

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОХИБКИ ФОРМИ ВИГОТОВЛЕННЯ РОТОРІВ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного*

Пастушенко С. І., д.т.н.

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – Технології виготовлення роторів планетарних гідромоторів, зумовлюють певну похибку форми їх зубчастої поверхні, що призводять до коливань діаметрального зазору між роторами. Такі коливання чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора. Попередні дослідження розглядають взаємодію роторів планетарних гідромашин, як беззазорне (теоретичне) з'єднання. У роботах не враховується відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами планетарного гідромотора, що дозволяє зовнішньому ротору довільно переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей роторів планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками. Для моделювання коливання діаметрального зазору, були обґрунтовані граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів планетарного гідромотора. Дослідженнями встановлено, що коливання похибки форми зубчастої поверхні роторів носять хаотично-циклічний характер та справляють істотний вплив на зміну діаметрального зазору. Обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів дозволили усунути коливання діаметрального зазору та забезпечити стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Ключові слова – планетарний гідромотор, внутрішній ротор, зовнішній ротор, зубчаста поверхня, граничні відхилення, діаметральний зазор, похибка форми.

Постановка проблеми – Сучасні тенденції гідрофікації самохідної техніки вимагають розробки нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин планетарного типу, а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення їх вихідних характеристик. Застосування планетарних гідромоторів в приводах активних робочих органів самохідної техніки, висуває високі вимоги до зміни вихідних характеристик цих гідромоторів, реалізація яких може бути забезпечена при їх проектуванні [1-5].

Технологічні труднощі, пов'язані з виготовленням роторів планетарного гідромотора, викликані їх конструктивними особливостями, зумовлюють певну похибку форми зубчастої поверхні роторів (рис. 1), що призводять до коливань діаметрального зазору між зовнішнім (рис. 1, а) та внутрішнім (рис. 1, б) роторами [6-13]. В процесі експлуатації, коливання діаметрального зазору чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

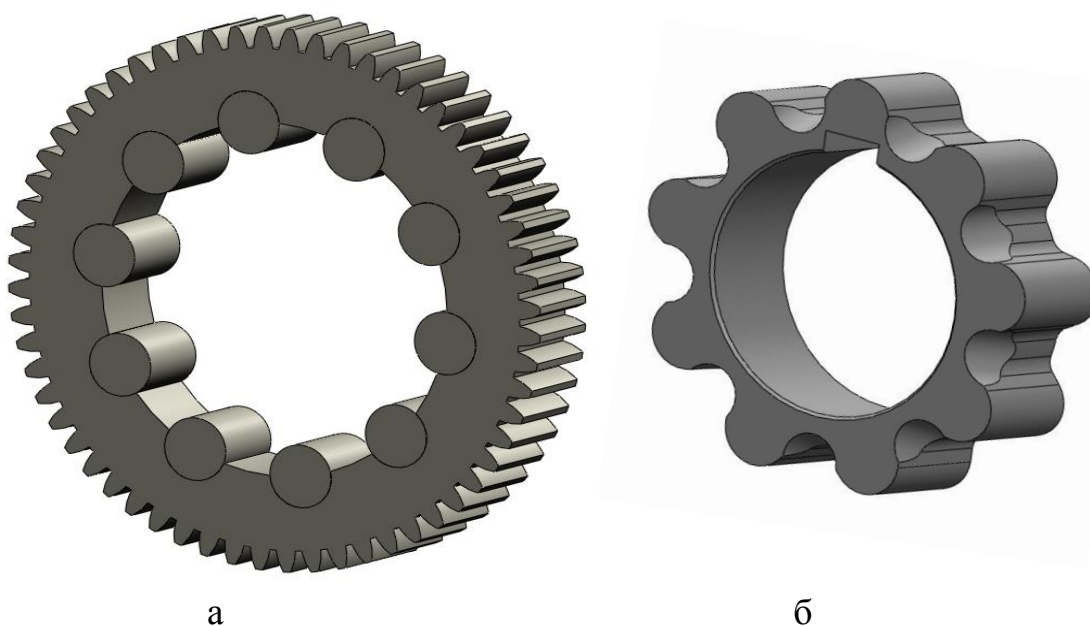


Рис. 1. Елементи витискувальної системи:
а – зовнішній ротор; б – внутрішній ротор.

Отже, реальне з'єднання роторів планетарного гідромотора відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору і та відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між внутрішнім і зовнішнім роторами [13]. Тому, дослідження впливу діаметрального зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами планетарного

гідромотора на зміну його вихідних характеристик є актуальною задачею, рішення якої дозволить забезпечувати стабільність вихідних параметрів планетарних гідромоторів на стадії проектування.

Аналіз останніх досліджень – На сьогоднішній день велика увага приділяється проектування героторних та орбітальних гідромашин. Розроблено математичну модель, що описує зміну навантажень в зубчастому зачепленні [7]. Проведено експериментальні дослідження дослідних зразків героторних гідромашин. Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса [8, 9]. Запропоновано моделі, що враховують компресійний стан робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних гідромашин. Але не досліджено взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів та вихідних характеристик гідромашин.

Досліджено питання, пов'язані зі зносом робочих поверхонь роторів орбітальних гідромоторів [10]. Розроблено модель, що описує трибологічні зміни геометрії робочих поверхонь роторів цих гідромоторів. Однак, не досліджувався вплив похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики гідромотора.

Запропоновано програму для проектування гіпоциклоїдальних поверхонь роторів героторних машин [11, 12], що враховує рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах. Але не обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів гідромотора.

Обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу [14], запропоновано геометричні [15, 16] та гідродинамічні моделі [17, 18], що дозволяють досліджувати вплив геометричних параметрів проточних частин на вихідні характеристики орбітальних гідромашин.

Багато робіт присвячено проектування планетарних гідромашин [19-27]. Розроблено математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в гідроприводі обертового дії з гідромашинами планетарного типу [21, 22]. Запропоновано методики проектування витискувальних [19, 23] та розподільних [6, 24] систем гідромашин планетарного типу. Розглянуто способи розподілу робочої рідини [25], обґрунтовані кінематичні схеми розподільних систем [26, 27]. Питання кінематичного зв'язку між роторами не розглядалися.

Основним недоліком, виконаних досліджень, пов'язаних з кінематикою переміщення, силовою взаємодією та проектуванням внутрішнього і зовнішнього роторів орбітальних гідромашин є те, що взаємодію роторів розглянуто, як теоретичне (беззорове) з'єднання, де відсутня похибка форми зубчастих поверхонь роторів. У цих роботах не враховувалася відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами гідромотора, яка дозволяє внутрішньому ротору довільно

переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). При цьому ротора можуть приймати різні взаємоположення, в залежності від похибки форми своїх зубчастих профілів. Таким чином, реальне з'єднання відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору, і як наслідок, відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами.

Мета дослідження – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обмеження граничних відхилень похибки форми зубчастих поверхонь зовнішнього і внутрішнього роторів.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

– визначити взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора;

– обґрунтувати граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора;

– дослідити вплив похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Основна частина – Основними параметрами, що характеризують вихідні характеристики гідромотора, є крутний момент $M_{кр}$ і, відповідна, частота обертання n .

Теоретичний (розрахунковий) крутний момент на валу планетарного гідромотора (рис. 2) виражається залежністю [6, 20, 28]:

$$M_{кр} = 2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1), \quad (1)$$

де e – міжцентрова відстань між внутрішнім і зовнішнім роторами, мм;

Δp – перепад тиску робочої рідини в гідромоторі, МПа;

b – ширина роторів, мм;

R_1 – радіус розташування центрів зубів (ділильної окружності) внутрішнього ротора, мм;

z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора.

Рівняння (1) також можна представити у вигляді [20, 28, 29]:

$$M_{кр} = F \cdot h, \quad (2)$$

де F – результуюча сила від дії тиску робочої рідини;

h – плече докладання результуючої сили F , що визначається радіусом R_1 .

$$F = 2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1).$$

З рис. 2 величина плеча h докладання результуючої сили F визначається як

$$h = O_1O_2 + O_1O_3 + O_3O_4, \quad (3)$$

$$\text{де } O_1O_2 = e; \quad O_1O_3 = R_1; \quad O_3O_4 = O_3N \cdot \cos \alpha; \quad O_3N = r_1; \quad \cos \alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}; \quad (4)$$

$$O_5O_6 = O_2O_6 \cdot \sin(0,5\gamma_2); O_3O_6 = r_1 + r_2; O_2O_6 = R_2; 0,5\gamma_2 = \pi/z_2. \quad (5)$$

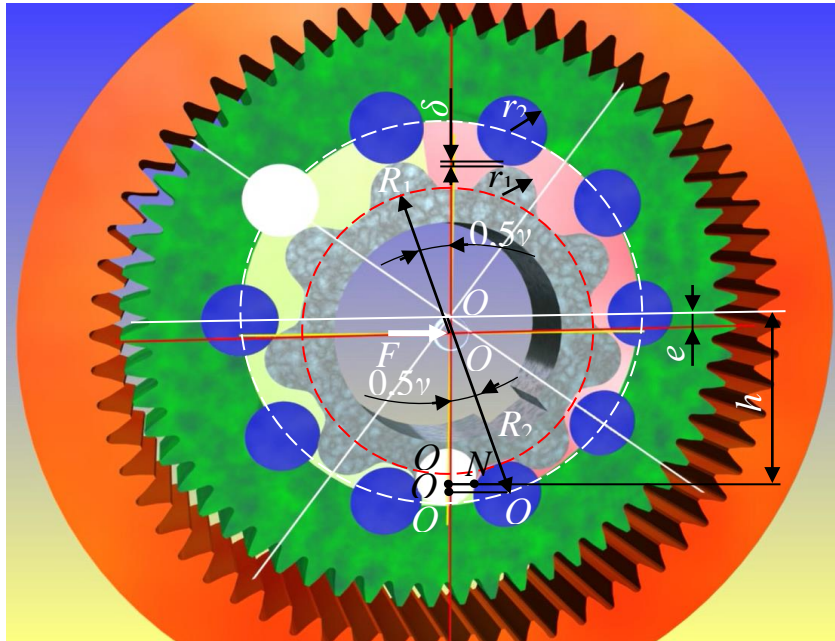


Рис. 2. Схема з'єднання внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора

Тоді з урахуванням рівнянь (4) і (5), після відповідних підстановок та перетворень, рівняння (3) набуде вигляду:

$$h = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin(\pi/z_2)}{r_1 + r_2}, \quad (6)$$

де R_2 – радіус розташування центрів зубів (ділильної окружності) зовнішнього ротора, мм;

z_2 – кількість зубів зовнішнього ротора;

r_1 – радіус зубів внутрішнього ротора, мм;

r_2 – радіус зубів зовнішнього ротора, мм.

Кінематичним аналізом переміщення внутрішнього та зовнішнього роторів встановлено [6, 20], що істотний вплив на величину діаметрального зазору δ (рис. 2) надає похибка форми зубчастого контуру P цих роторів. Похибка форми зубчастого контуру P роторів є комплексним показником та залежить від взаємозв'язку геометричних параметрів $P = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

Початкове значення діаметрального зазору визначається сумою його технологічного (заданого кресленням) зазору δ_t та відхилень, викликаних похибкою форми P внутрішнього і зовнішнього роторів

$$\delta = \delta_t \pm P, \quad (7)$$

де знак «+» або «-» при параметрі P , визначається конкретними відхиленнями похибки форми внутрішнього та зовнішнього роторів.

З урахуванням рівнянь (6) і (7) зміна величини h , в залежності від

контакту в i -ій парі зубів, можна виразити через геометричні параметри внутрішнього ротора, при зміні діаметрального зазору δ у всьому його діапазоні:

$$h_i = h \cdot \cos \frac{2\pi}{z_1} (i-1) \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2}, \quad (8)$$

де i – порядковий номер зуба внутрішнього ротора, що визначає його миттєвий центр обертання (з урахуванням P), $i = 1, 2, \dots, z_1$.

При значеннях діаметрального зазору менше критичної величини $\delta_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні завжди проходить через умовний зуб №1 (тобто $i = 1$). Отже, $\cos(2\pi/z_1) \cdot (i-1) = 1$, а рівняння (8) прийме вигляд:

$$h_1 = h \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2}. \quad (9)$$

Тоді з урахуванням виразу (9) рівняння (6) набуває вигляду

$$h_1 = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2}. \quad (10)$$

Підставляючи в рівняння (2) значення результуючої сили F з урахуванням зміни міжцентрової відстані e на величину коливання зазору $\pm \delta/2$ та рівняння (7), отримаємо залежність для визначення крутного моменту::

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i, \quad (11)$$

де знак «+» або «-» при $(\delta_i \pm P)/2$ визначається положенням внутрішнього ротора.

Аналіз кінематики переміщення роторів показує, що в процесі експлуатації, при зміні значення величини діаметрального зазору від δ до $\delta_{кр}$, крутний момент досить значно коливається. Ці коливання викликані змінами геометричних параметрів внутрішнього та зовнішнього роторів, обумовлених їх виготовленням, які значно впливають на зміну величини h [20].

Коли, в процесі експлуатації, значення діаметрального зазору перевищують критичну величину $\delta_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні проходить через умовний зуб №2, №3 і т.д., при цьому величина h визначається з рівняння (6), а, отже, крутний момент різко зменшується, в $\cos(2\pi/z_1) \cdot (i-1)$ разів.

В результаті теоретичних досліджень розроблено математичний апарат, що дозволяє описати взаємозв'язок конструктивних особливостей внутрішнього і зовнішнього роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

При дослідженнях впливу конструктивних особливостей

внутрішнього і зовнішнього роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора, розроблений математичний апарат, реалізовувався за допомогою пакета візуального моделювання VisSim. Це дало змогу дослідити вплив діаметрального зазору на вихідні характеристики планетарного гідромотора з урахуванням моделювання зміни похибки форми зубчастої поверхні внутрішнього і зовнішнього роторів.

Для визначення впливу коливань діаметрального зазору на зміну вихідних параметрів планетарного гідромотора були виміряні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів серійного гідромотора [20]. Контроль похибки форми виготовлення роторів здійснювався за методиками, наведеними в роботі [30]. Для модернізованого гідромотора відхилення похибки форми зубчастої поверхні роторів задавалися з урахуванням можливостей технології виготовлення [20].

Моделювання зміни діаметрального зазору, з урахуванням похибки форми виготовлення роторів проводилися за допомогою пакету Vissim, як для серійного, так і для модернізованого гідромоторів.

Для моделювання роботи роторів планетарного гідромотора приймаємо такі вихідні дані і початкові умови: робочий об'єм гідромотора дорівнює $V = 160 \text{ см}^3$; кутова швидкість вала гідромотора дорівнює $\omega = 68 \text{ с}^{-1}$; теоретичний гідромеханічний ККД, визначений розрахунковим шляхом дорівнює $\eta_{zm} = 0,95$.

На рис. 3-6 представлена структурно-функціональна схема взаємодії зовнішнього і внутрішнього роторів, що дозволяє моделювати їх роботу.

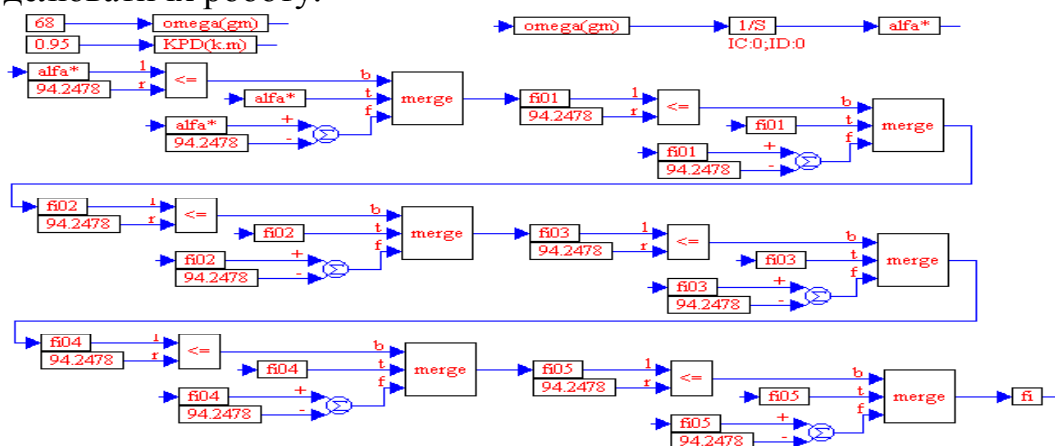


Рис. 3. Вихідні дані.

Вихідні дані (робочий об'єм, кутова швидкість та гідромеханічний ККД) гідромотора задані блоком, представленим на рис. 3, який також дозволяє задавати обертання вала гідромотора шляхом моделювання переміщення внутрішнього ротора.

Похибка форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів та технологічний зазор задані блоком, представленим на рис.4.

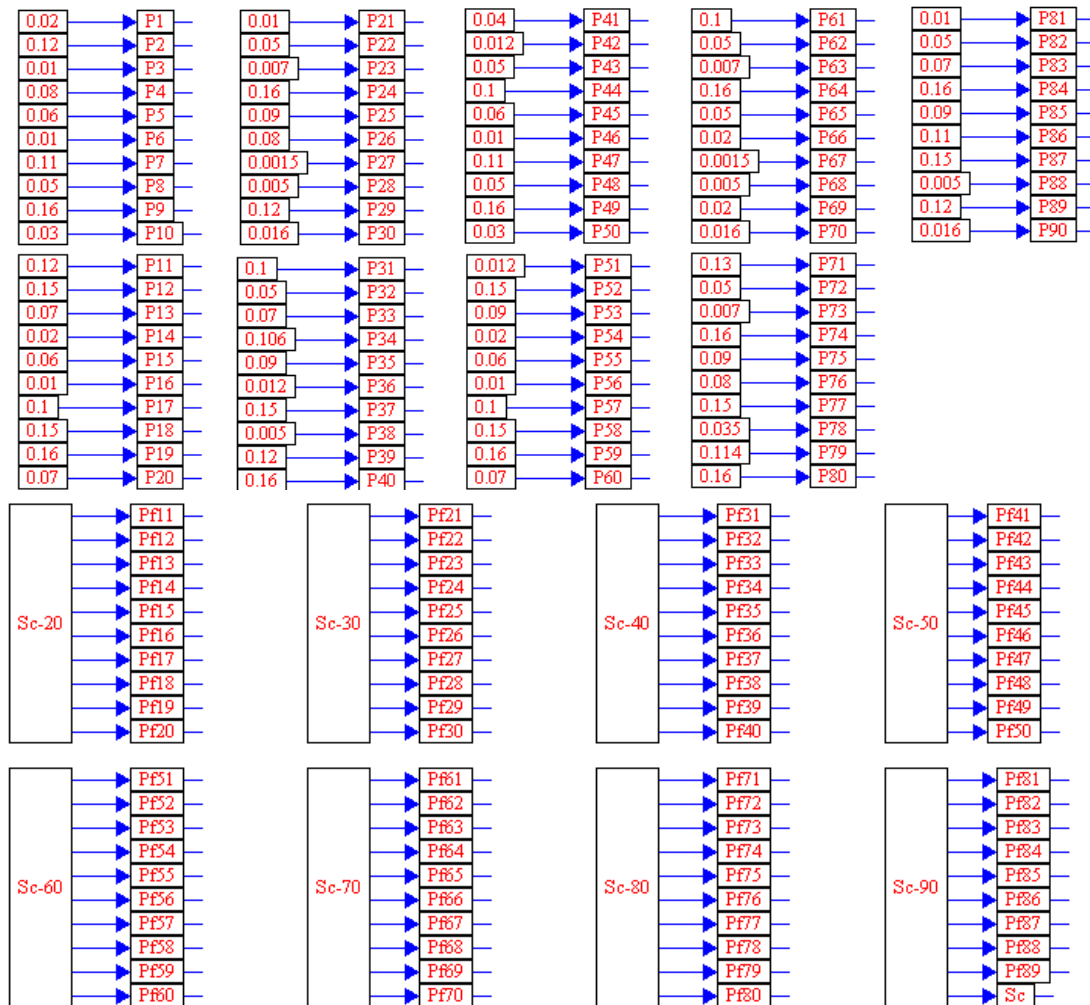


Рис. 4. Похибка форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів та визначення технологічного зазору

Блок представлений на рис. 5 дозволяє визначити зміну діаметрального зазору між зовнішнім та внутрішнім роторами в будь-який момент часу.

Блок представлений на рис. 6 дозволяє визначити гідромеханічні втрати з урахуванням похибки форми виготовлення роторів та технологічного зазору.

Результати моделювання показали (рис. 7), що в процесі роботи орбітального гідромотора, внаслідок відсутності жорсткої кінематичного зв'язку між його роторами, відбувається постійна зміна (коливання) діаметрального зазору δ . Для серійного гідромотора ці коливання становлять $\delta = 0,055...0,21$ мм (крива 1), а для модернізованого гідромотора – $\delta = 0,05...0,06$ мм (крива 2).

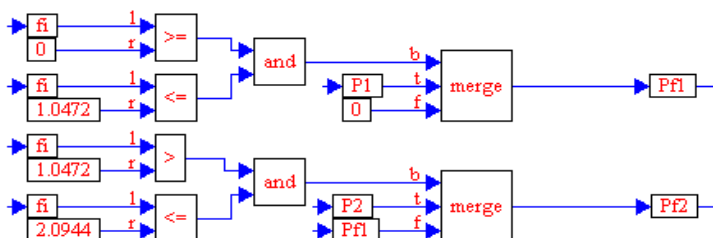


Рис. 5. Визначення зміни діаметрального зазору між зовнішнім та внутрішнім роторами

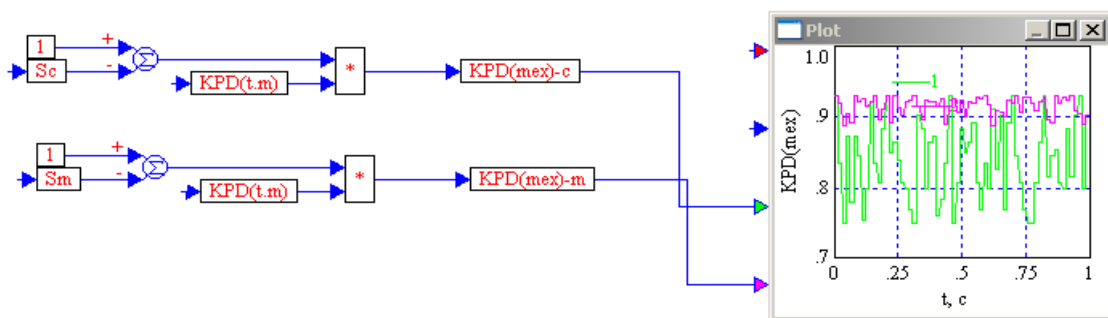


Рис. 6. Визначити гідромеханічного ККД

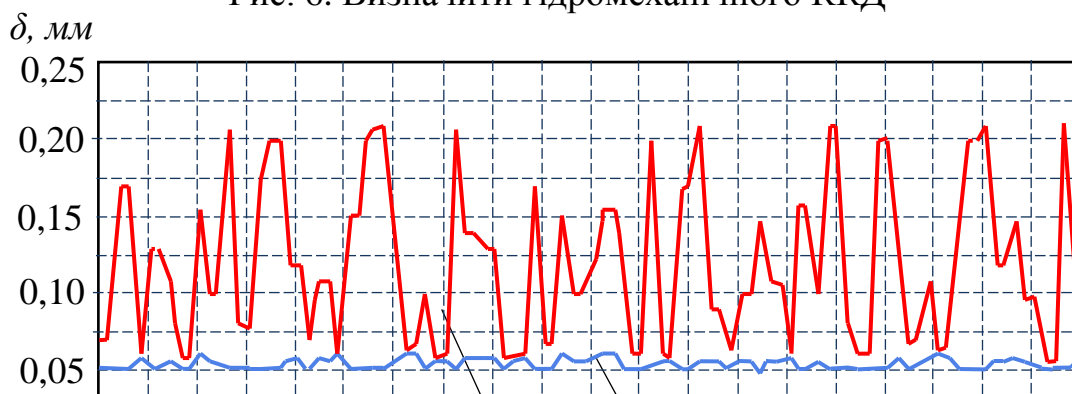


Рис. 7. Залежності зміни діаметрального зазору між роторами в процесі роботи: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Коливання діаметрального зазору мають хаотично-циклічний характер при кожному новому положенні зубів зовнішнього і внутрішнього роторів, що повторюється через певний цикл $z_u = z_1 \cdot z_2$. Істотна різниця в амплітудах коливань діаметрального зазору δ (рис. 7) у серійного і модернізованого гідромоторів пояснюється наявністю великої сумарної похибки форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів $P = 0,15$ мм серійного гідромотора. У модернізованого гідромотора похибка форми виготовлення роторів становить $P = 0,01$ мм.

Результати моделювання зміни гідромеханічного ККД витискувальної системи показують (рис. 8), що гідромеханічні втрати мають хаотичний характер обернено-пропорційний зміні діаметрального зазору. Залежно від взаємного розташування зовнішнього і внутрішнього роторів, відхилення гідромеханічного ККД для серійного гідромотора складають $\eta_{гм} = 0,8...0,94$ (крива 1), а для модернізованого – $\eta_{гм} = 0,93...0,95$ (крива 2). Коливання гідромеханічного ККД повторюються через $z_u = z_1 \cdot z_2$ циклів.

Зміни діаметрального зазору та гідромеханічного ККД викликають значні коливання крутного моменту (рис. 9). Причому, амплітуда коливань крутного моменту для серійного гідромотора становить 60 Н·м і змінюється в межах $M_{кр} = 325...385$ Н·м (крива 1), а для модернізованого – $M_{кр} = 382...388$ Н·м (крива 2).

Значні зміни (коливання) крутного моменту серійного гідромотора викликані коливаннями діаметрального зазору і, як наслідок, гідромеханічного ККД.

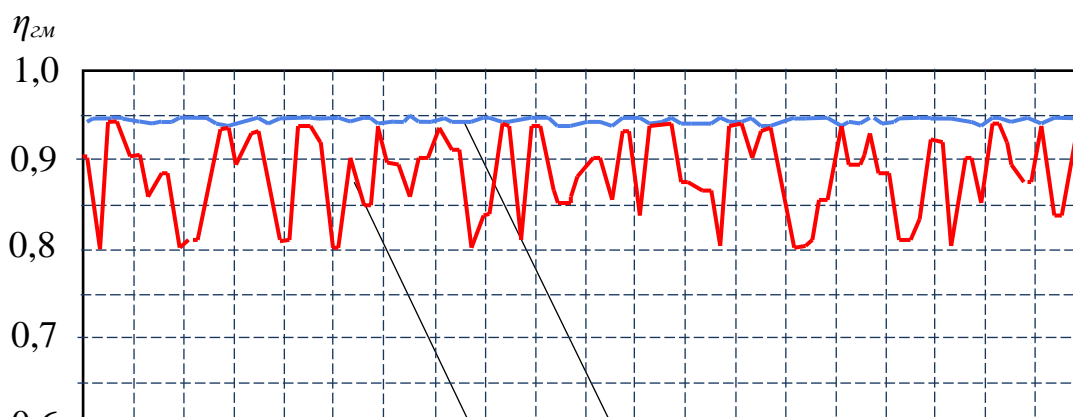


Рис. 8. Залежності зміни гідромеханічного ККД планетарного гідромотора: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

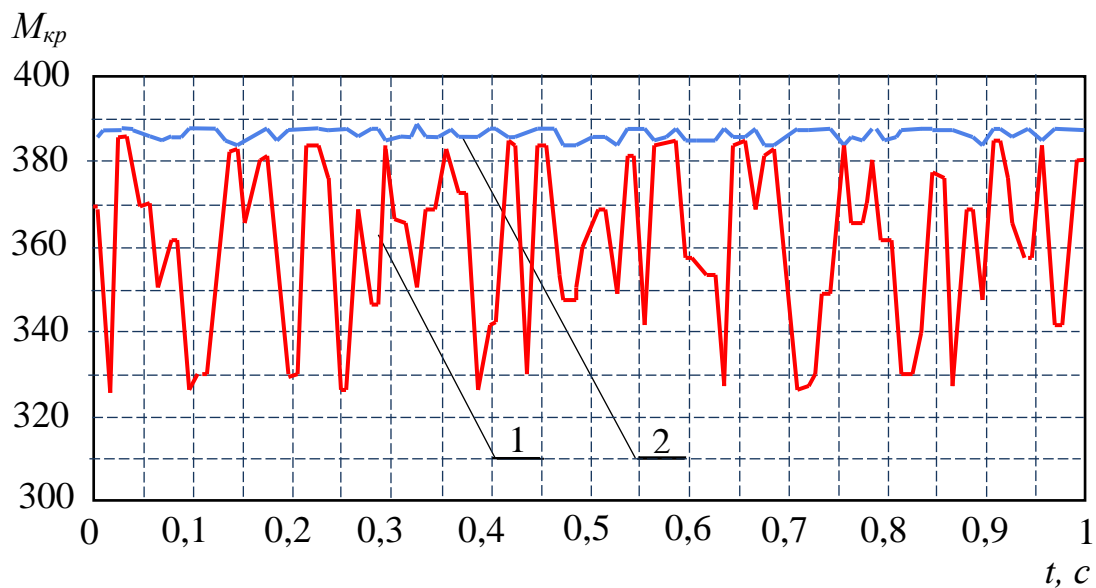


Рис. 9. Залежності зміни крутного моменту планетарного гідромотора: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Дослідженнями динаміки зміни діаметрального зазору та гідромеханічного ККД планетарного гідромотора встановлено, що існуюча технологія виготовлення внутрішнього і зовнішнього роторів не дозволяє забезпечити задану геометрію їх зубчастого профілю (похибка форми виготовлення роторів $P = 0,15$ мм); коливання похибки форми роторів носять хаотично-циклічний характер, що повторюється через $z_{ц} = z_1 \cdot z_2$ циклів і справляють істотний вплив на зміну діаметрального зазору; коливання гідромеханічного ККД обратно-пропорційні коливанням діаметрального зазору та становлять для серійного гідромотора $\eta_{гм} = 0,8...0,94$, а для модернізованого – $\eta_{гм} = 0,93...0,95$; коливання крутного моменту носять характер, аналогічний змінам гідромеханічного ККД та викликані нестабільністю його значень. Коливання крутного моменту для серійного гідромотора складають $M_{кр} = 325...385$ Н·м, а для модернізованого – $M_{кр} = 382...388$ Н·м.

Висновки.

В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей роторів планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками.

Для моделювання зміни діаметрального зазору в процесі роботи планетарного гідромотора були обґрунтовані граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора. Сумарна похибка форми виготовлення роторів серійного гідромотора складає $P = 0,15$ мм, а модернізованого – $P = 0,01$ мм. Для серійного гідромотора коливання діаметрального зазору складають $\delta = 0,055...0,21$ мм, а для модернізованого – $\delta = 0,05...0,06$ мм.

Дослідженнями впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора встановлено, що коливання похибки форми внутрішнього і зовнішнього роторів носять хаотично-циклічний характер та істотно впливають на зміну діаметрального зазору. Коливання гідромеханічного ККД планетарного гідромотора становлять для серійного – $\eta_{гм} = 0,8...0,94$, а для модернізованого – $\eta_{гм} = 0,93...0,95$. Коливання крутного моменту аналогічні змінам гідромеханічного ККД та викликані нестабільністю його значень. Коливання крутного моменту для серійного гідромотора складають $M_{кр} = 325...385$ Н·м, а для модернізованого – $M_{кр} = 382... 388$ Н·м

Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.
2. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.
3. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати, 2018. №17. С.88-95.
4. *Панченко А. І., Волошина А. А., Золотарьов О. Ю., Тітов Д. С.* Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки // Промислова гідравліка і пневматика, 2003. №1. С.71-74.
5. *Панченко А. І., Волошина А. А., Кувачов В. П., Панченко І. А.*

Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. Вип. 12. Т.3. С. 174-184.

6. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.

7. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (4). 647–660.

8. Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Kim Chul, Jung S. Y. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. Journal of Mechanical Design, 2006. 129 (10). 1099-1105.

9. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. Journal of Mechanical Engineering Science, 2010. No 224 (10). P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.

10. Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (1). 011005-12.

11. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. 14 (3). 391–397.

12. Gamez-Montero P.J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB // Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (5). 054502-7. Doi:10.1115/1.4006440.

13. Бирюков В. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. 152с.

14. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio // XV International Scientific Conference. Renewable Energies and Innovative Technologies, 2016. 64–66.

15. Marcu I. L., Pop I. I. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. 365–370.

16. Ding H., Lu J. X., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012. No 15 (6). 062006. Doi: 10.1088/1755-1315/15/6/062006.

17. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. Journal of Fluids Engineering, 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

18. *Chiu-Fan H.* Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

19. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

21. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // *Промислова гідравліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

22. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *Промислова гідравліка і пневматика*, 2014. №1 (43). С. 71-82.

23. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа // *MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 2014. Vol.16. No 3.P.179-186.

24. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 45 (1154). – С.53-59.

25. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

26. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

27. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин // *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. Doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

28. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

29. *Ерасов Ф. Н., Иванченко Ф. Н.* К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин // *Вестник машиностроения*,

1975. №9. С.11-15.

30. Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОГРЕШНОСТИ ФОРМЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РОТОРОВ НА ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Пастушенко С. И.

Аннотация – Технологии изготовления роторов планетарных гидромоторов, обуславливают определенную погрешность формы их зубчатой поверхности, приводящую к колебаниям диаметрального зазора между роторами. Такие колебания оказывают негативное влияние на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора. Предыдущие исследования рассматривали взаимодействие роторов планетарных гидромашин, как беззазорное (теоретическое) соединения. В работах не учитывалось отсутствие жесткой кинематической связи между роторами планетарного гидромотора, что позволяет внешнему ротору произвольно перемещаться в пределах диаметрального зазора (самоустанавливаться). В результате проведенных исследований влияния конструктивных особенностей роторов планетарного гидромотора на изменение его исходных характеристик разработан математический аппарат, описывающий взаимосвязь конструктивных особенностей внешнего и внутреннего роторов планетарного гидромотора с его выходными характеристиками. Для моделирования колебания диаметрального зазора, были обоснованы предельные отклонения погрешности формы зубчатых поверхностей роторов планетарного гидромотора. Исследованиями установлено, что колебания погрешности формы зубчатой поверхности роторов носят хаотично-циклический характер и оказывают существенное влияние на изменение диаметрального зазора. Обоснованные предельные отклонения погрешности формы изготовления зубчатой поверхности роторов позволили устранить колебания диаметрального зазора и обеспечить стабильность выходных характеристик планетарного гидромотора.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, внутренний ротор, внешний ротор, зубчатая поверхность, предельные отклонения, диаметральный зазор, погрешность формы.

RESEARCH OF INFLUENCE OF ERROR OF FORM OF PRODUCTION OF ROTORS ON OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A., Pastushenko S. I.

Summary

The manufacturing technologies of rotors of planetary hydraulic motors cause a certain error in the shape of their gear surface, leading to fluctuations in the diametrical clearance between the rotors. Such fluctuations have a negative effect on the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor. Previous studies have considered the interaction of the rotors of planetary hydraulic machines as a gapless (theoretical) connection. The work did not take into account the absence of a rigid kinematic connection between the rotors of the planetary hydraulic motor, which allows the external rotor to arbitrarily move within the diametrical gap (self-install). As a result of studies of the influence of the design features of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in its initial characteristics, a mathematical apparatus has been developed that describes the relationship of the design features of the rotors with the output characteristics of the planetary hydraulic motor. To simulate fluctuations in the diametrical clearance, the maximum deviations of the shape error of the gear surfaces of the planetary hydraulic motor rotors were substantiated. Studies have established that fluctuations in the shape error of the gear surface of the rotors are chaotic-cyclical in nature and have a significant effect on the change in the diametrical gap. Justified marginal deviations of the error in the shape of the manufacture of the gear surface of the rotors made it possible to eliminate fluctuations in the diametrical clearance and ensure the stability of the output characteristics of the planetary hydraulic motor.

Keywords - planetary hydraulic motor, inner rotor, outer rotor, gear surface, boundary deviations, diameter gap, shape error.