нУДК 621.225.001.1
№ держреєстрації 0116U002719

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

72312, Запорізька область, м. Мелітополь, пр. Б.Хмельницького, 18
тел. (0619) 42-04-42

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Директор НДІ МЗПУ,
д.т.н. _____В.Т. Надикто
“___” _____ 20__ р.

З В І Т
про науково-дослідну роботу
за 2017 рік (проміжний)

Програма 1. Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України

Підпрограма 3: Удосконалення і розробка наукових основ підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки

Завідувач відділу _____ д.т.н., професор Надикто В.Т.

Завідувач лабораторії _____ д.т.н., професор Панченко А.І.

2017

Результати роботи розглянуто НТР
протокол № ____ від «___»_____20__ р.

СПИСОК ВИКОНАВЦІВ

Професор,
доктор технічних наук А.А. Волошина

Розробка концепції методики проектування витискувального блоку планетарних гідромашинв, участь у розробці цієї методики; участь у розробці математичної моделі робочих процесів витискувального блоку планетарних гідромашин; оформлення звіту про науково-дослідну роботу.

Професор,
кандидат технічних наук С.В. Кюрчев

Розробка концепції методики проектування елементів витискувального блоку планетарних гідромашин, участь у розробці цієї методики.

Старший викладач І.І. Мілаєва

Участь у розробці математичної моделі робочих процесів витискувального блоку та методики проектування елементів витискувального блоку планетарних гідромашин.

Асистент І.А. Панченко

Участь у розробці математичної моделі робочих процесів витискувального блоку та методики проектування елементів витискувального блоку планетарних гідромашин..

Постановка задач досліджень, визначення якісного та кількісного складу виконавців, участь у розробці фізичних та математичних моделей, формулювання виводів отриманих результатів, а також загальне керівництво здійснювалось завідувачем лабораторії д.т.н., професором Панченко А.І.

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР лабораторії «Гідравлічні машини і гідроприводи сільськогосподарської техніки: 24 стор., 20 літературних джерел.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні і механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора у складі гідроагрегату мобільної сільськогосподарської техніки, які впливають на значення його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності вихідних характеристик планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроагрегату мобільної сільськогосподарської техніки та їх поліпшення на основі розробки математичної моделі.

Ціль дослідження – підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки шляхом розробки та впровадження комплексних заходів щодо проектування і удосконалювання планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської техніки.

До методів досліджень відносяться: методи розрахунку, проектування і моделювання планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної техніки, з урахуванням умов її експлуатації; методи проектування регульованих планетарних гідромоторів та мотор-коліс.

Виконані дослідження присвячені розробці математичної моделі робочих процесів, що відбуваються у витискувальному блоці планетарних тгідромашин, яка дозволить визначити взаємозв'язок геометричних параметрів витискувального блоку з вихідними характеристиками планетарного гідромотора, а також розробці методики проектування елементів витискувального блоку планетарного гідромотору, що дозволить досліджувати процес зміни площі робочих камер в залежності від варіювання геометричних параметрів, а також визначити кількість робочої рідини, що подається в кожну робочу камеру планетарного гідромотора.

Результати виконаних досліджень можуть бути використані при розвитку наукових основ проектування планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.

Ключові слова **–** гідроагрегат, насос, запобіжний клапан, планетарний гідромотор, математична модель, перехідні процеси, початкові умови моделювання, геометричні параметри, витискувальний блок, розподільний блок, моделювання роботи гідромотора у складі гідроагрегата.

ЗМІСТ

Вступ 5

1. Програма досліджень 6

2. Методика досліджень 7

3. Проектування планетарних гідромашин для силового гідроприводу мобільної сільськогосподарської техніки 8

3.1. Проектування витискувального блоку планетарних гідромашин 8

3.1.1. Постановка задачі 8

3.1.2. Розробка математичної моделі робочих процесов, що відбуваються у витискувальному блоці планетарного гідромотора 8

3.1.3. Дослідження впливу конструктивних параметрів витискувального блоку планетарного гідромотора на його вихідні характеристики 14

3.1.4. Розробка методики проектування витискувального блоку планетарних гідромашин 18

Висновки 22

Література 23

ВСТУП

Недостатньо широке застосування гідросистем привода активних робочих органів сільськогосподарської та іншої мобільної техніки (під мобільною технікою в даній роботі розуміється техніка із приводом від ДВЗ, тобто з постійно працюючим нерегульованим насосом), як у нас у країні, так і за рубежем, пояснюється наступними причинами: специфікою вимог до приводів робочих органів мобільної техніки; обмеженою номенклатурою гідромашин і на їх основі гідроагрегатів; незадовільними їхніми вихідними характеристиками та ін.

Досвід проектування машин різного технологічного призначення із застосуванням методів оптимізації параметрів показує, що ці задачі багатокритеріальні, тому що при виборі найкращого варіанта доводиться враховувати багато різних вимог, пропонованих до машини, найчастіше досить суперечливих (понизити вагу, зменшити габарити, підвищити міцність, підвищити ККД, забезпечити плавність руху робочих органів, обмежити максимальну швидкість, зменшити собівартість та ін.). Тому доводиться враховувати багато критеріїв якості (оптимальності) одночасно, щоб отримати найкращий варіант.

Аналіз гідродинамічних процесів, що протікають при роботі високомоментних гідромашин, показує, що об'ємні, гідравлічні та гідромеханічні втрати в основних вузлах, що виявляють суттєвий вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різними по своїй фізичній природі параметрами. Доцільно, кожний вид втрат у вузлах гідромашин планетарного типу (кінематичні, габаритні і динамічні характеристики) розглядати, як окремий критерій якості, що дозволить при розробці і дослідженні отримати більш повне уявлення про його можливості.

Таким чином, ефективність використання мобільної техніки визначається гідрофікацією її активних робочих органів, що у свою чергу залежить від раціонального вибору режимів роботи гідравлічної системи та конструктивного виконання гідроагрегатів. Тому великої уваги заслуговують питання дослідження робочих процесів витискувального та розподільного блоків, вихідних характеристик планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроагрегату активних робочих органів мобільної техніки, на базі розробки їх більш повних математичних моделей, які можуть бути вирішені шляхом комплексних досліджень в області розробки методів розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації планетарних гідромашин.

Виконані дослідження присвячені розробці математичної моделі робочих процесів, що відбуваються у витискувальному блоці планетарних тгідромашин, яка дозволить визначити взаємозв'язок геометричних параметрів витискувального блоку з вихідними характеристиками планетарного гідромотора, а також розробці методики проектування елементів витискувального блоку планетарного гідромотору, що дозволить досліджувати процес зміни площі робочих камер в залежності від варіювання геометричних параметрів, а також визначити кількість робочої рідини, що подається в кожну робочу камеру планетарного гідромотора.

1. ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ

Сучасні тенденції розвитку гідрофікації мобільної техніки вимагають розробки принципово нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин планетарного типу, а також нових підходів у рішенні проблеми поліпшення їх вихідних характеристик. Застосування планетарних гідромашин у приводах активних робочих органів мобільної техніки, висуває високі вимоги до вихідних характеристик, реалізація яких може бути забезпечена при їх проектуванні.

Аналіз гідродинамічних процесів, що протікають при роботі високомоментних гідромоторів, показує, що об'ємні, гідравлічні і гідромеханічні втрати в основних вузлах, що роблять істотний вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різноманітними по своїй фізичній природі параметрами. Крім того, якість проектованого або модернізованого гідромотора, його вихідні характеристики можна оцінити рядом показників – критеріїв, що відображають різні властивості його елементів, а також їх функціонування.

Доцільно, кожен вид втрат в вузлах гідромотора, характеристики (кінематичні, габаритні, динамічні) розглядати як окремий критерій якості, що дозволить при розробці і дослідженні отримати більш повне уявлення, про його можливості.

Аналіз математичних моделей показав, що:

- математичні моделі, які застосовуються в попередніх дослідженнях, були не повними і не охоплювали всі вузли гідромотора і їх взаємозв'язок;
- ряд припущень, що вводиться для спрощення обчислень знижував точність отриманих показників та ін.

Апріорний аналіз досліджень, пов'язаних з проектуванням високомоментних гідромоторів, дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників, що дозволяють розробити більш повну математичну модель і ефективніше використовувати сучасні математичні методи оптимізації, обчислювальну техніку і програмні засоби.

До числа цих факторів відносяться:

- відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку, що дозволяє їм самовстановлюватися, займати непередбачувані взаєморозташування;
- врахування похибок форми елементів витискувального блоку планетарного гідромотора, при визначенні його геометричних і вихідних параметрів;
- підвищення точності розрахунку крутного моменту, гідромеханічних і об'ємно втрат в витискувальному блоці планетарного гідромотора;
- математичний опис робочих процесів, що відбуваються в розподільному блоці з урахуванням зсуву вікон і зміни кута їх перекриття;
- визначення зусиль прижиму-віджиму в розподільному блоці з урахуванням динамічної складової і як наслідок – уточнення значення об'ємних втрат;
- розробка більш повної математичної моделі, що включає функціональні вираження, обмеження і критерії, що описують процеси і функціонування вузлів планетарного гідромотора та їх взаємодію з робочою рідиною як єдине ціле.

Таким чином, підвищення вихідних характеристик високомоментних планетарних гідромоторів при їх проектуванні або модернізації можна досягти шляхом постановки і вирішення важливої науково-практичної проблеми – дослідження робочих процесів витискувального та розподільного блоків, вихідних характеристик планетарного гідромотора на базі розробки їх більш повних математичних моделей, яка може бути вирішена шляхом комплексних досліджень в області розробки методів розрахунку, проектування, виготовлення і експлуатації планетарних гідромашин.

Широкі можливості реалізації поставленої наукової проблеми відкриваються при системному підході, коли конструкція основних вузлів, закони руху елементів витискувального блоку, зусилля, що діють в розподільному блоці, гідравлічні та механічні процеси досліджуються як єдине ціле.

У зв’язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

1. Розробка математичної моделі робочих процесов, що відбуваються у витискувальному блоці планетарного гідромотора.
2. Дослідження впливу конструктивних параметрів витискувального блоку планетарного гідромотора на його вихідні характеристики.
3. Розробка методики проектування витискувального блоку планетарних гідромашин.

2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

1. Для розробки математичної моделі робочих процесів, що відбуваються у витискувальному блоці планетарного гідромотора необхідно зробити математичний опис та розробити алгоритм розрахунку, що дозволе визначити взаємозв'язок геометричних параметрів витискувального блоку з вихідними характеристиками планетарного гідромотора, а також необхідно удосконалити теорію розрахунку і проектування елементів витискувального блоку планетарних гідромашин на базі дослідження впливу конструктивних параметрів і робочих процесів, що відбуваються у витискувальному блоці на вихідні характеристики планетарних гідромашин.

2. Для розробки методики проектування елементів витискувального блоку планетарних гідромашин необхідно зробити математичний опис та розробити методику визначення геометричних параметрів елементів витискувального блоку, що дозволить досліджувати процес зміни площі робочих камер в залежності від варіювання геометричних параметрів, а також визначити кількість робочої рідини, що подається в кожну робочу камеру планетарного гідромотора.

3. ПРОЕКТУВАННЯ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН ДЛЯ СИЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

3.1. Проектування витискувального блоку планетарних гідромашин

3.1.1. Постановка задачі

Виконаний математичний опис гідромотора в складі гідроагрегату [6] носить загальний характер, лише частково відображає функціонування планетарного гідромотора. Тому, для побудови загальної моделі планетарного гідромотора враховуються конструктивні і функціональні особливості його витискувального і розподільного блоків.

Аналіз виконаних досліджень [1-5,8,19,20], дозволив відзначити наступні важливі невраховані фактори, що впливають на повноту представленої математичної моделі планетарного гідромотора:

- відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку, що дозволяє їм самовстановлюватися, займати вільне взаємне розташування;
- врахування похибок форми елементів витискувального блоку планетарного гідромотора, при визначенні його геометричних і вихідних параметрів;
- визначення геометричних параметрів елементів витискувального блоку;
- підвищення точності розрахунку крутного моменту, гідромеханічних і об'ємних втрат в витискувальному блоці планетарного гідромотора;
- розробку більш повної математичної моделі, що включає функціональні вираження, обмеження і критерії, що описують робочі процеси і функціонування витискувального блоку планетарного гідромотора, їх взаємодію з робочою рідиною, як єдине ціле.

Таким чином, для дослідження робочих процесів та вихідних характеристик планетарного гідромотора, працюючого в складі гідроагрегату, необхідно розробити математичну модель з урахуванням конструктивних особливостей витискувального блоку планетарного гідромотора.

При проектуванні планетарного гідромотора, працюючого в складі гідроагрегату, дуже важливо дослідити вплив геометричних параметрів витискувачів цього гідромотора на його вихідні характеристики. Для визначення втрат в планетарних гідромоторах, а також для вивчення їх впливу на зміну вихідних характеристик гідроагрегату в цілому, нами були виконані теоретичні дослідження системи витискування робочої рідини планетарних гідромоторів [9-11,13].

3.1.2. Розробка математичної моделі робочих процесов, що відбуваються у витискувальному блоці планетарного гідромотора.

Для визначення геометричних параметрів елементів витискувального блоку (шестерні і ротора) планетарного гідромотора (рис. 1) з урахуванням похибки форми деталей, що задаються [14,18] (виходячи з конструктивних міркувань) радіусами R_2 і r_2 ротора гідромашини, кількістю зубів шестерні z_1 і ротора z_2, а також, одним з радіусом шестерні r_1.

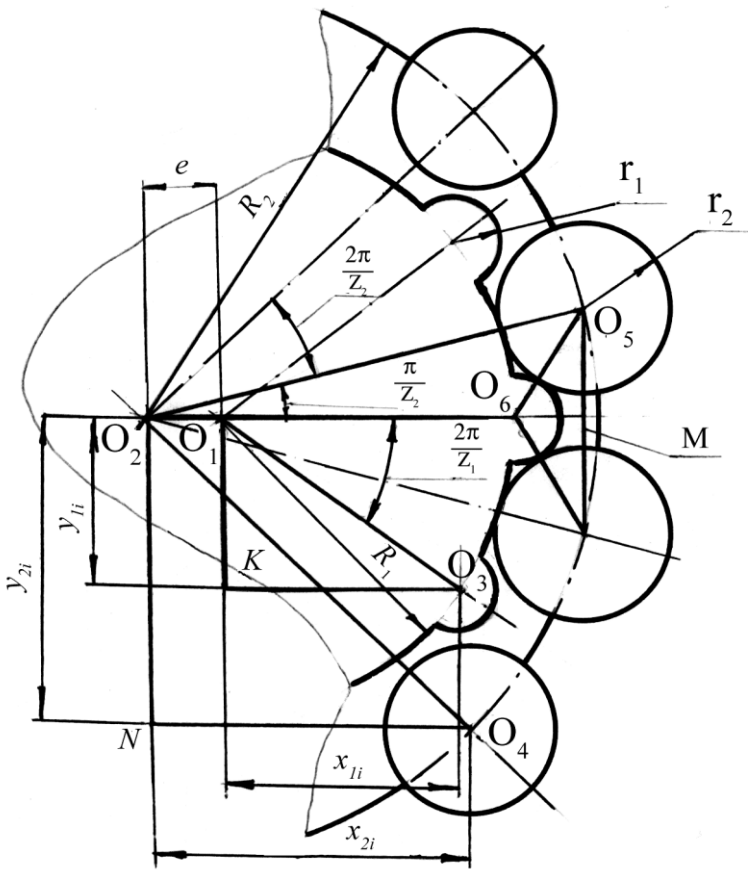

Рисунок 1 – До визначення геометричних параметрів блоку витискувачів

Визначення величин R_1, а також міжцентрової відстані e між витискувачами здійснюється методом послідовних наближень в наступній алгоритмічній послідовності:

Задаються вихідними значеннями радіусів з урахуванням забезпечення початкового зазору S:

$$R_2 \geq R_1; \quad R_1 = R_2 - r_1; \tag{1}$$

Номер пари, в якій здійснюється перевірка за умовою можливого торкання зубів, визначається:

– при z_2 – парному $\quad z_i = \dfrac{z_2}{2} + 1;$

– при z_2 – непарному $\quad z_i = \dfrac{z_2 - 1}{2}.$ (2)

Координати центру зуба x_2, y_2 ротора в i-ій парі (рис. 1) визначаються:

$$x_{2i} = \cos\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2;$$

$$y_{2i} = \sin\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2. \tag{3}$$

На підставі рішення трикутника $\Delta O_2 O_5 M$ (рис. 1) розраховується міжцентрова відстань e

$$e = R_2 \cdot \cos\frac{\pi}{z_2} - R_1 - O_4 M,$$

$$O_4 M = \sqrt{\left(r_1 + r_2\right)^2 - R_2 \cdot \sin\frac{\pi}{z_2}}.$$

Тоді

$$e = R_2 \cdot \cos\frac{\pi}{z_2} - R_1 - \sqrt{\left(r_1 + r_2\right)^2 - R_2 \cdot \sin\frac{\pi}{z_2}}. \quad (4)$$

Координати x_1, y_1 центру зуба шестерні в i-ій парі визначаються рівняннями:

$$x_{1i} = R_1 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right) + e;$$
$$y_{1i} = R_1 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right). \quad (5)$$

Радіальне s_r і кутове s_d (рис. 2) відхилення, які характеризують положення центру зуба (шестерні і ротора) в межах заданого допуску (обумовленого радіусу кола r_c) розглядаються за умови випадкового розташування центру зуба:

$$s_r = r_c \cdot k_1;$$
$$s_d = \gamma \cdot k_2, \quad (6)$$

де γ - кут відхилення для розрахункового s_r;

k_1 і k_2 - випадково вибрані числа в діапазоні $-1...1$, що необхідні для імітації реального технологічного розкиду, присутнього при виготовленні.

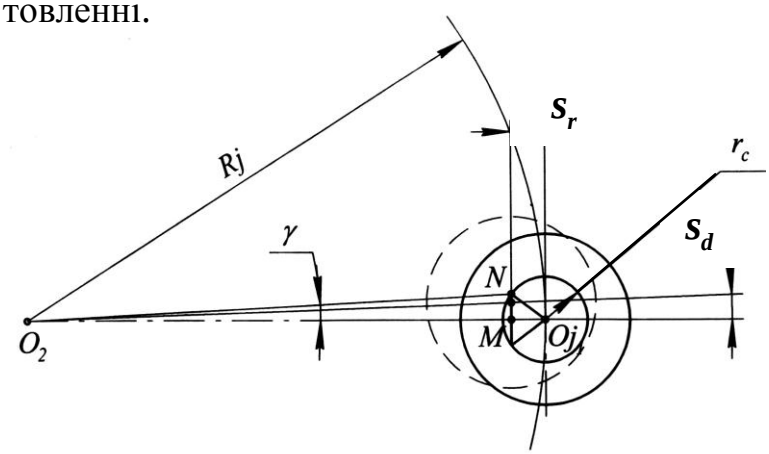

Рисунок 2 – Розрахункова схема до визначення граничних відхилень положення центрів зубів

Величина кута γ визначається на підставі рішення трикутника ΔO_2MN (рис. 2):

$$\gamma = arctg\frac{MN}{R_j + s_r},$$

де R_j – радіус розташування центру зубів розглянутої деталі (шестерні, ротора).

Значення відрізка *MN* знаходиться з трикутника $\Delta O_{ji}MN$:

$$MN = \sqrt{r_c^2 - s_r^2}.$$

Звідки

$$s_d = arctg\frac{\sqrt{r_c^2 - s_r^2}}{R_1 + s_r} \cdot k_2. \qquad (7)$$

Фактичний діаметральний зазор S_i (рис. 3) в розглянутій робочій парі розраховується

$$S_i = \sqrt{\left(x_{1i} - x_{2i}\right)^2 + \left(y_{1i} - y_{2i}\right)^2} - r_1 - r_2 - S_T. \qquad (8)$$

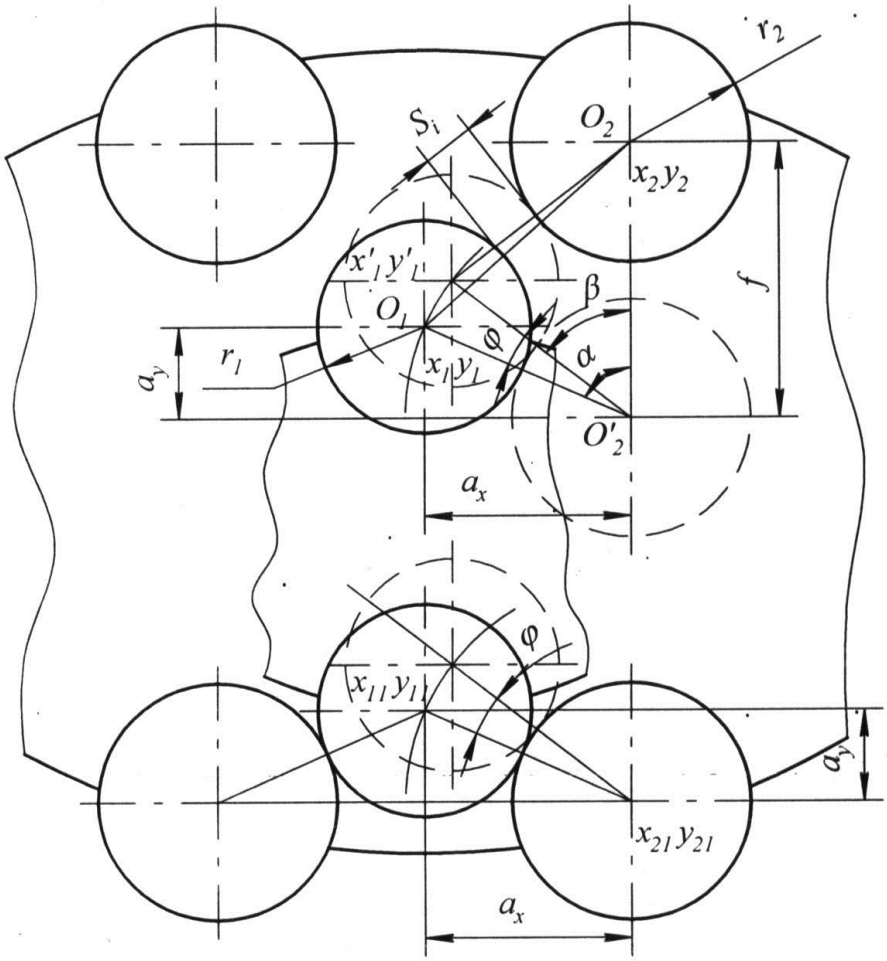

Рисунок 3 – До розрахунку фактичного діаметрального зазору між витискувачами планетарного гідромотора

Дослідженнями кінематики переміщення елементів витискувального блоку гідромотора встановлено, що в процесі його роботи витискувачі переміщаються плоско-паралельно відносно один одного, «спливаючи» в межах діаметрального зазору S_i [14,18]. Основним показником процесу спливання (при наявності діаметрального зазору) є кут повороту φ (рис. 3). Для кожної пари зачеплення визначаються величини зсувів a_x і a_y положення центру втулки щодо центру зуба в умовній першій парі ($i = 1$, зуб торкається двох втулок)

$$a_x = x_{21} - x_{11};$$
$$a_y = y_{21} - y_{11}. \qquad (9)$$

При цьому положення центру повороту зуба (рис. 3) визначається як:

$$x_2' = a_x - x_{2i};$$
$$y_2' = a_y - y_{2i}. \qquad (10)$$

Тоді кут повороту зуба можна представити таким чином

$$\varphi = \alpha - \beta, \qquad (11)$$

де α - допоміжний кут, який визначається з трикутника $\Delta O_1 O_2 O_2'$;

$$\alpha = \arccos \frac{O_2' O_1^2 + O_2 O_2'^2 - O_2 O_1^2}{2 O_2' O_1 \cdot O_2 O_2'};$$

β - допоміжний кут, який визначається з трикутника $\Delta O_1' O_2 O_2'$:

$$\beta = \arccos \frac{O_2 O_2'}{2 O_1' O_2'} = \arccos \frac{L}{2\left(r_1 + r_2\right)}. \qquad (12)$$

Відстань $O_2 O_2'$ знаходиться з рівняння

$$L = \sqrt{\left(x_{1i} - x_2'\right)^2 + \left(y_{1i} - y_2'\right)^2}, \qquad (13)$$

тоді

$$\alpha = \arccos \frac{\left(r_1 + r_2\right)^2 + L^2 - \left(\left(x_{1i} - x_{2i}\right)^2 + \left(y_{1i} - y_{2i}\right)^2\right)}{2\left(r_1 + r_2\right) L}. \qquad (14)$$

Підставивши вирази (12) і (14) в (11), отримаємо рівняння для знаходження кута повороту φ

$$\varphi = \arccos \frac{L^2 + \left(r_1 + r_2\right)^2 - \left(x_{1i} - x_{2i}\right)^2 - \left(y_{1i} - y_{2i}\right)^2}{2L\left(r_1 + r_2\right)} - \arccos \frac{L}{2\left(r_1 + r_2\right)}.$$

За мінімальним значенням кута повороту визначають пару зубів в зачепленні витискувачів гідромотора, в якій здійснюється контакт.

Перед аналізом процесу самовстановлення елементів витискувального блоку необхідно забезпечити дотик зубів в першій парі (рис. 4). У зв'язку з цим необхідно визначити величину зміщення зубів шестерні щодо початкового положення, що визначається відстанню між центрами втулок

$$l = \sqrt{\left(x_1 - x_1'\right)^2 + \left(y_1 - y_1'\right)^2}\,. \qquad (15)$$

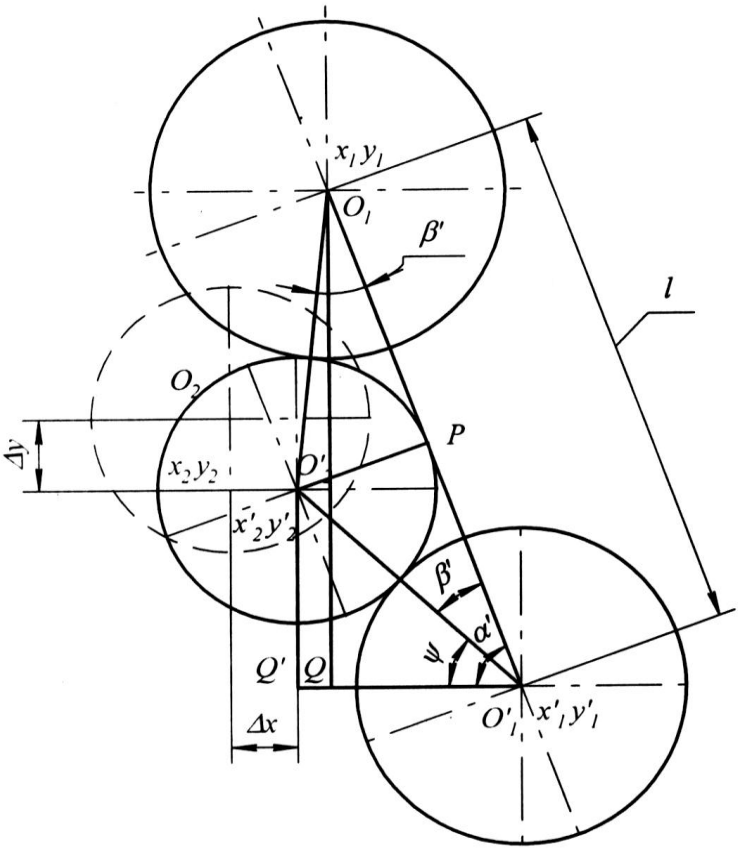

Рисунок 4 – Розрахункова схема визначення початкового положення деталей зачеплення перед спливанням

Зсув по осях, необхідний для установки шестерні в початкове положення для самовстановлення, визначається з трикутника $\Delta O_1' O_2' Q'$

$$\begin{aligned} \Delta x &= \left(r_1 + r_2\right)\cos\psi + x_1' - x_2; \\ \Delta y &= \left(r_1 + r_2\right)\sin\psi + y_1' - y_2, \end{aligned} \qquad (16)$$

де $\psi = \alpha' - \beta'$;

α' – допоміжний кут, визначається з трикутника $\Delta O_1 O_1' Q$:

$$\alpha' = \arccos\frac{x_1 - x_1'}{t};$$

β' – допоміжний кут, визначається з трикутника $\Delta O_1' O_2' P$:

$$\beta' = \arccos\frac{t}{2\left(r_1 + r_2\right)}.$$

Отже,

$$\psi = \arccos\frac{x_1 - x_1'}{t} - \arccos\frac{t}{2\left(r_1 + r_2\right)}.$$

Проведені дослідження є математичним обґрунтуванням та алгоритмом

розрахунку для розробки програмного забезпечення з моделювання розрахунків геометричних параметрів елементів витискувального блоку при моделюванні та проектуванні або модернізації планетарних гідромашин.

3.1.3. Дослідження впливу конструктивних параметрів витискувального блоку планетарного гідромотора на його вихідні характеристики.

Основними параметрами, що характеризують гідромотор, є крутний момент $M_{кр}$ і відповідна частота обертання n.

Теоретичний (розрахунковий) крутний момент на валу планетарного гідромотора (рис. 5), з урахуванням компенсуючого механізму, виражається залежністю [5,14]

$$M_{кр} = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1)}{U}. \qquad (17)$$

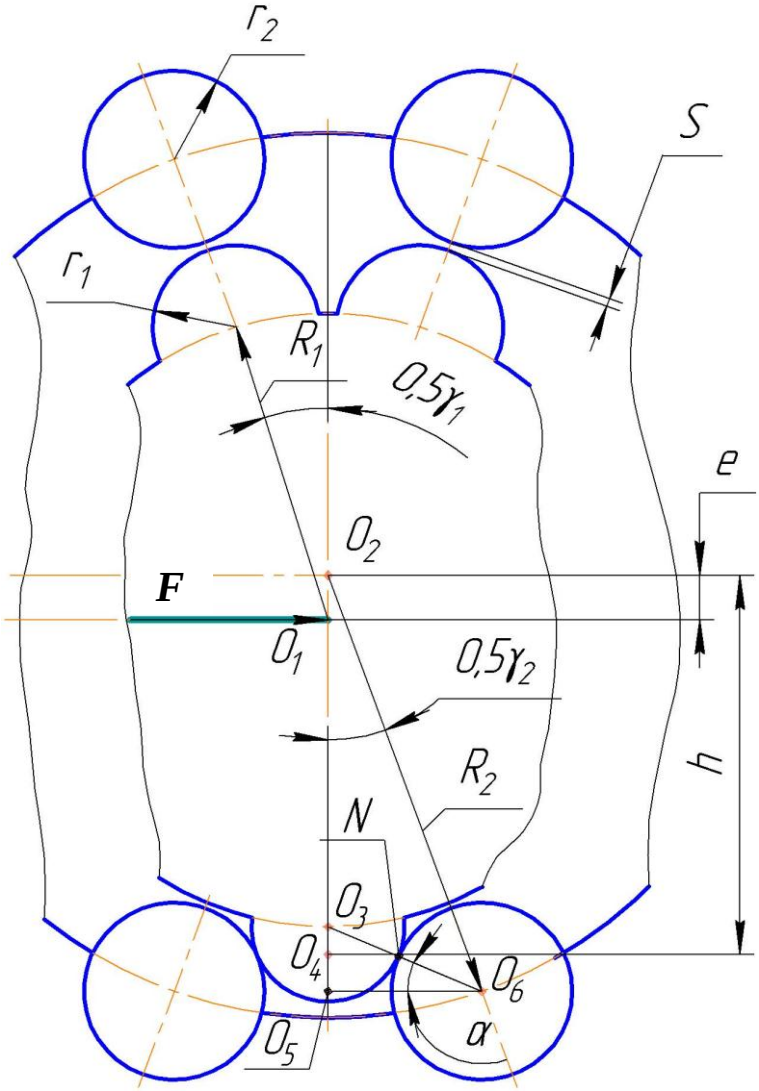

Рисунок 5 – Схема силового з'єднання (витискувачів) планетарного гідромотора

Наведений вираз (17) можна представити [202] як

$$M_{кр} = F \cdot h, \qquad (18)$$

де F – результуюча сила від дії тиску робочої рідини;

$$F = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U};$$

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

З рис. 5 величина плеча h докладання результуючої сили F визначається як

$$h = O_1O_2 + O_1O_3 + O_3O_4, \qquad (19)$$

де $O_1O_2 = e; \quad O_1O_3 = R_1; \quad O_3O_4 = O_3N \cdot \cos\alpha;$ (20)

$$O_3N = r_1; \quad \cos\alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}, \qquad (21)$$

$$O_3O_6 = r_1 + r_2; \quad O_5O_6 = O_2O_6 \cdot \sin\left(0{,}5\gamma_2\right),$$

$$O_2O_6 = R_2; \quad 0{,}5\gamma_2 = \frac{\pi}{z_2}.$$

Тоді з урахуванням виразів (20) і (21) після відповідних підстановок і перетворень вираз (19) набуде вигляду:

$$h = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin\frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2}. \qquad (22)$$

Кінематичним аналізом переміщення елементів силового з'єднання [7,14] встановлено, що істотний вплив на величину діаметрального зазору S (рис. 5) надає похибка форми контуру $\Pi_ф$ його деталей - шестерні і ротора. Похибка форми контуру $\Pi_ф$ деталей силового з'єднання є комплексним показником [11] і залежить від взаємозв'язку геометричних параметрів $\Pi_ф = f\left(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2\right)$.

Початкове значення діаметрального зазору визначається його технологічним (заданим кресленням при виготовленні) зазором S_T та відхиленнями, викликаними похибкою форми $\Pi_ф$ витискувачів

$$S = S_T \pm \Pi_ф, \qquad (23)$$

де знак (+) або (-) визначається конкретними відхилмннями похибки форми $\Pi_ф$ деталей силового з'єднання.

З урахуванням виразів (22) і (23) зміна величини h, в залежності від контакту в i-ій парі, можна висловити через геометричні параметри витискувачів, при зміні діаметрального зазору S у всьому його діапазоні

$$h_i = h \cdot \cos\frac{2\pi}{Z_1}\left(i - 1\right) \pm \frac{\left(S_T \pm \Pi_ф\right)}{2}, \qquad (24)$$

де i – порядковий номер зуба шестерні (охоплюваного витискувача), що визначає її миттєвий центр обертання (з урахуванням похибки форми),

$i = 1,2,...,z_1$.

При значеннях діаметрального зазору менше критичної величини $S_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні завжди проходить через умовний зуб №1 (тобто $i = 1$), а, отже, вираз $\cos\frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ дорівнює одиниці. Тоді з урахуванням виразу (6) рівняння (8) приймає вид

$$h_1 = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin\frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{\left(S_T + \Pi_ф\right)}{2}. \qquad (25)$$

Підставляючи в рівняння (18) значення результуючої сили з урахуванням зміни міжцентрової відстані на величину коливання зазору $\pm\frac{S}{2}$ [7,16] і вирази (23), отримаємо вираз для визначення крутного моменту $M_{кр}$:

$$M_{кр} = 2\left(e \pm \frac{\left(S_T \pm \Pi_ф\right)}{2}\right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h_i, \qquad (26)$$

де знак (+) або (-) при $\frac{\left(S_T \pm \Pi_ф\right)}{2}$ визначається положенням шестерні [7,14].

Аналіз кінематики переміщення витискувачів показує, що в процесі експлуатації, при зміні значення величини діаметральної зазору від S до $S_{кр}$, крутний момент $M_{кр}$ змінюється (пульсує) досить значно, так як зміни геометричних параметрів витискувачів (обумовлені їх виготовленням) значно впливають на зміну величини параметра h.

Коли, в процесі експлуатації, значення діаметрального зазору S перевищують величину $S_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні проходить через умовний зуб №2, №3 і т.д., при цьому величина h визначається виразом (8), а, отже, крутний момент $M_{кр}$, різко зменшується, в $\cos\frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ разів.

Аналіз математичних залежностей, що описують зміну крутного моменту $M_{кр}$ від зміни діаметрального зазору S показує, що в діапазоні зміни значень діаметрального зазору $S...S_{кр}$ крутний момент буде описуватися пульсуючою кривої, середнє значення якої практично не змінюється при зміні значень діаметрального зазору. В діапазоні значень $S > S_{кр}$ крутний момент $M_{кр}$ буде різко зменшуватися і, отже, описуватися якоюсь параболічною залежністю.

Витрата робочої рідини $Q_{гм}$, що підведена до витискувального блоку за-

лежить від внутрішніх перетоків $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору

$$Q_{гм} = Q_{гм.г} + Q_{гм.п}. \qquad (27)$$

Тоді перетоки $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору в витискувальному блоці гідромотора з урахуванням (11), дорівнюють:

$$Q_{гм.п} = Q_{гм} - n \cdot V_{гм0}. \qquad (28)$$

В процесі експлуатації при значеннях діаметрального зазору $S < S_{кр}$ перетоки $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору відсутні, так як відбувається самогерметізція зони нагнітання силового з'єднання від зони зливу [7,11,14].

При значеннях діаметрального зазору $S > S_{кр}$ перетоки $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору характеризуються витратою рідини через щілину висотою $S'_к$, утворену циліндричними поверхнями зубів шестерні і ротора та визначається залежністю [2,14]:

$$Q_{гм.п} = \mu \cdot A_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \qquad (29)$$

Площа похідного перетину даної щілини визначається як

$$A_{щ} = b' \cdot S'_к. \qquad (30)$$

Підставивши в вираз (29) вираз для визначення площі щілини (30), отримаємо вираз, що описує перетоки в планетарному гідромоторі при значеннях діаметрального зазору $S > S_{кр}$

$$Q_{гм.п} = \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \qquad (31)$$

Таким чином, можна зробити висновок, що при значеннях діаметрального зазору $S < S_{кр}$ перетоки $Q_{гм.п}$ в планетарному гідромоторі відсутні (так як відбувається «самогерметізація» витискувачів [7,14]), а залежність зміни перетоків $Q_{гм.п}$ від діаметральної зазору є прямою лінією з нульовим значенням перетоків. При значеннях діаметрального зазору $S > S_{кр}$ перетоки $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору визначаються виразом (31) та змінюються по параболічній залежності.

Аналіз кінематики переміщення витискувачів показує, що в процесі експлуатації, при зміні значення величини діаметральної зазору від S до $S_{кр}$ крутний момент $M_{кр}$ змінюється (пульсує) досить значно, тому що зміни геометричних параметрів витискувачів (обумовлені виготовленням) значно впливають на зміну величини параметра h.

В діапазоні $S > S_{кр}$ крутний момент $M_{кр}$ різко зменшується (в

$\cos\frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ разів) і, отже, буде описуватися параболічною залежністю.

При значеннях діаметрального зазору $S < S_{кр}$ між витискувачами планетарного гідромотора перетоки $Q_{гм.п}$ по діаметральному зазору відсутні в зв'язку з самогерметизацією зони нагнітання силового з'єднання від зони зливу.

3.1.4. Розробка методики проектування витискувального блоку планетарних гідромашин.

Дослідження причин незадовільної роботи планетарних гідромоторів [3,5,7,1,14] дозволили виявити три основних вузла, що лімітують їх ефективну роботу: витискувальний блок, розподільний блок та ущільнення вихідного кінця вала гідромотора. Аналіз кінематики руху ротора та особливостей його контактної взаємодії з шестернею, при зміні тиску та потоків робочої рідини, дозволив виявити, що якісна робота витискувального блоку визначається сумарною похибкою форми деталей цього блоку [7,11,14]. При цьому похибка форми для шестерні і ротора планетарного гідромотора різна та визначається (задається) технологією виготовлення цих деталей. Тому, при проектуванні витискувального блоку планетарних гідромашин, дуже велике значення має раціональне нормування, забезпечення і контроль похибки форми самих витискувачів (ротора і шестерні).

Методика визначення геометричних параметрів сполучених витискувачів планетарного гідромотора.

При проектуванні елементів витискувального блоку планетарного гідромотора, вихідними параметрами є: момент опорів M_c, створюваний навантаженням, номінальний перепад тисків Δp, забезпечений насосною станцією гідроагрегату, гидромеханічний ККД $\eta_{г.м}$, значення радіуса R_2 ділильної окружності і радіуса зуба r_2 охоплюючого витискувача (ротора), кількість зубів шестерні z_1 і ротора z_2, а також, радіус зуба шестерні z_2.

По вихідним даним визначають:

1. Робочий об'єм гідромотора $V_{гм0}$ за формулою

$$V_{гм0} = \frac{2\pi \cdot M_c}{\Delta p \cdot \eta_{г.м}}. \qquad (32)$$

2. Величину радіуча R_1 охопленого витискувача (шестерні), а також міжцентрової відстані e між витискувачами за виразами (1...16) методом послідовних наближень.

3. Ширина витискувачів b визначається з виразу

$$b = \frac{V_{гм0}}{A}, \qquad (33)$$

де A - площа робочих камер утворених витискувачами.

Для визначення площі робочих камер розглянемо роботу зчеплення (рис.6), де рухливими одночасно є обидва витіснювача. Площа робочих камер

A, змінюється в залежності від кутів поворотів φ, ψ, що визначають положення миттєвих центрів обертання шестерні і ротора, відповідно (рис. 7).

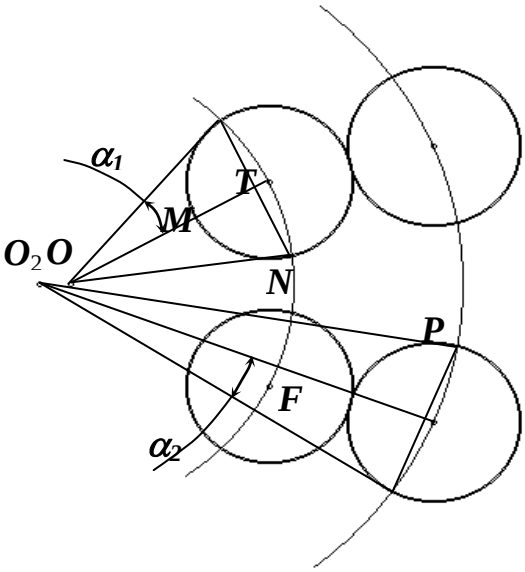

Рисунок 6 – Розрахункова схема для визначення площ робочих камер

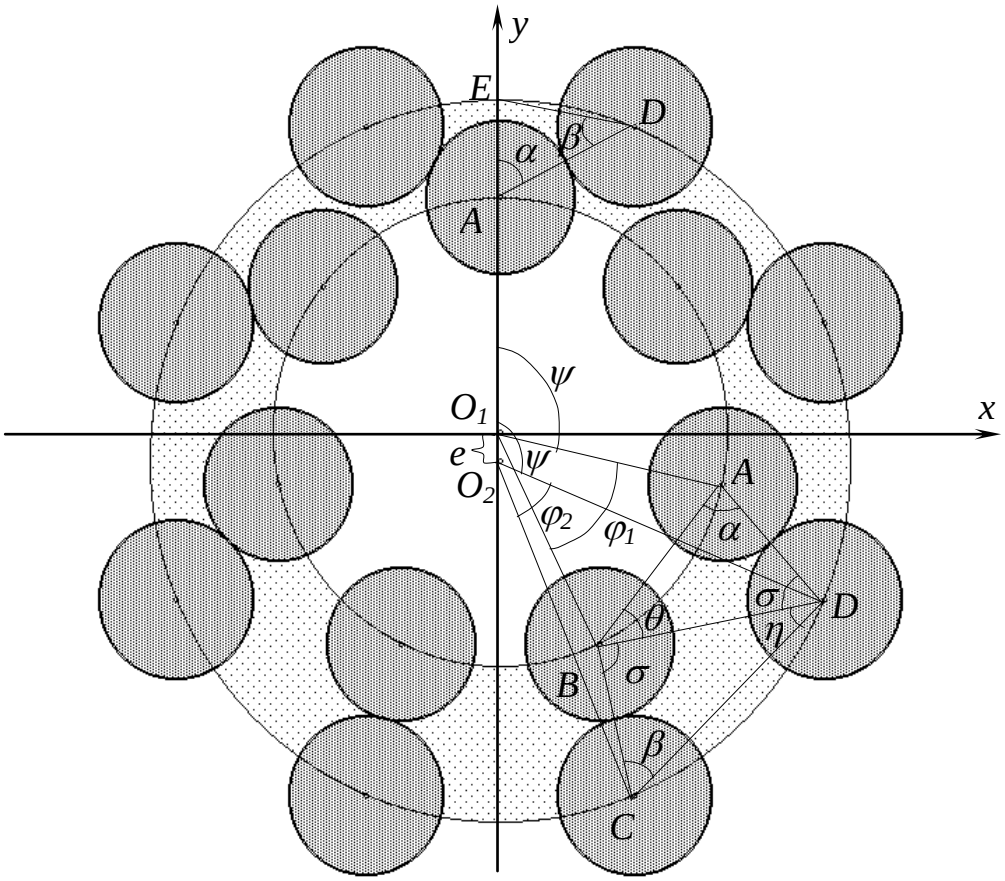

Рисунок 7 – Розрахункова схема для визначення площ робочих камер

Для обчислення площ робочих камер скористаємося формулою:

$$A = (\pi \cdot R_2^2 - \pi \cdot R_1^2) - A_1 - A_2, \qquad (34)$$

де A_1 – площа фігури KTN, $A_1 = z_1 \cdot (A_{11} - A_{12} - A_{13})$;

де A_{11} – площа кола (T, r_1), $A_{11} = \pi \cdot r_1^2$;

A_{12} – площа сектора KTN, $A_{12} = \frac{R_1^2}{2}(2 \cdot \alpha_1 - \sin 2\alpha_1)$;

A_{13} – площа сегмента $KTNM$, $A_{13} = \frac{r_1^2}{2}(2 \cdot \gamma_1 - \sin 2\gamma_1)$;

$\alpha_1 = \mathrm{arctg}\frac{r_1}{R_2}$;

$\gamma_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1$;

A_2 – площа фігури $PFQL$, $A_2 = z_2 \cdot (A_{21} - A_{22} - A_{23})$,

де A_{21} – площа кола (L, r_2), $A_{21} = \pi \cdot r_2^2$;

A_{22} – площа сегмента $PLFQ$, $A_{22} = \frac{R_2^2}{2}(2 \cdot \alpha_2 - \sin 2\alpha_2)$;

A_{23} – площа сектора PLQ, $A_{23} = \frac{r_2^2}{2}(2 \cdot \gamma_2 - \sin 2\gamma_2)$;

$\alpha_2 = \mathrm{arctg}\frac{r_2}{R_2}$;

$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha_2$.

Крім того, зміна об'єму робочих камер необхідно розглядати в залежності від кутів поворотів φ, ψ. Тому розрахунки за формулою, наведеною вище були перевірені і підтверджені іншими математичними залежностями, що дозволяють нам більш детально досліджувати механізм зміни об'єму.

Розрахувати площу прохідного перетину витискувача в кожній робочій камері (рис. 7) та поспостерігати зміну цих площ при обертанні шестерні можливо, отримавши наступні залежності.

Розбиваючи чотирикутник $ABCD$ на два трикутники ABD і DBC, сума яких, мінус площі відповідних дуг, визначає шукану площу A:

$$A = A_{ABCD} = A_{\Delta ABD} + A_{\Delta DBC} - A_{сегм.AO_1B} + A_{сегм.DO_2C} - A_A - A_B - A_C - A_D, \quad (35)$$

Постійна площа сегментів AO_1B і DO_2C визначається за формулами:

$$A_{сегм.AO_1B} = A_{сект.O_1AB} - A_{\Delta O_1AB} = \frac{R_1}{2}(\varphi_1 - \sin\varphi_1),$$

$$A_{сегм.DO_2C} = A_{сект.O_2DC} - A_{\Delta O_1DC} = \frac{R_2}{2}(\varphi_2 - \sin\varphi_2);$$

$$O_1A = O_1B = R_1, \; O_2D = O_2C = R_2.$$

Знаючи координати центрів дуг зубів (x_D, y_D), (x_B, y_B), (x_A, y_A), знайдемо площі трикутників ABD і DBC:

$$A_{\Delta ABD} = \sqrt{p_1 \cdot (p_1 - AD) \cdot (p_1 - DB) \cdot (p_1 - AB)},$$

де $p_1 = \frac{(AD + DB + AB)}{2}$,

$$AD = \sqrt{(x_A - x_D)^2 + (y_A - y_D)^2},$$

$$DB = \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2},$$

$$AB = 2 \cdot R_1 \cdot \sin\frac{\varphi_1}{2}.$$

$$A_{\Delta BCD} = \sqrt{p_2(p_2 - DC)\cdot(p_2 - BC)\cdot(p_2 - DB)},$$

де $$p_2 = \frac{(DC + BC + DB)}{2},$$

$$BC = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2},$$

$$DC = 2 \cdot R_2 \cdot \sin\frac{\varphi_2}{2}.$$

Для овизначення площ секторів *A*, B, *C*, *D* використовуємо формулу:

$$A = \frac{1}{2} r^2 \cdot \gamma,$$

де γ – кут, що визначає сектор,

r – радіус відповідної окружності.

$$A_{сек.A} = \frac{r_1^2}{2} \cdot \alpha, \text{ де } \alpha = \arcsin\frac{2A_{\Delta ABD}}{AD \cdot DC},$$

$$A_{сек.B} = \frac{r_1^2}{2} \cdot (\theta + \sigma_1), \text{ де } \theta = \arcsin\frac{2A_{\Delta ABD}}{AB \cdot DB};\ \sigma_1 = \arcsin\frac{2A_{\Delta DBC}}{DB \cdot BC};$$

$$A_{сек.C} = \frac{r_2^2}{2} \cdot \beta, \text{ де } \beta = \arcsin\frac{2A_{\Delta DBC}}{DC \cdot BC};$$

$$A_{сек.D} = \frac{r_2^2}{2} \cdot (\eta + \sigma_2), \text{ де } \eta = \pi - \beta - \sigma_1;\ \sigma_2 = \eta - \alpha - \theta.$$

Знаючи площу *i*-ої камери, визначаємо площу кожної камери, з огляду на зміну поточного кута повороту центру шестерні O_1 щодо осі ротора ψ_i за формулою: $\psi_i = \psi_0 + \frac{\pi}{n}$ ($n = 1 - 20$), куту повороту шестерні δ_i за формулою $\delta_i = 2z_2$, одержимо значення сумарної площі робочих камер.

Запропонована методика дозволяє визначити геометричні параметри сполучених витискувачів, а також їх взаємозв'язок з робочим об'ємом планетарного гідромотора.

Розроблена методика визначення робочого об'єму гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів, дозволяє досліджувати процес зміни площ робочих камер в залежності від варіювання геометричних параметрів, а також визначити кількість робочої рідини, що подається в кожну робочу камеру.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено математичний апарат і алгоритм розрахунку, що дозволяє визначити геометричні параметри сполучених витискувачів планетарного гідромотора шляхом моделювання зміни його вихідних параметрів в процесі експлуатації з урахуванням похибки форми його витискувачів.

2. Отримані в результаті теоретичних досліджень математичні залежності робочого процесу в витискувальному блоці планетарного гідромотора, дозволяють описати взаємозв'язок геометричних параметрів витискувального блоку і визначити їх вплив на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

3. Розроблена методика визначення робочого об'єму гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів, дозволяє досліджувати процес зміни площ робочих камер в залежності від варіювання геометричних параметрів елементів витискувального блоку, а також визначити кількість робочої рідини, що подається в кожну робочу камеру планетарного гідромотора.

4. Запропонована методика дозволяє визначити геометричні параметри сполучених витискувачів, а також їх взаємозв'язок з робочим об'ємом планетарного гідромотора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для ВТУЗов. – М.: Машиностроение. – 1982. – 423 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1971. – 672с.
3. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
4. Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини. //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.17. – с.95-102.
5. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов*. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
6. Звіт про НДР лабораторії «Гідравлічні машини і гідроприводи сільськогосподарської техніки, 2016. – 22 с.
7. Кюрчев С.В. Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарних гидромашин. /Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков. – 2002. – Вып.5. – с.235-240.
8. Лурье З.Я., Аврунин Г.А., Жерняк А.И., Иваницкая Е.П., Магерамов Л.К., Гулевский Ю.В. Динамика без редукторного гидропривода машин с возрастающим моментом инерции в процессе их пере настройки. Вестник машиностроения. – 1999. – №5. – с. 3-8.
9. *Панченко А.И.* Влияние изменения геометрических и рабо-чих параметров плане-тарного гидромотора на его выходные харак-теристики вытеснителей // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев /* Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – т.2. – с.106-112.
10. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Промислова гідравліка і пневматика", 2014. - №1 (43). – С. 71-82.
11. *Панченко А.И.* Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва, Г.В. Леус* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16. – Т. 2. – С. 3-27.
12. *Панченко А.И.* Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т.9. – С. 42-49.
13. *Панченко А.И.* Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми вытеснителей // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.61-67.

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

15. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №4(10). – с.102-112.

16. Панченко А.И., Грингауз Е.Б., Панченко Т.Н. Оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин. Труды ТГАТА. – Мелитополь. – 1997. – Вып.1. – Т.1.

17. Панченко А.И., Кюрчев С.В., Кумпан В.К., Обернихин П.В. Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин. Вісник ХДТУСГ. – Харьков. – 2003. – Вип.17. – с. 259-264.

18. Панченко А.И., Кюрчев С.В., Обернихин П.В., Титов Д.С. Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора. Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.83-97.

19. Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки. Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.53-66.

20. Backe W., Langen A. Component design by PSG program/. Computer Aided Design in High Pressure Hydraulic Systems. /Mechanical Eng. Publications Ltd, London. – 1983. – Nov. – p.31-37.