин великої потужності. Такого типу гідромашини (рис. 1) випускаються серійно фірмою "Martin-Marietta" (США), а також починають знаходити застосування у вітчизняному машинобудуванні [2 — 5].

Праці, присвячені дослідженню динамічних процесів у силових передачах із зазначеними ГОП та створенню математичних моделей РПГ з кульковими поршнями, практично відсутні. Відзначимо тут статтю [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.

Метою цієї 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 оцінки динамічних навантажень в елементах РПГ,

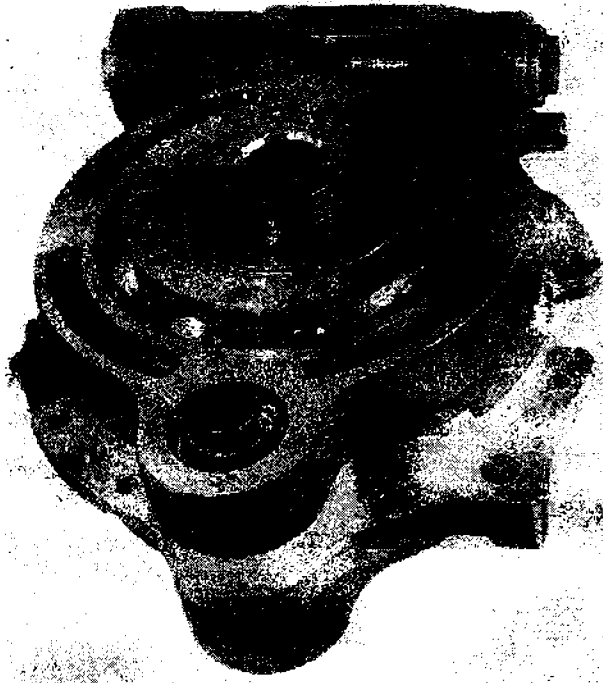


Рис. 1. Радіально-поршнева гідромашина з кульковими поршнями фірми "Martin-Marietta"

діагностування різноманітних відхилень параметрів пристрою від номінальних, побудови загальної динамічної моделі силового ланцюга транспортної машини з урахуванням двигуна, трансмісії та ходової частини. У статті наведені результати розрахунково-експериментальних досліджень.

**1. Математична модель насоса РПГ.** 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.

Припустимо, що кут повороту  $\varphi$  ротора відраховується від вертикального положення циліндро-поршневої пари, умовно прийнятої за першу, в напрямі ходу годинникової стрілки. Для показаного на рисунку відхилення цапфи статора  $\Delta_0$ , якому відповідає кут повороту статора  $\vartheta_0$  (додатній напрям відліку — проти ходу годинникової стрілки) і відхилення осі (ексцентриситет)  $\delta_0$ , 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, при яких відбуваються зміни підпоршневого тиску для  $k$ -го циліндра ( $k=1, n; n=9$  — 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  $\varphi$ , 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. За узагальнену координату приймемо кут повороту статора  $\vartheta$  (див. рис. 2,а). Обґрунтованими є такі допущення: кульки і статор мають масогабаритну симетрію; у нормально працюючому пристрої кульки по біговій 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 [7]; 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.

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

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

де  $\Delta$  — поточне відхилення цапфи статора;  $H$  — віддаль від осі обертання статора до осі гідроциліндра 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  $\psi$  — 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  $\psi$  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 врахуванням (3) наближений вираз для цієї віддалі  $\rho_1$  набуде вигляду

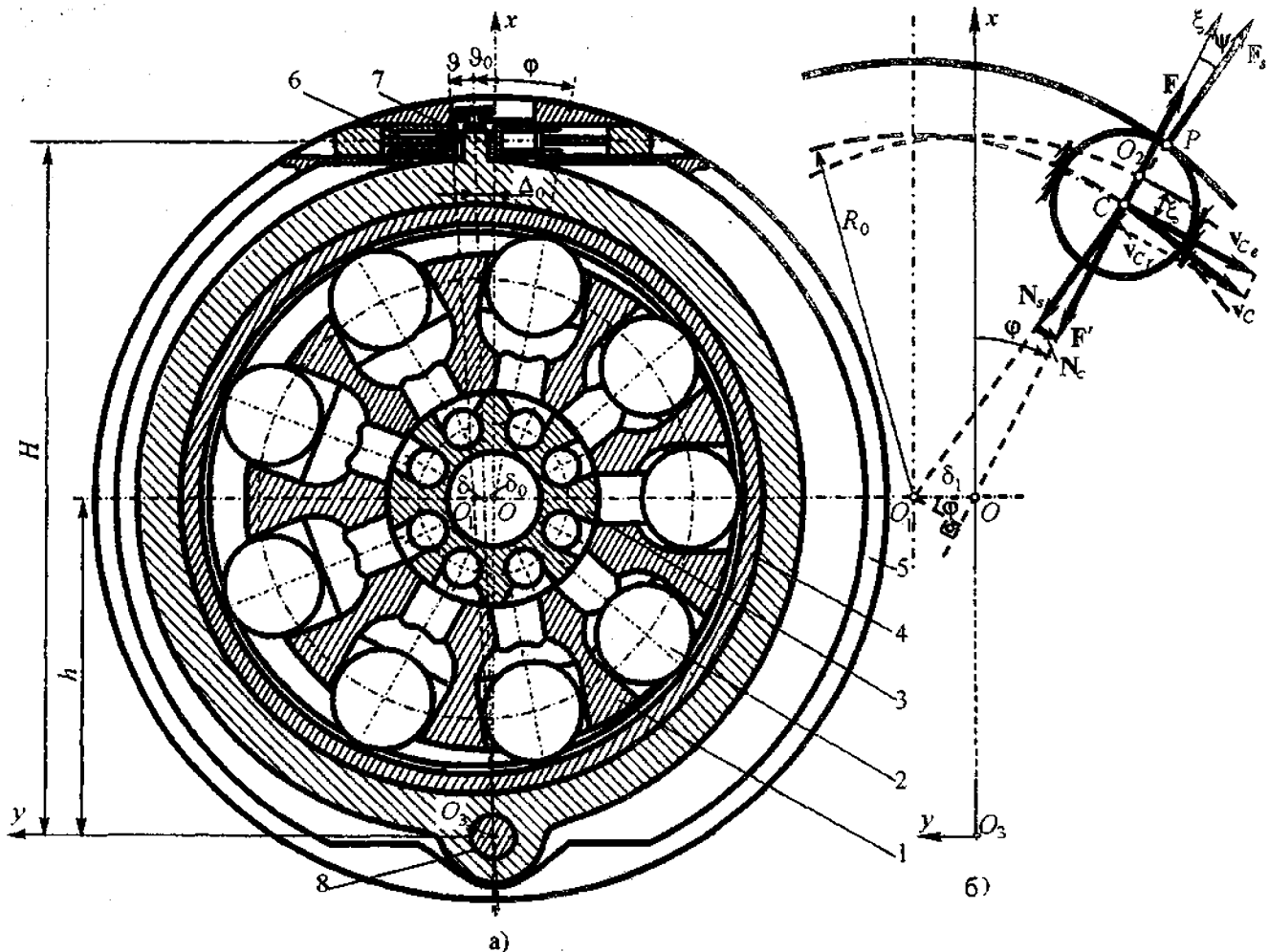


Рис. 2. Радіально-поршневий насос з кульковими поршнями: а — кінематична схема; б — складові швидкості центра мас кульки і сили, що діють на кульку і статор

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

Тоді наближений вираз  $\xi_1$  для відносного зміщення  $\xi = CO_2 = \rho - R_0$  центра кульки вздовж осі циліндра в залежності від кута повороту ротора  $\varphi$  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  $v_C$  (див. рис. 2,а) 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), то для квадрата кутової швидкості

кульки, з урахуванням 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

$$T_s = \frac{1}{2} I_{O_3}^{(s)} \dot{\varphi}^2, \quad (12)$$

де  $I_{O_3}^{(s)} = I_{O_1}^{(s)} + m_s \cdot O_3 O_1^2$  — момент інерції статора відносно осі обертання;  $I_{O_1}^{(s)}$  — момент інерції статора

відносно осі статорного кільця (його конструкція така, що положення точки  $O_1$  практично збігається з центром мас);  $m_s$  — маса статора;  $\dot{\vartheta}$  — кутова швидкість статора. З урахуванням виразів (9) — (12) повну кінетичну енергію системи ( $n$  — кульок і статорне кільце) можна подати як функцію такої структури

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

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 складною задачею. Оскільки для розглянутої конструкції важливі інтегральні характеристики розсіювання енергії за цикл коливань, то надалі прийнята лінійна залежність моменту опору від узагальненої швидкості  $\dot{\vartheta}$ , тобто розглядається момент в'язкого опору

$$M_{O_{3z}}^{(\dot{\vartheta})} = -b_e \dot{\vartheta}, \quad (14)$$

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  $c_2$  відрізнятимуться. Для обчислення їхніх значень доцільно використовувати такі 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.

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 при діагностуванні на стаціонарних режимах. Зазначимо, нарешті, те, що в розглянутій пружній характеристиці може бути відображений нелінійний характер залежності модуля пружності рідини від тиску.

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

$$M_{O_{3z}}^{(\vartheta)} = -cH^2\vartheta, \quad (21)$$

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

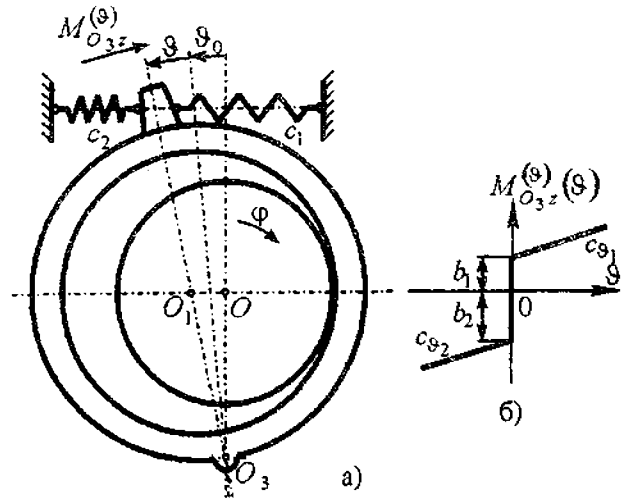


Рис. 3. Нелінійний поновлювальний момент від рідини в гідроциліндрі керування

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 закидання тиску поданий на рис. 4.

Прийнято такі позначення:  $p_h$  — тиск у порожнині нагнітання;  $p_d$  — тиск підживлення;  $\Delta p$  — величина закидання тиску. Крива закидання тиску прийнята у формі відповідним чином зміщеної і переверненої квадратної параболи

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

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

Таким чином, форма кривої задається двома параметрами  $\Delta p$  і  $\Delta\varphi$ . У якості першого параметра зручніше використовувати коефіцієнт закидання тиску  $k_p$ , приймаючи, що  $\Delta p = k_p p_h$ . Величина  $\Delta p$ , як зазначається в [7], може навіть перевищувати  $p_h$ .

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

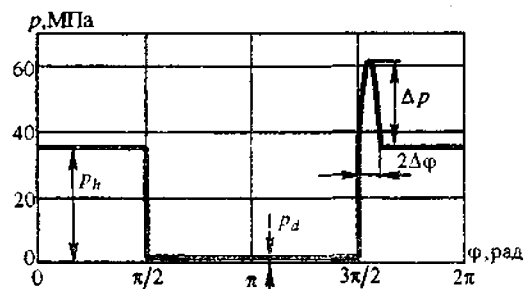


Рис. 4. Залежність тиску в підпоршневій порожнині від кута повороту ротора

$N_s$ , а, отже, і модуль сили  $F_s$ , що діє з боку кульки на статор ( $F_s = -N_s$ ):

$$F_s = N_s = \frac{F}{\cos \psi}. \quad (18)$$

Введемо у розгляд радіус-вектор точки прикладання цієї сили  $r_{F_s} = O_3 P$ . тоді для вектора-моменту сили відносно центра  $O_3$  буде справедливим вираз

$$M_{O_3}^{(\varphi)}(F_s) = r_{F_s} \times F_s. \quad (19)$$

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

$$M_{O_3 z}^{(\varphi)}(\varphi) = xF_{s_y} - yF_{s_x}, \quad (20)$$

де  $x, y$  — координати точки прикладання сили;  $F_{s_x}, F_{s_y}$  — проекції сили  $F_s$  на осі  $O_3 x, O_3 y$  (див. рис. 2). Для них справедливі такі вирази:

$$\left. \begin{aligned} x &= h + \rho_1 \cos \varphi + r \cos(\varphi + \psi), \\ y &= -\rho_1 \sin \varphi - r \sin(\varphi + \psi); \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

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

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

Для сумарного збурювального моменту від  $n$  циліндрів маємо

$$\tilde{M}_{O_3 z}^{(\varphi)} = \sum_{k=1}^n M_{O_3 z}^{(\varphi)} \left( \varphi - (k-1) \frac{2\pi}{n} \right). \quad (23)$$

Відповідний графік поданий на рис. 6.

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

$$Q_\vartheta = M_{O_3 z}^{(\vartheta)} + M_{O_3 z}^{(s)} + \tilde{M}_{O_3 z}^{(\varphi)}. \quad (24)$$

**Рівняння Лагранжа.** Після виконання стандартних операцій з визначення похідних від кінетичної енергії системи, з урахуванням тотожностей [8]

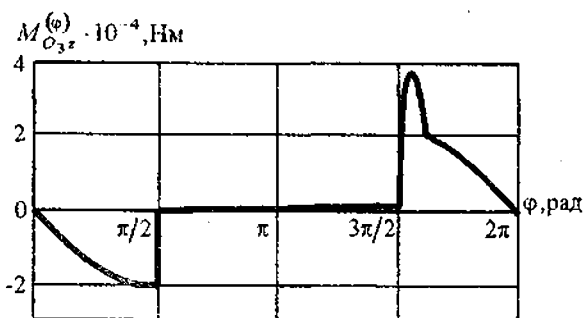


Рис. 5. Залежність моменту сил тиску рідини в першому циліндрі від кута повороту ротора

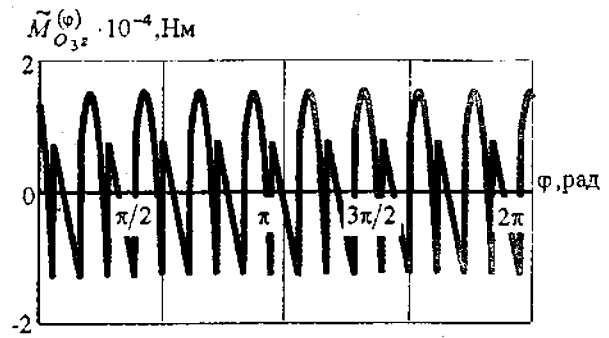


Рис. 6. Залежність моменту сил тиску рідини усіх циліндрів від кута повороту ротора

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

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

рівняння Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\vartheta}} - \frac{\partial T}{\partial \vartheta} = Q_\vartheta \quad (25)$$

набуває вигляду

$$\begin{aligned} \left( \frac{7}{10} mnh^2 + I_{O_3 z} \right) \ddot{\vartheta} - \frac{7}{5} mnh^2 (\vartheta_0 + \vartheta) \dot{\vartheta}^2 = \\ = \tilde{M}_{O_3 z}^{(\varphi)} + M_{O_3 z}^{(s)} + M_{O_3 z}^{(s)}. \end{aligned} \quad (26)$$

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:

$$M_{O_3 z}^{(\varphi)}(t) = \sum_{k=1}^n M_{O_3 z}^{(\varphi)} \left( t - \frac{2\pi(k-1)}{\omega n} \right), \quad (27)$$

де  $M_{O_3 z}^{(\varphi)}(t)$  — функція часу, що виходить з (20) після заміни в (21), (22)  $\varphi$  на  $\omega t$ .

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

$$I_{O_3 z}^{(e)} \ddot{\vartheta} + b_e \dot{\vartheta} + c_e \vartheta = M_{O_3 z}^{(s)} + M_{O_3 z}^{(\varphi)}(t), \quad (28)$$

де  $I_{O_3 z}^{(e)} = \frac{7}{10} mnh^2 + I_{O_3 z}^{(s)}$  — еквівалентний момент інер-

ції моделі;  $c_e = cH^2 - \frac{7}{5} mnh^2 \omega^2$  — еквівалентна жорст-

кість;  $M_{O_{3z}}^{(0)} = \frac{7}{5} mn h^2 \vartheta_0 \omega^2$  — сталий момент, обумовлений рухом кульок.

Досить несподіваним є те, що момент інерції  $I_{O_{3z}}^{(e)}$  виявився сталим, а відхилення статора породжують сталий момент  $M_{O_{3z}}^{(0)}$ , пропорційний куту відхилення статора і квадрату кутової швидкості, що сприяє збільшенню цього кута.

**2. 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) при використанні сталих переходу  $I_0=1$  кг·м<sup>2</sup>,  $c_0=1 \cdot 10^8$  Н·м [9] є такими:  $I_{O_{3z}}^{(e)}=3,719=1$ ;  $c_e=0,3774$ ;  $b_e=0,02$ ;  $M_{O_{3z}}^{(0)}=0,9601 \cdot 10^{25}$ . При цьому в розрахунках момент  $M_{O_{3z}}^{(e)}$  варто зменшити в  $c_0$  разів. Безрозмірне значення частоти  $\omega=0,03$ .

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.

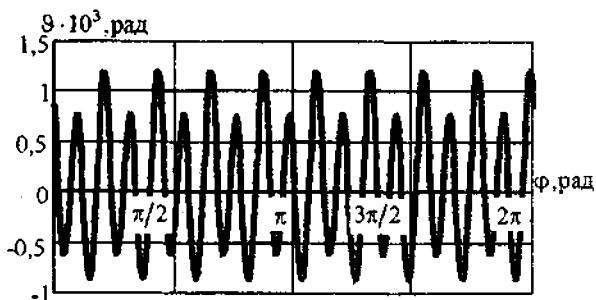


Рис. 7. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора

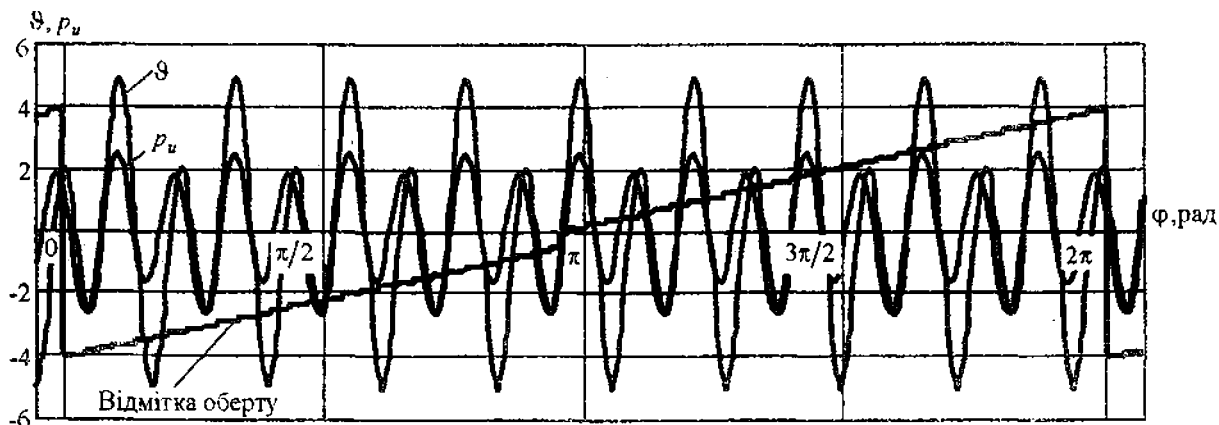


Рис. 8. Експериментальні залежності для кута відхилення статора і тиску в циліндрі керування на одному оберті ротора

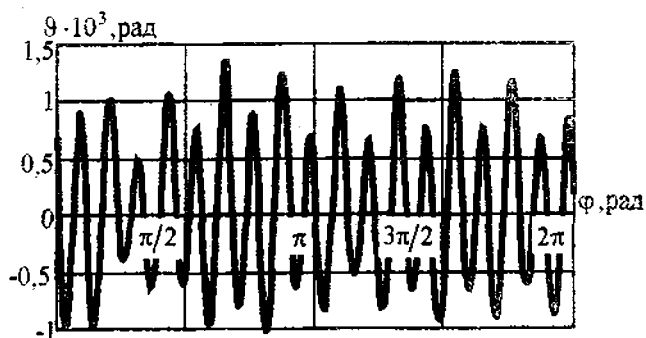


Рис. 9. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при збільшеному зазорі в третьому циліндрі

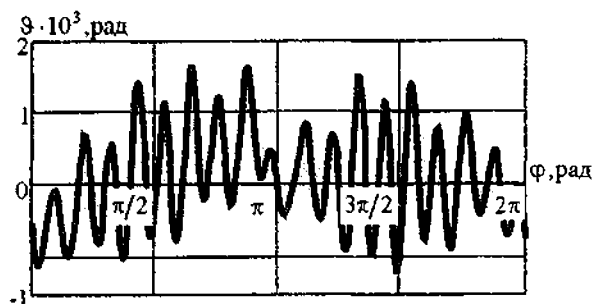


Рис. 10. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при відключеному третьому циліндрі

рис. 4). Дев'ята ж гармоніка обумовлена саме закиданням тиску при переході циліндра із ЗНТ у ЗВТ.

Експериментальні залежності кутового відхилення статора  $\vartheta$  і тиску в циліндрі керування  $p_u$  на одному оберті, отримані за розробленою в [10] методикою, показані на рис. 8. Графіки подані у відносних одиницях (кутові відхилення статора отримані шляхом перерахування експериментально виміряного вібропришвидження). На рисунку зображена також відмітка оберту. Спостерігається добрий збіг відповідних кривих на рис. 7 і рис. 8.

Графіки на рис. 9, рис. 10 відображають вплив на характер руху статора відхилень від нормальної роботи третього циліндра. Крива, подана на рис. 9, відповідає математичному моделюванню істотних витокув у циліндрі, коли його з'єднання із ЗВТ не породжує закидів тиску. Спостерігається помітна відмінність її від кривої на рис. 7. У спектрі розкладу в ряд Фур'є при цьому з'являються істотні гармоніки низької частоти. Графік на рис. 10 відповідає математичному моделюванню ситуації, коли третій циліндр цілком втратив працездатність. Добре видно, що зазначені вище відхилення стають ще істотнішими.

**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 розв'язання широкого кола проблем динаміки ГОП з кульковими РПГ у загальній динамічній моделі силового ланцюга транспортної машини.

### Литература

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

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

3. *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., Бусяк Ю.М., Аврунин Г.А. и др. Новое поколение шарико-поршневых передач // Промислова гідравліка і пневматика.* — 2003. — №1. — С. 66—70.

5. *Аврунин Г.А., Чабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування.* — 2004. — №1. — С. 9—16.

6. *Ткачук А.В., Ткачук Н.Н. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи // Вісник Наці. техн. ун-ту "ХПІ": Темат. вип. "Колісні та гусеничні машини спеціального призначення".* — Харків: НТУ "ХПІ". — 2003. — №28. — С. 9—19.

7. *Баумт Г.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем.* — М.: Машиностроение, 1982. — 606 с.

8. *Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы.* — М.: Наука, 1973. — 228 с.

9. *Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета. Т. 1.* — Л.: Судостроение, 1969. — 206 с.

10. *Ярмак Н.С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов // Механіка та машинобудування.* — 2004. — №1. — С. 35—45.

Отримана 30.04.07

*V. Shatokhin, A. Serjogin*

**The modeling of dynamic processes in ball rotary-plunger pumps hydro-volumetric transmissions in transport machines**  
*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute",  
Kharkiv;*

*National University of Food Technologies, Kyiv*

*Universal mathematical model of dynamic processes in a pump of rotary-plunger hydromashine with ball-pistons is created. This model takes into account inertial properties of piston balls, stator, liquid elastic properties in control cylinder, centering error, replenishment pressure and pressure in forcing cavity, rotor rotation frequency. The law of pressure changes subject to its abandoning into pump cylinder is determined. The mechanism of forming considerable ninth and eighteenth harmonics in law of pump stator movement with nominal parameters and reasons of substantial harmonics appearance in law of stator movement are found. Results of design-experimental researches are cited.*