

УДК 621.225.001.4

ОБҐРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ГІДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42.

Анотація – робота присвячена обґрунтуванню кінематичних схем розподільної системи планетарного гідромотора з метою поліпшення його вихідних характеристик. Досліджено вплив кінематичних схем розподільної системи на коливання площі прохідного перетину та вихідні характеристики планетарного гідромотора. Встановлено, що коливання площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора формують коливання потоку робочої рідини, що викликає пульсацію тиску в порожнині нагнітання. Пульсація тиску нагнітання представляє складний негармонійний процес та викликає вібрацію елементів гідравлічного приводу, що приводить до відмов мехатронної системи в цілому. Тому, планетарний гідромотор розглядається, як джерело пульсацій (вібрацій), що приводить до функціональних відмов гідроприводів мехатронних систем. Встановлено, що одним з основних вузлів планетарного гідромотора, що викликає пульсації тиску, є його розподільна система. Частота і амплітуда цих пульсацій залежить від кінематичної схеми розподільної системи. Тому, в роботі досліджено вплив кінематичної схеми системи розподілу робочої рідини на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Визначено вплив коливань пропускної здатності розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора. Досліджено вплив кінематичних схем на зміни пропускної здатності розподільної системи планетарного гідромотора. Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарних гідромоторів, що поліпшують його вихідні характеристики.

Ключові слова – планетарний гідромотор, розподільна система, кінематична схема, робоча рідина, вихідні характеристики.

Постановка проблеми – У вихідних ланках мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів все більше застосування знаходять планетарні гідромотори [1–5], що працюють на низьких частотах обертання та з високими крутними моментами. Ця якість планетарних гідромоторів особливо важлива для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки, де необхідне забезпечення великих пускових моментів при роботі на заданій потужності. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини аналогічні орбітальним, героторним і героллерним [1, 6, 7], що працюють за принципом планетарного редуктора. Відмінною особливістю планетарного гідромотора є необхідність створення обертового гідравлічного поля робочої рідини, для формування якого використовується розподільна система.

Розподіл робочої рідини в планетарних гідромашинах може бути: торцевим [8–11], з обертовим та нерухомим розподільниками торцевого типу; цапфовими [12], коли обертовий і нерухомий розподільники мають циліндричну форму та безпосереднім [13], коли розподіл робочої рідини здійснюється безпосередньо одним з обертових роторів.

Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата робочої рідини), що визначається площею прохідного перетину. Площа прохідного перетину розподільної системи залежить від площі перекриття вікон золотника вікнами розподільника [8–14]. В свою чергу площа перекриття залежить від геометричних параметрів та кількості робочих вікон розподільника і вікон нагнітання (зливу) золотника. Відношення кількості вікон нагнітання золотника до кількості робочих вікон розподільника визначає кінематичну схему розподільної системи, яка залежить від кількості робочих камер гідромотора і характеризує синхронність обертання гідравлічного поля з його обертовими роторами. Від кінематичної схеми розподільного пристрою залежать такі вихідні параметри гідромашини, як частота обертання та крутний момент вихідного вала, а також пропускна здатність гідромашини та витрата робочої рідини.

Відомо [11, 14, 25], що коливання потоку робочої рідини викликані розподільною системою планетарної гідромашини негативно впливають на її вихідні характеристики. Такі коливання викликають пульсацію тиску в порожнині нагнітання гідромашини, при цьому їх амплітуда може перевищувати значення спрацьовування

запобіжного клапана. Таким чином, розподільну систему планетарних гідромашин можна розглядати як джерело складних негармонійних пульсацій, що викликають вібрацію елементів гідросистеми, яка приводить до функціональних відмов. Частота і амплітуда пульсацій, викликаних розподільною системою гідромашини, в першу чергу залежить від кінематичної схеми системи розподілу робочої рідини. Тому, дослідження впливу кінематичної схеми розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень – Площа прохідного перетину розподільної системи визначається сумою площ перекриття вікон нагнітання (зливу) золотника вікнами розподільника [11] та залежить від їх конструктивних параметрів. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи відбувається циклічно та залежить від кута повороту розподільника, кількості вікон розподільника і золотника та їх форми [8–11].

На підставі геометричних, математичних та гідродинамічних моделей, представлених в роботах [15, 16] виконані теоретичні дослідження впливу геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики. Необхідно відзначити, що для функціонування роботи роторів героторного насоса немає необхідності створювати оберতальне гідравлічне поле робочої рідини.

У роботах [17–19] розглянуто питання, пов'язані з проектуванням робочих поверхонь роторів героторних машин. Розроблено математичні моделі, проведено експериментальні дослідження. У даних дослідженнях не розглянуто вплив пропускної здатності розподільної системи на вихідні характеристики гідромашин.

Представлена теоретична модель [20] для розрахунку потоку робочої рідини всередині моделі відцентрового насоса, а також чисельний аналіз віртуальної моделі, виконаної з використанням програмного забезпечення ANSYS CFX, дозволяють виділити параметри та шляхи потоку, які формуються під час роботи відцентрового насоса. Для дослідження руху потоку робочої рідини використовується математична модель, запропонована в роботі [21]. Оцінка математичного моделювання потоку робочої рідини порівнюється з експериментальними даними. Однак, не розглянуті параметри потоку робочої рідини в об'ємних гідромашинах.

Дослідженням процесів, викликаних несталим рухом в'язкої нестисливої рідини [22, 23] встановлено причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу робочої рідини. Однак, не досліджено взаємне розташування вікон розподільника і золотника,

що характеризується періодичною зміною пропускної здатності розподільної системи.

Розглянуто переміщення робочої рідини по каналах та отворах елементів торцевої розподільної системи [24], а також побудовані образи її проточних частин за допомогою універсальної програмної системи кінцево–елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» та «SolidWorks». Не розглянуто вплив кінематичних схем розподільних систем планетарних гідромашин на їх вихідні характеристики.

Мета дослідження – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обґрунтування кінематичної схеми його розподільної системи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

- визначити взаємозв'язок пропускної здатності розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора;
- дослідити вплив зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора;
- обґрунтувати кінематичні схеми розподільної системи, що поліпшують вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Основна частина – Одним з основних вузлів, що лімітують роботу планетарного гідромотора, є розподільна система, призначена для подачі робочої рідини в робочі камери планетарного гідромотора в строго визначеній послідовності [11, 12, 24].

Основною характеристикою розподільної системи є її пропускна здатність, тобто площа прохідного перетину, яка складається з площ перекриття вікон золотника вікнами розподільника, в залежності від їх взаємного розташування [11, 14].

Математична модель, що описує взаємне розташування розподільних вікон та дозволяє визначити пропускну здатність розподільної системи з різними кінематичними схемами, представлена рівняннями [11, 14]:

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{z,m} dt, \quad (1)$$

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (2)$$

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (3)$$

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta, \quad (4)$$

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|, \text{ при } \sigma_i \leq \beta/2, \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (6)$$

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t), \quad (7)$$

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^Z \left(\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (8)$$

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z S_i(t) \cdot v_{cp}, \quad (9)$$

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z \left[\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (10)$$

де α_1 – кут розташування першого робочого вікна розподільника; α_i – кути розташування наступних вікон розподільника, причому непарні вікна розподільника вважаємо робочими вікнами, а парні – розвантажувальними вікнами; $\omega_{зм}$ – кутова частота обертання валу гідромотора; β_1 – кут розташування першого вікна золотника; β_i – кути розташування наступних вікон золотника, причому непарні вікна золотника вважаємо вікнами нагнітання, а парні – вікнами зливу; ε – кут розчину вікон розподільника і золотника; σ_i – кут між центрами вікон розподільника і золотника, які знаходяться в перекритті; γ_i – кут перекриття вікон золотника вікнами розподільника; S_i – площа перекриття вікон (площа прохідного перетину) розподільної системи; Z_1 і Z_2 – кількість вікон розподільника і золотника, відповідно; R_1 і R_2 – внутрішній і зовнішній радіуси розташування розподільних вікон, відповідно; Q – пропускна здатність розподільної системи; v_{cp} – середня швидкість потоку робочої рідини в розподільних вікнах; Δp – перепад тиску робочої рідини; ρ – щільність робочої рідини.

Встановлено [11, 14], що одним з основних вузлів гідромотора, що викликає пульсації, є розподільна система, геометричні параметри якої (зміна площі прохідного перетину), в першу чергу, впливають на форму і фактичну величину пульсацій.

Запропонована математична модель, що описує робочі процеси, які відбуваються в розподільній системі, дозволяє досліджувати вплив зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Механізм виникнення коливань потоку робочої рідини в розподільних системах планетарних гідромашин аналогічний з аксіально-поршневими гідромашинами [6, 11, 14]. У момент з'єднання вікна розподільника з вікном нагнітання золотника виникає зворотний потік рідини, що супроводжується сплеском тиску (гідравлічним ударом). Виникнення зазначеного сплеску (пульсації) тиску повторюється при кожному наступному циклі. Можливість виникнення пульсацій тиску можна усунути (зменшити) раціональним

вибором режимів роботи системи розподілу робочої рідини, при розробці конструкцій проєктованих планетарних гідромоторів.

Для визначення зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора в процесі експлуатації, необхідно визначити величину коливань потоку робочої рідини.

Амплітуда коливань вихідних параметрів планетарного гідромотора визначається рівняннями:

– пропускної здатності розподільної системи A_Q

$$A_Q = \mu \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_{cl})}{\rho}} \cdot (S_{\max} - S_{\min}); \quad (11)$$

– частоти обертання валу гідромотора A_n

$$A_n = \frac{\mu \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_{cl})}{\rho}} \cdot \eta_{об}}{V} \cdot (S_{\max} - S_{\min}); \quad (12)$$

– тиску робочої рідини A_p

$$A_p = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right); \quad (13)$$

– крутного моменту на валу гідромотора A_M

$$A_M = \frac{V \cdot \eta_M}{2\pi} \cdot \frac{Q^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right), \quad (14)$$

де p_n – тиск в нагнітальній порожнині; p_{cl} – тиск в зливній порожнині; S_{\max} и S_{\min} – максимальне і мінімальне значення площі прохідного перетину розподільної системи; V – робочий об'єм гідромотора.

Мірою виміру та оцінки величини пульсації потоку робочої рідини є коефіцієнт пульсації [11, 14]:

– пропускної здатності розподільної системи Π_Q

$$\Pi_Q = \frac{2 \cdot (S_{\max} - S_{\min})}{S_{\max} + S_{\min}} 100\%; \quad (15)$$

– частоти обертання валу гідромотора Π_n

$$\Pi_n = \frac{2 \cdot (S_{\max} - S_{\min})}{S_{\max} + S_{\min}} 100\%; \quad (16)$$

– тиску робочої рідини Π_p

$$\Pi_p = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right)}{\left(\frac{1}{S_{\max}^2} + \frac{1}{S_{\min}^2} \right)} 100\%; \quad (17)$$

– крутного моменту на валу гідромотора Π_M

$$\Pi_M = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right)}{\left(\frac{1}{S_{\max}^2} + \frac{1}{S_{\min}^2} \right)} 100\% \cdot \quad (18)$$

Проведеними дослідженнями визначено взаємозв'язок пропускної здатності розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора. Встановлено, що зміна площі прохідного перетину розподільної системи значно впливає на зміну пропускної здатності, частоти обертання та крутного моменту на валу планетарного гідромотора. Коливання площі прохідного перетину викликають пульсацію тиску потоку робочої рідини та негативно впливає на роботу планетарного гідромотора.

Вплив конструктивних параметрів розподільної системи та пульсації робочої рідини на вихідні характеристики планетарного гідромотора досліджено шляхом моделювання роботи розподільної системи в умовах експлуатації планетарного гідромотора за допомогою пакета Vissim [10, 11].

Для моделювання роботи розподільної системи приймаємо такі вихідні дані та початкові умови (на прикладі планетарного гідромотора серії PRG–22):

– кути, що обмежують геометричні параметри розподільника та золотника однакові;

– внутрішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_1 = 29$ мм;

– зовнішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_2 = 43$ мм.

На рис. 1 представлена структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи.

Блоком *A* задаються вихідні параметри для моделювання роботи розподільної системи планетарного гідромотора.

Кути розташування розподільних вікон, виконаних на торцевих поверхнях розподільника та золотника, описані виразами (1), (2), (3) і (4) визначаються в блоці *B*.

Блок *C* дозволяє визначити кути розчину розподільних вікон, описані виразом (6), а кути між центрами вікон, описані виразом (5) – визначаються в блоці *D*.

Кути перекриття розподільних вікон, описані виразом (7) визначаються в блоці *E*, а площа перекриття розподільних вікон, описана виразом (8) – в блоці *F*.

Проведеними дослідженнями залежності зміни площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора

від кінематичної схеми встановлено (рис. 2), що зі збільшенням кількості розподільних вікон площа прохідного перетину розподільної системи зростає. Однак, використання кінематичних схем 14/13 та більше не доцільно, тому що знижується пропускна здатність розподільної системи в цілому.

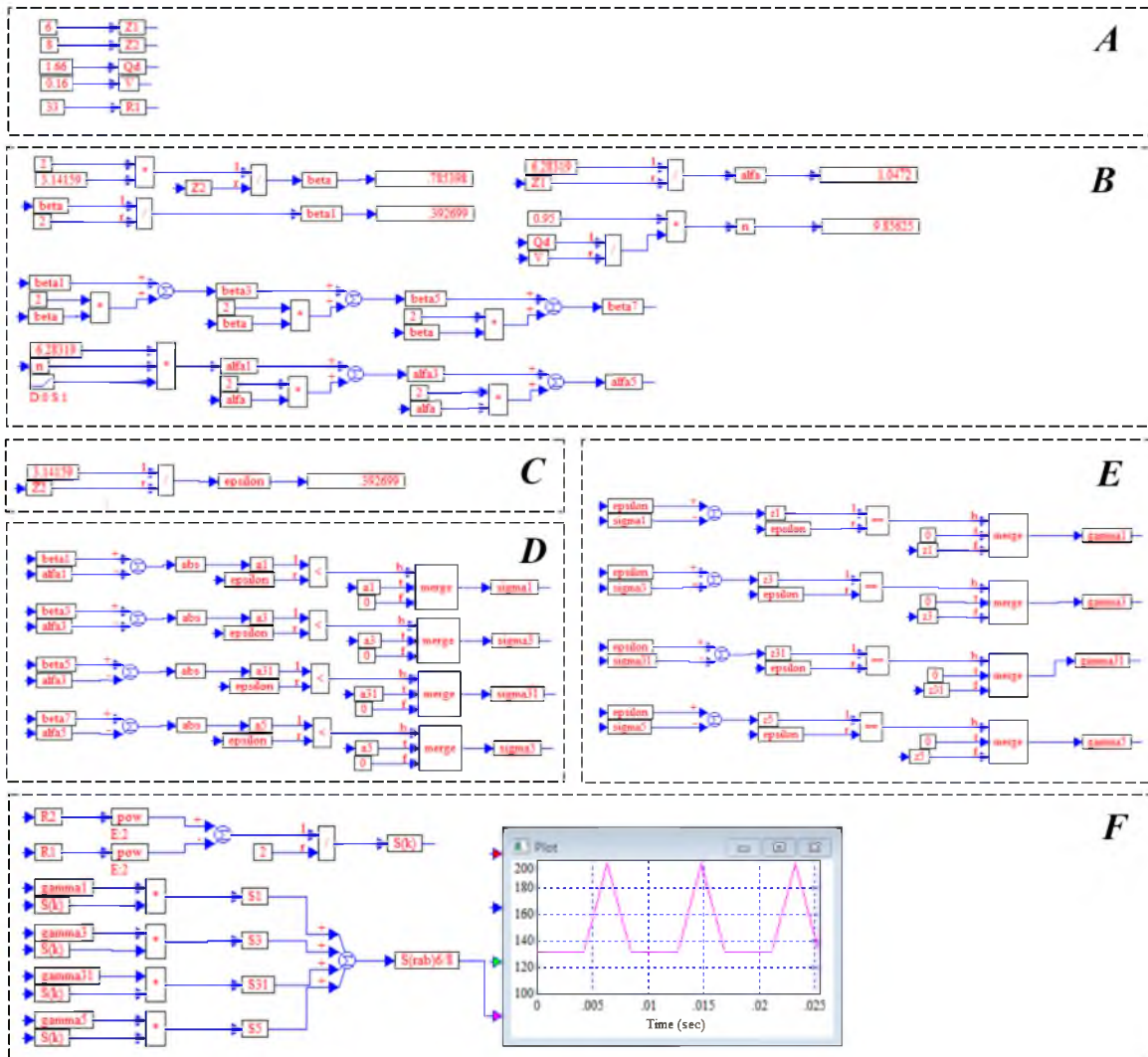


Рис. 1. Структурно-функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи

Аналіз зміни сумарної площі перекриття вікон розподільної системи для різних кінематичних схем показав (рис. 2), що характер зміни площі прохідного перетину описується трьома залежностями:

- для схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11 – залежністю, вираженою несинхронною циклічною кривою, в якій зміни площі прохідного перетину вікон нагнітання і зливу знаходяться в протифазі;

- для схем 7/6; 11/10 – залежністю, вираженою синхронною циклічною кривою, в якій зміни площі прохідного перетину вікон нагнітання і зливу знаходяться в одній фазі;

– для схем 5/4; 9/8; 13/12 – залежністю, вираженою прямою.

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми представлено в таблиці 1.

Визначення впливу зміни пропускної здатності розподільної системи на вихідні параметри планетарного гідромотора, в процесі його експлуатації проводилося шляхом моделювання за допомогою пакета Vissim.

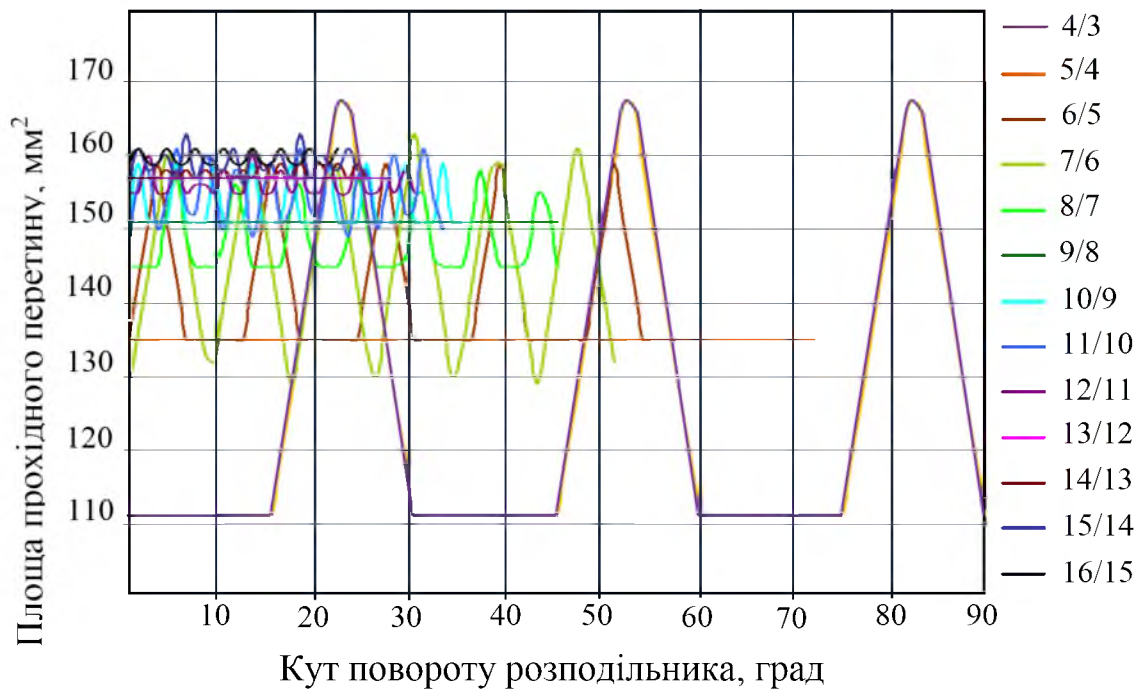


Рис. 2. Залежність зміни сумарної площі перекриття вікон розподільної системи для різних кінематичних схем

Таблиця 1 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми

Кінематична схема	Кількість робочих вікон	Площа прохідного перетину, мм ²			
		max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	198	132	150	66
5/4	4	158	158	158	0
6/5	5	185	158	165	27
7/6	6	188	151	169	37
8/7	7	170	183	173	13
9/8	8	176	176	176	0
10/9	9	184	176	178	8
11/10	10	188	172	180	16
12/11	11	186	180	182	6
13/12	12	183	183	183	0

Для моделювання приймаємо такі вихідні дані та початкові умови [25] (на прикладі планетарного гідромотора серії PRG–22):

- подача насоса, що забезпечує витрату робочої рідини через гідромотор – 70 л/хв;
- момент опору, що забезпечує робочий тиск – 365 Н·м;
- кутова швидкість вала гідромотора – 68 с^{-1} ;
- робочий об'єм гідромотора – 160 см^3 ;
- кути, що обмежують геометричні параметри розподільника і золотника однакові;
- внутрішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_1 = 29 \text{ мм}$;
- зовнішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_2 = 43 \text{ мм}$.

Необхідно відзначити, що у всіх планетарних гідромоторів серії PRG розподільні системи виконані конструктивно однаково. Тому, результати проведених досліджень можуть бути застосовані для всієї серії цих гідромоторов, незалежно від їх типорозміру.

На рис. 3 представлена структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

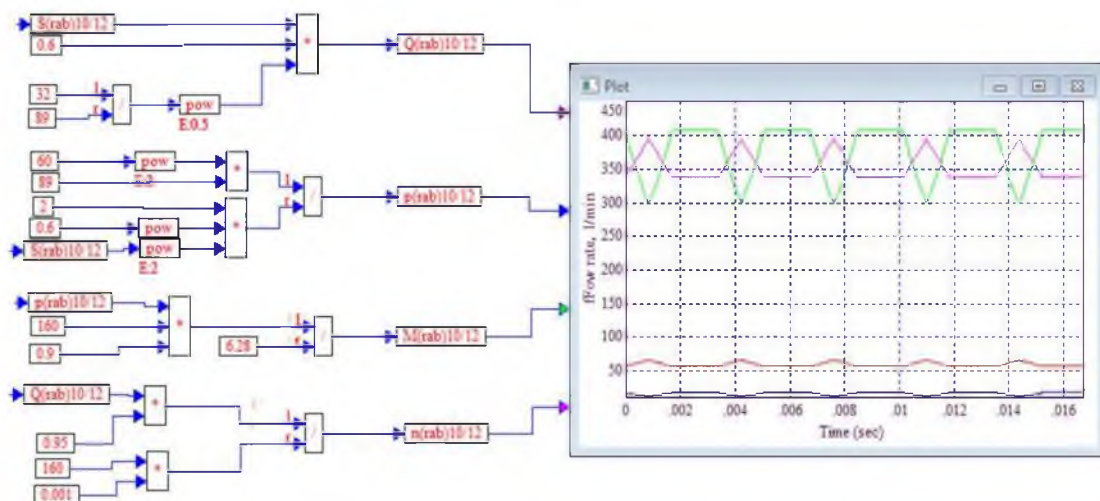


Рис. 3. Структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора

Аналіз результатів моделювання (рис. 4, а) показав, що коливання площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора викликають пульсації потоку робочої рідини. Амплітуда коливань витрати робочої рідини при цьому становить 24, 12, 6, 4 і 2 л/хв для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Зміна частоти обертання валу гідромотора (рис. 4, б) виражено залежностями аналогічними витраті робочої рідини. Амплітуда коливань частоти обертання валу становить 160, 60, 30, 20 і 10 хв^{-1} для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Залежності зміни тиску робочої рідини, викликані коливаннями потоку (рис. 5, а) виражені залежностями зворотними зміні витрати робочої рідини. Амплітуда коливань тиску робочої рідини становить 14, 4,5, 2,5, 1,5 і 0,75 МПа для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

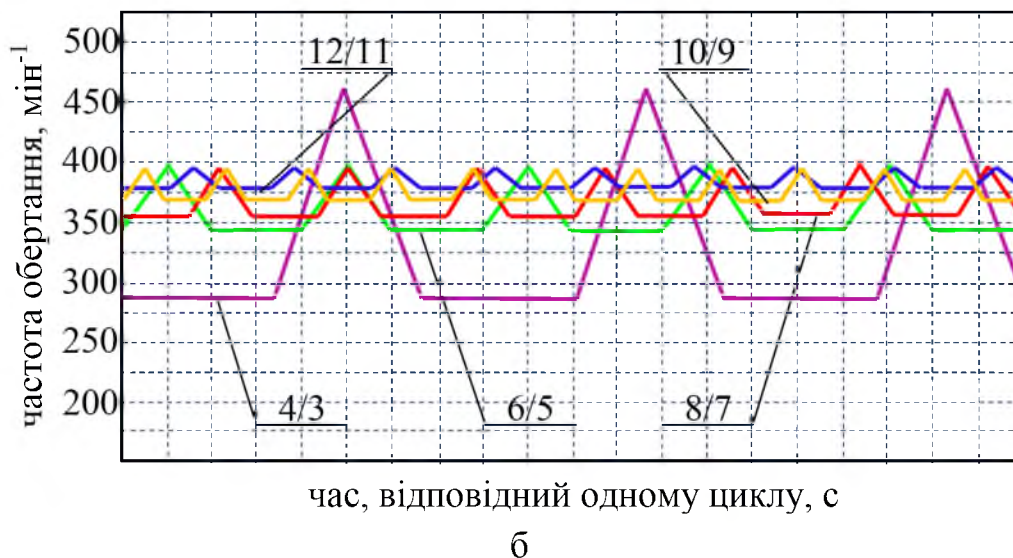
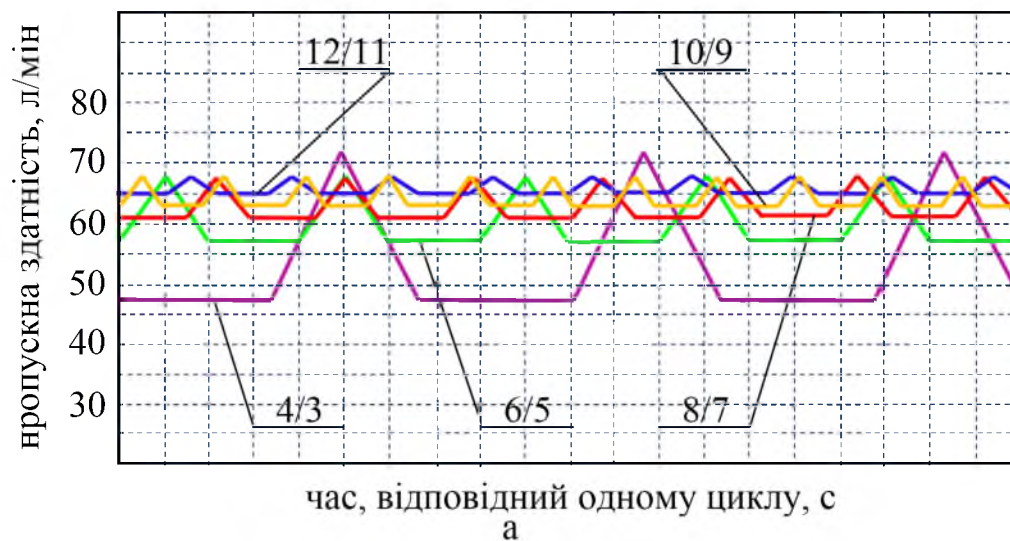


Рис. 4. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11: а – витрата робочої рідини; б – частота обертання валу гідромотора

Аналіз залежності зміни крутного моменту на валу гідромотора (рис. 5, б) показує, що характер його зміни аналогічний зміні тиску. Амплітуда коливань крутного моменту становить 275, 100, 50, 25 і 12,5 Н·м для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Необхідно відзначити, що зі зростанням номера кінематичної схеми (збільшенням кількості робочих вікон) пропускна здатність розподільної системи планетарного гідромотора збільшується, а амплітуда коливань значень модельованих параметрів зменшується. Зміна частоти обертання валу гідромотора (рис. 4, б) обумовлена зміною витрати робочої рідини (рис. 4, а), а зміна тиску робочої рідини (рис. 5, а) – зміною крутного моменту на валу планетарного гідромотора (рис. 5, б).

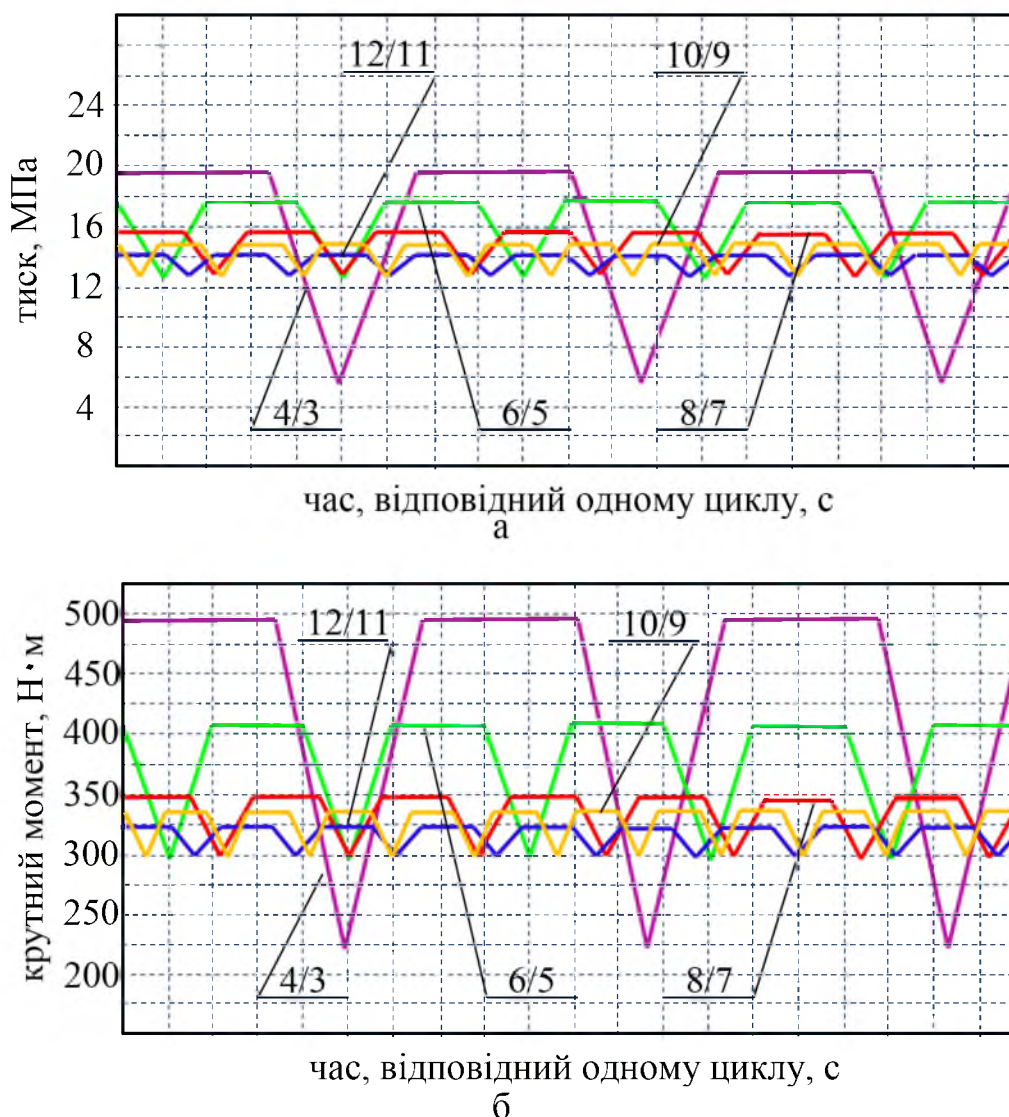


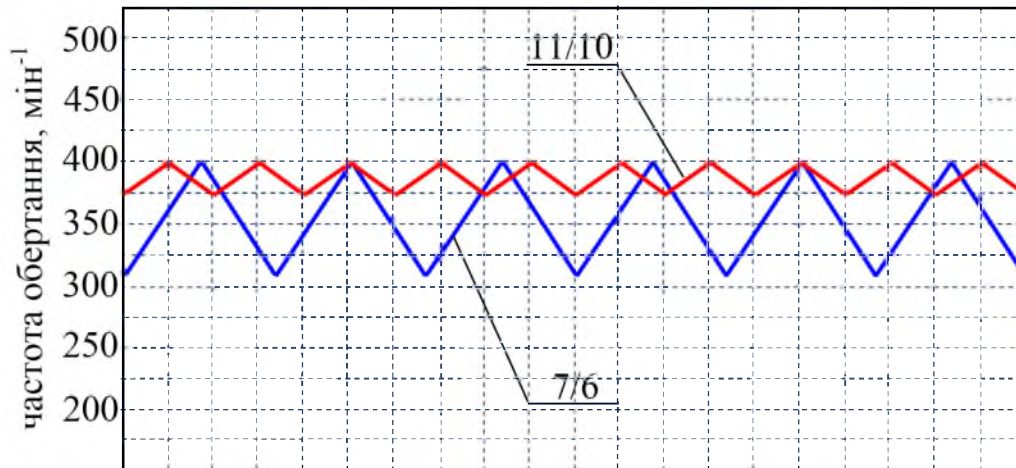
Рис. 5. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11:
а – тиску; б – крутного моменту

На рис. 6 представлені залежності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10.

Дослідженнями встановлено, що коливання витрати робочої рідини для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10,

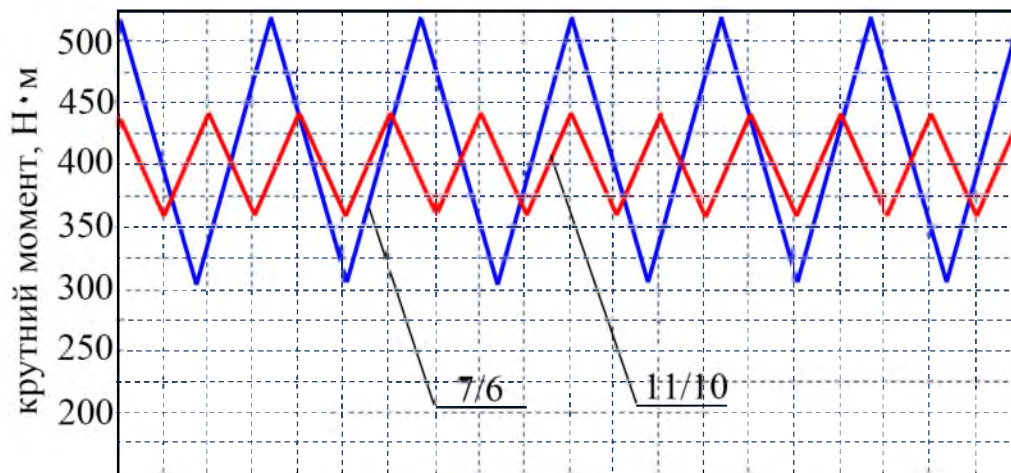
складають 14 і 5 л/хв, а коливання тиску робочої рідини – 7 і 2,5 МПа, відповідно.

Аналіз зміни частоти обертання валу гідромотора (рис. 6, а) показав, що коливання частоти обертання, викликані зміною витрати робочої рідини, складають 75 хв^{-1} для кінематичної схеми 7/6 і 30 хв^{-1} для схеми 11/10.



час, відповідний одному циклу, с

а



час, відповідний одному циклу, с

б

Рис. 6. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10:

а – частота обертання валу гідромотора; б – крутний момент

Амплітуда коливань крутного моменту на валу гідромотора (рис. 6, б) для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10, становить 160 і 50 Н·м, відповідно.

Дослідженнями встановлено, що для кінематичних схем 5/4; 9/8 і 13/12 розподільної системи планетарного гідромотора відсутні коливання площі прохідного перетину, і як наслідок, відсутні коливання витрати і тиску робочої рідини.

Таким чином, використання розподільної системи планетарного гідромотора з кінематичними схемами 5/4; 9/8 і 13/12 дозволяє забезпечити сталість його вихідних характеристик за рахунок відсутності коливання площі прохідного перетину.

Збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна досягти шляхом використання додаткових (розвантажувальних) вікон розподільника в якості робочих. Відомо [11, 14], що зі збільшенням кількості використання додаткових вікон розподільника площа прохідного перетину системи розподілу робочої рідини зростає. Однак, у зв'язку з конструктивними особливостями розподільного механізму, рекомендується використовувати не більше чотирьох додаткових вікон розподільника [11]. Причому в розподільних системах з кінематичними схемами 4/3, 6/5, 8/7, 10/9 і 12/11 можна використовувати тільки два додаткових вікна розподільника.

Можливі варіанти використання додаткових вікон розподільника та зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми представлені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Можливі варіанти використання додаткових вікон розподільника в залежності від кінематичної схеми розподільної системи

Кінематична схема	Кількість вікон розподільника		Площа прохідного перетину, мм ²			
	робочих	додаткових	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	2	387	132	250	255
5/4	4	2	317	157	240	160
		4	317	317	317	0
6/5	5	2	288	145	213	143
7/6	6	2	264	188	226	76
		3	264	226	255	38
		4	338	226	284	112
8/7	7	2	281	173	220	108
9/8	8	2	264	174	220	90
		4	264	264	264	0
		2	265	175	218	90
11/10	10	2	246	186	216	60
		4	275	229	252	46
12/11	11	2	230	180	217	50
13/12	12	2	240	190	215	50
		3	245	220	225	25
		4	264	224	244	40

Аналіз таблиці 2 показує, що для кінематичних схем 5/4 і 9/8 при використанні чотирьох додаткових вікон розподільника коливання площі прохідного перетину розподільної системи відсутні, що дозволяє забезпечити сталість вихідних характеристик планетарного гідромотора. Зниження пульсації потоку робочої рідини досягається шляхом кутового зміщення вікон розподільника [11].

Зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми після зсуву розподільних вікон представлено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми розподільної системи після зсуву вікон розподільника

Кінематична схема	Кількість вікон розподільника		Площа прохідного перетину, мм ²			
	робочих	додаткових	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	2	275	238	250	37
5/4	4	2	265	215	240	50
		4	зміщення вікон не потрібно			
6/5	5	2	225	207	213	18
7/6	6	2	226	226	226	0
		3	264	250	255	14
		4	294	274	284	20
8/7	7	2	240	200	220	20
9/8	8	2	226	214	200	12
		4	зміщення вікон не потрібно			
10/9	9	2	240	215	218	25
11/10	10	2	216	216	216	0
		4	257	247	252	10
12/11	11	2	225	215	217	10
13/12	12	2	220	210	215	10
		3	230	223	225	7
		4	244	244	244	0

Аналіз таблиці 3 показує, що кутовий зсув вікон розподільника дозволяє в 4...5 разів знизити коливання потоку робочої рідини розподільної системи планетарного гідромотора.

Так само необхідно відзначити, що для кінематичних схем 7/6 і 11/10 при використанні двох додаткових вікон розподільника і схеми 13/12 з чотирма додатковими вікнами коливання площі прохідного перетину розподільної системи відсутні, що покращує вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Висновки – В результаті проведених досліджень встановлено взаємозв'язок між пропускною здатністю розподільної системи та вихідними характеристиками планетарного гідромотора, при різних кінематичних схемах розподільної системи.

Дослідженням впливу зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора встановлено, що коливання площі прохідного перетину викликають пульсацію тиску потоку робочої рідини, що негативно впливає на роботу планетарного гідромотора. Також встановлено, що зміна площі прохідного перетину розподільної системи значно впливає на зміну частоти обертання валу гідромотора, крутного моменту та тиску робочої рідини.

Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільних систем планетарного гідромотора, що дозволяє поліпшити його вихідні характеристики. Найбільш раціональними кінематичними схемами систем розподілу робочої рідини є:

- 5/4; 9/8; 13/12 без використання додаткових вікон розподільника;
- 5/4; 9/8 при використанні чотирьох додаткових вікон розподільника без кутового зміщення вікон розподільника;
- 7/6; 11/10 при використанні двох та 13/12 – чотирьох додаткових вікон розподільника з подальшим кутовим зміщенням вікон розподільника.

Використання запропонованих схем обумовлено відсутністю коливань площі прохідного перетину в розподільній системі та, як наслідок, забезпеченням сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Література:

1. Ерасов Ф. Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф. Н. Ерасов. – К.: УкрНИИТИ, 1969. – 55 с.
2. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко // Техніка АПК. – 2006. – С. 11–13.
3. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17, No 9. – P. 29–36.
4. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов, Д. С.

Титов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 71–74.

5. Панченко А. И. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2018. – № 17 (1293). – С. 88–95. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / *Т. М. Башта*. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

7. Бирюков В. Н. Роторно–поршневые гидравлические машины / *В. Н. Бирюков*. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.

8. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, Д. С. Титов, А. И. Засядько* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 1. – С. 11–22.

9. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, В. М. Верещага, А. А. Зуев* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 6. – С. 322–331.

10. Волошина А. А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин / *А. А. Волошина* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 2. – С. 3–9.

11. Панченко А. И. Планетарно–роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография/ *А. И. Панченко, А. А. Волошина*. – Мелітополь: Люкс, 2016. – 236 с.

12. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 46–52. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

13. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов, И. А. Панченко* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 3. – С. 174–184.

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

15. Altare, G., & Rundo, M. (2016). Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 138 (11), 111101. doi: 10.1115/1.4033675.

16. Chiu-Fan, H. (2015). Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 137 (4), 041107. doi: 10.1115/1.4029274.

17. Stryczek, J., Bednarczyk, S., & Biernacki, K. (2014). Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 14 (4), 647–660. doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

18. Choi, T. H., Kim, M. S., Lee, G. S., Jung, S. Y., Bae, J. H., & Kim, C. (2012). Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 134 (1), 011005. doi:10.1115/1.4004423.

19. Chang, Y. J., Kim, J. H., Jeon, C. H., Kim, C., & Jung, S. Y. (2007). Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 129 (10), 1099. doi:10.1115/1.2757629.

20. Scheaua, F. (2017). Theoretical flow model through a centrifugal pump used for water supply in agriculture irrigation. *Journal of Industrial Design and Engineering Graphics*, 12 (1).

21. Dobeš, J., Kozubková, M., & Mahdal, M. (2016). Identification of the noise using mathematical modeling. *EPJ Web of Conferences*, 114, 02017. doi 10.1051/epjconf/201611402017.

22. Yang, D. C. H., Yan, J., & Tong, S. H. (2010). Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*, 132 (6), 064503. doi:10.1115/1.4001595.

23. Marcu, I. L., & Pop, I. I. (2004). Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors. *Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara*, 365–370.

24. Панченко А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора / А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – Вип. 17, т. 3. – С. 33–50.

25. Панченко А. И. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1 (59). – С. 55–71.

ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ГИДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И.А.

Аннотация – работа посвящена обоснованию кинематических схем распределительной системы планетарного гидромотора с целью улучшения его выходных характеристик. Исследовано влияние кинематических схем распределительной системы на колебания площади проходного сечения и выходные характеристики планетарного гидромотора. Установлено, что колебания площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора формируют колебания потока рабочей жидкости вызывающие пульсацию давления в полости нагнетания. Пульсация давления нагнетания представляет сложный негармонический процесс и вызывает вибрацию элементов гидравлического привода, что приводит к отказам мехатронной системы в целом. Поэтому, планетарный гидромотор рассматривался, как источник пульсации (вибраций), приводящий к функциональным отказам гидроприводов мехатронных систем. Установлено, что одним из основных узлов планетарного гидромотора, вызывающим пульсации давления, является его распределительная система. Частота и амплитуда этих пульсаций зависит от кинематической схемы распределительной системы. Поэтому, в работе исследовалось влияние кинематической схемы системы распределения рабочей жидкости на выходные характеристики планетарного гидромотора. Определено влияние колебаний пропускной способности распределительной системы на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора. Исследовано влияние кинематических схем на изменения пропускной способности распределительной системы планетарного гидромотора. Обоснованы кинематические схемы распределительных систем планетарных гидромоторов, улучшающие его выходные характеристики.

JUSTIFICATION OF KINEMATIC SCHEMES OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY TYPE HYDROMS

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

The work is devoted to the substantiation of the kinematic schemes of the distribution system of a planetary hydraulic motor with the aim of improving its output characteristics. The influence of the kinematic schemes of the distribution system on the fluctuations of the flow area and the output characteristics of the planetary hydraulic motor is investigated. It is established that the fluctuations of the flow area the distribution system of the planetary hydraulic motor generates fluctuations in the flow of the working fluid causing pressure pulsations in the discharge cavity. The pulsation of the discharge pressure is a complex non-harmonic process and causes the vibration of the elements of the hydraulic drive, which leads to failures of the mechatronic system as a whole. Therefore, the planetary hydraulic motor was considered as a source of pulsation (vibrations), leading to functional failures of the hydraulic actuators of mechatronic systems. It has been established that one of the main components of a planetary hydraulic motor that causes pressure pulsations is its distribution system. The frequency and amplitude of these pulsations depends on the kinematic scheme of the distribution system. Therefore, the work investigated the influence of the kinematic scheme of the distribution of the working fluid on the output characteristics of the planetary hydraulic motor. The influence of the transmission capacity of the distribution system on the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor is determined. The influence of kinematic schemes on changes in throughput distribution system of the planetary hydraulic motor. The kinematic schemes of distribution systems of planetary hydraulic motors, improving its output characteristics, are substantiated.