

УДК 621.225.001.4

ОБГРУНТУВАННЯ УМОВ РОБОТИ ГІДРОМАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНОЮ ФОРМОЮ ВИТИСКУВАЧІВ

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Бедлецький Г.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0169) 42-04-42

Анотація – робота присвячена дослідженню роботи витискувачів з гіпоциклоїдальною формою зачеплення, еквідистантний контур яких апроксимован дугами окружності, кінематики контакту зубів витискувачів та виявленню зони розподілу навантаження по поверхні зубів витискувачів у процесі роботи планетарної гідромашини.

Ключові слова – планетарна гідромашина, цевочне зачеплення, циклоїдальна передача, кінематика контакта, циклоїдальна ступінь, критичний кут, закритичний кут, швидкість ковзання, коефіцієнт ковзання.

Постановка проблеми. Найважливішою задачею народногосподарського значення сьогодні є гідрофікація активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.

Однак сьогодні існує ряд причин, що стримують впровадження гідроприводу активних робочих органів та ходових систем, основною з яких є відсутність достатньої номенклатури гідромашин обертальної дії. Поява нових типів об'ємних гідромашин, зокрема планетарно-роторних, і особливості їх роботи привели до необхідності поглиблення досліджень об'ємних гідропередач із планетарно-роторними гідромашинами. Ці гідромашини надійні в експлуатації, мають високий ККД у широкому діапазоні робочих тисків рідини і частот обертання вала, розвивають більші крутні моменти, мають високий страгівачий момент, малі габарити та питому вагу на одиницю робочого об'єму.

Таким чином, на сільськогосподарських машинах все більш широко застосовуються середньо- і низькообертові планетарно-роторні гідромотори внутрішнього зачеплення, методика розрахунку

та проектування яких на сьогоднішній день практично відсутня. Тому, при проектуванні планетарних гідромашин необхідно врахувати відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку та погіршеність їх форми при визначенні геометричних параметрів. У зв'язку з цим виникає необхідність дослідження умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.

Аналіз останніх досліджень. Перспективним напрямком в області високомоментних гідроприводів є використання гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів (цвочним зачепленням) [1,2]. Однак широке застосування цих передач у вітчизняному машинобудуванні стримується недостатнім ступенем їх дослідження та недосконалістю методики проектування, основи якої були закладені в роботах [3...6].

Ціль роботи. Підвищення експлуатаційної ефективності планетарних гідромашин шляхом визначення критичних значень геометричних та функціональних параметрів витискувачів.

Основна частина. Однією з важливих задач при розробці конструкції планетарних механізмів є оцінка їх працездатності, заснованої на урахуванні умов навантаження, кінематики контакту, теплового режиму роботи, закономірностей зміни триботехнічних характеристик вузлів тертя. На початку розрахунків визначають діючі сили в сполучених деталях (витискувачах), що виникають в зоні контакту, відносні швидкості кочення і ковзання робочих профілів витискувачів [6,7].

Температурні параметри передавальних механізмів, як показано в роботі [7], визначають на основі даних про кінематику контакту, тобто швидкостях кочення і ковзання в точці контакту цвочної ступені витискувачів. Таким чином, початковою задачею при підході до оцінки працездатності планетарного механізму стає визначення кінематики контакту в циклоїдальному зачепленні.

Фрагменти даної задачі для цвочних передач із сателітом, що здійснюють складний плоский рух, розглянуті в роботах [2-4]. У цвочних передачах сателітне колесо здійснює криволінійний поступальний рух, що вимагає спеціального розгляду кінематики контакту для даного випадку.

З достатньою точністю для практичних розрахунків при твердому тілі сателіта і обода цвочного колеса в роботі [4] надані залежності для визначення зусиль у цвочному зачепленні при статичному стані механізму. З метою використання даних виражень для оцінки працездатності циклоїдальної ступені передачі була досліджена кінематика контакту для положення цвочного зачеплення, прийнятого в роботі [3].

Циклоїдальна ступінь моделі витискувачів у торцевому перетині показана на рис. 1, де 1 – ведуча шестірня допоміжної ступені; 2, 2' – сателітні колеса, з водилом H – моделюють роботу робочої рідини гідромотора; сателітне циклоїдальне колесо 3 моделює роботу охопуемого витискувача, 4 – цівочне колесо – охоплюючий витискувач гідромотора.

Ексцентрикові ділянки валів коліс 2 і 2' разом із охоплюваним витискувачем 3 утворюють механізм паралелограма O'_2O_2AA' , стійка якого O'_2O_2 дорівнює подвійній міжосьовій відстані допоміжної ступені, а сторона O_2A – ексцентриситету валів коліс 2 і 2'. Із витискувачем 3 зв'язана рухома декартова система координат O_1XY , причому вісь O_1X проходить через полюс зачеплення P .

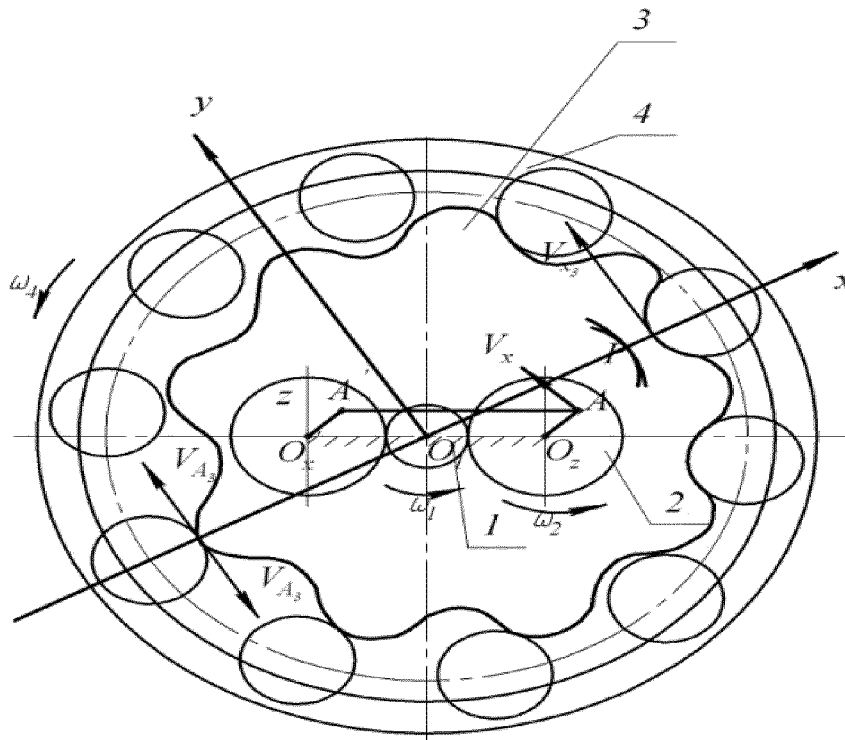


Рис. 1. Торцевий перетин моделі витискувачів.

При зупиненому воділі H обертання від шестірні 1 передається допоміжними колесами 2 і 2', які здобувають кутову швидкість

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot u_{21},$$

де ω_1 – кутова швидкість шестірні 1;

u_{21} – передатне відношення коліс 1 і 2.

Витискувач 3, встановлений ексцентрично, здійснює плоский криволінійний поступальний рух з постійною швидкістю

$$v_a = \omega_2 \cdot p$$

і всі його точки рухаються по колу радіусом e зі швидкістю

$$v = \omega_2 \cdot e,$$

та у свою чергу, приводить в обертання охоплюючий витискувач 4 з кутовою швидкістю ω_4 .

Розглянемо кінематику контакту (точка K , рис. 2) зуба витискувача 3 з довільним зубом i , поточне положення центру якого в рухомій системі координат O_1XY , визначається радіусом R та поточним кутом φ_1 .

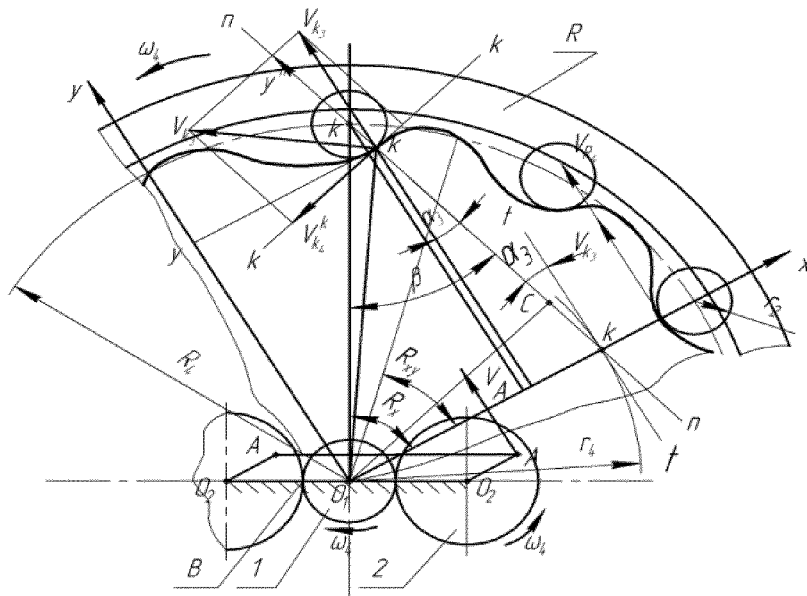


Рис. 2. Кінематичний стан точки контакту циклоїдальних витискувачів планетарної гідромашини.

Вважаємо заданими кутову швидкість ω_1 і геометричні параметри витискувачів 3 і 4. Тоді при зупиненому водилі H визначаємо кутову швидкість

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_2},$$

де z_1 і z_2 – кількість зубів шестірні 1 і колеса 2.

Швидкість точки контакту K_3 витискувача 3 в абсолютному русі запишемо у вигляді

$$v_{K_3} = \omega_2 \cdot e = \omega_1 \cdot e \cdot \frac{z_1}{z_2},$$

причому, напрямок вектора швидкості \bar{v}_k , буде перпендикулярним до O_2A і O_1P (рис. 2). Швидкість точки контакту K_4 зуба буде дорівнювати

$$v_{K_4} = \omega_4 \cdot l_{O_1K},$$

де l_{O_1K} – відстань від центру витискувача 4 до точки контакту.

Кутова швидкість охоплюючого витискувача 4 при зупиненому водилі H дорівнює

$$\omega_4 = \frac{\omega_1}{u_{14}^H} = \omega_1 \cdot u_{41}^H,$$

де u_{14}^H, u_{41}^H – пряме і зворотне передатні відносини при зупиненому водилі H , що обумовлені рекомендаціями роботи [3].

Відстань від полюса зачеплення P до центру B цівки (рис. 2) отримаємо із співвідношення

$$l_{PB}^2 = l_{O_1B}^2 + l_{O_1P}^2 - 2 \cdot l_{O_1B} \cdot l_{O_1P} \cdot \cos \varphi_i,$$

де $l_{O_1B} = K_4$ – радіус центрів цівки;

$l_{O_1P} = r_4$ – радіус початкової окружності (окружності центроїди) охоплюючого витискувача 4;

$\varphi_i = i \frac{2\pi}{z}$ – полярний кут центру i -ї цівки,

де i – порядковий номер зуба при відліку від осі O_1X проти ходу годинної стрілки;

z – кількість зубів.

Тоді

$$l_{PB} = \sqrt{R_4^2 + r_4^2 - 2R_4 \cdot r_4 \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot i}{z}\right)}.$$

Знайдемо відстань від полюса зачеплення P до точки контакту K :

$$l_{KP} = l_{PB} - l_{BK} = l_{PB} - r_u,$$

де $l_{BK} = r_u$ – радіус зуба.

З рис. 2 визначимо кут між дотичною $t-t$ до початкових окружностей коліс, що зачіпаються, у полюсі зачеплення і нормаллю $n-n$ до сполучених профілів для розглянутого зуба (кут зачеплення i -го зуба)

$$\alpha_3 = \arcsin\left[\frac{(r_4 - R_4 \cdot \cos \varphi_1)}{l_{BP}}\right],$$

а також кут β :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r_4 \cdot \sin \varphi_1}{l_{BP}}\right).$$

Знайдемо довжину перпендикуляра O_1C , опущеного із центру O_1 на загальну нормаль $n-n$ до сполучених профілів у точці контакту розглянутого зуба

$$l_{O_1C} = R_4 \cdot \sin \beta.$$

Тоді проекція абсолютної швидкості \bar{v}_{K_4} на загальну нормаль $n-n$ і дотичну $\tau-\tau$ до сполучених профілів у точці контакту запишемо у вигляді

$$v_K^n = \omega_4 \cdot l_{O_1C},$$

$$v_{K_4}^n = \omega_4 \cdot l_{KC},$$

де $l_{KC} = R_4 \cdot \cos \beta - r_u$ з рис. 2.

З урахуванням, що $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$, остаточно отримуємо

$$v_{K_1}^\tau = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u). \quad (1)$$

Проекцію швидкості \bar{v}_k на загальну дотичну $\tau-\tau$ до сполучених профілів у зачепленні знаходимо з рівняння

$$v_{K_3}^\tau = \omega_1 c \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cdot \cos q)}{l_{BP}} \cdot \frac{z_1}{z_2}. \quad (2)$$

Проекція швидкості \bar{v}_{K_3} на загальну нормаль $n-n$, за умовою забезпечення контакту, буде дорівнювати проекції \bar{v}_{K_4} на ту ж нормаль $n-n$ (рис. 2) $v_{K_3}^n = v_{K_4}^n$.

Координати точки контакту K i -го зуба із витискувачем 3 у рухомій системі координат O_1XY визначаються з вираження:

$$\begin{cases} x_i = r_4 - (l_{BP} - r_u) \cdot \sin \alpha_3 \\ y_i = (l_{BP} - r_u) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_3} \end{cases}$$

Положення точки контакту в системі координат O_1XY визначається радіус-вектором $R_K = l_{O_1K}$

$$R_K = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}.$$

Швидкість ковзання в контакті i -го зуба дорівнює

$$\bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^\tau - \bar{v}_{K_3}^\tau,$$

а сумарна швидкість кочення (швидкість переміщення контакту)

$$\bar{v}_\Sigma = \bar{v}_{K_4}^\tau + \bar{v}_{K_3}^\tau.$$

Необхідно відзначити, що навантаження сприймають тільки зуб'я, розташовані у квадрантах I і II системи координат O_1XY ,

причому для точок контакту крайніх зубів ($\varphi = 0, \varphi = \pi$) напрямку $\bar{v}_{K_4}^\tau$ і $\bar{v}_{K_3}^\tau$ збігаються і протилежні, відповідно (рис. 1 і рис. 2).

Таким чином, існує критичний кут $\varphi_{кр}$, при якому відбувається зміна знака $\bar{v}_{K_3}^\tau = 0$. Критичному куту відповідає положення зуба, при якому загальна нормаль $n-n$ до взаємодіючих профілів збігається з дотичною $t-t$ до початкових окружностей витискувачів 3 і 4 (кут зачеплення $\alpha_3 = 0$)

$$\varphi_{кр} = \arccos\left(\frac{r_4}{R_4}\right).$$

Враховуючи зазначене вище зауваження, можна записати:

$$\begin{cases} v_1 = v_{K_1}^\tau - v_{K_2}^\tau; \\ v_\Sigma = v_{K_1}^\tau + v_{K_2}^\tau; \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i < \varphi_{кр};$$

$$\begin{cases} v_2 = v_{K_4}^\tau + v_{K_3}^\tau; \\ v_\Sigma = v_{K_4}^\tau - v_{K_3}^\tau. \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i < \varphi_{кр}.$$

З урахуванням рівнянь (1) і (2) остаточно отримаємо:

$$v_s = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u) \mp \omega_1 e \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cos \varphi_1)}{l_{PB}} \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (3)$$

$$v_\Sigma = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u) \pm \omega_1 e \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cos \varphi_1)}{l_{PB}} \cdot \frac{z_1}{z_2}.$$

У рівнянні (3) верхній знак відповідає положенню зуба в докритичній області ($\varphi_1 < \varphi_{кр}$), нижній – у закритичній ($\varphi_1 > \varphi_{кр}$).

З рівняння (3) випливає, що швидкості ковзання і переміщення контакту циклоїдальної передачі залежать як від кінематики, так і від її геометричних параметрів.

З видаленням точки контакту від полюса зачеплення швидкість ковзання зростає, а швидкість переміщення контакту зменшується.

Залежності $\bar{v}_{K_3}^\tau(\varphi)$, $\bar{v}_{K_4}^\tau(\varphi)$, $v_s(\varphi)$ і $v_\Sigma(\varphi)$ наведені на рис.3, побудовані для випадку: $\varepsilon_1 = 157 \text{ c}^{-1}$, $u_{41}^\tau = 1/79$, $R_4 = 45 \text{ мм}$, $r_4 = 36 \text{ мм}$, $z_1 = 10$, $z_2 = 22$, $z_3 = 35$, $z_4 = 36$, $r_u = 2 \text{ мм}$. Точка $e = 1$ перетинання цих графіків відповідає критичному куту $\varphi_{кр}$.

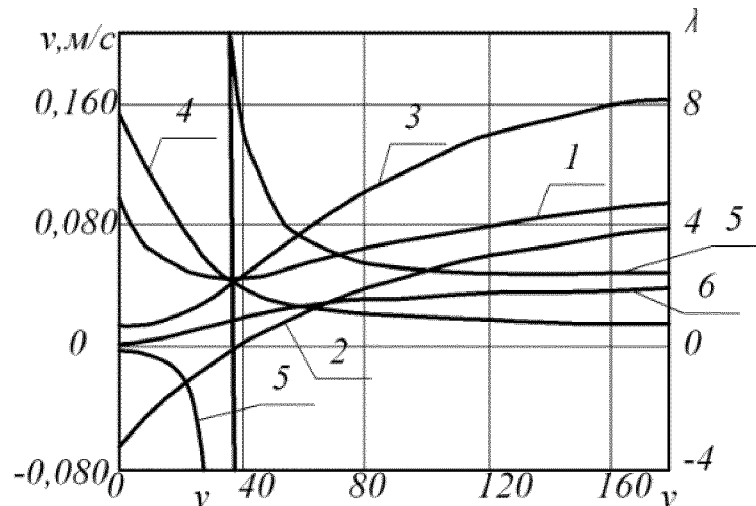


Рис. 3. Залежності $v(\varphi)$ і $\lambda(\varphi)$ кінематичних параметрів точки контакту циклоїдальної ступені витискувачів:

1, 2 – швидкості кочення точки контакту зуба $v_{K_4}^{\tau}(\varphi)$ і охоплюючого витискувача $v_{K_3}^{\tau}(\varphi)$; 3, 4 – швидкості ковзання $v_s(\varphi)$ і переміщень $v_{\Sigma}(\varphi)$ контакту зуба; 5, 6 – коефіцієнти ковзання λ_3 і λ_4 .

У теорії зубчастих зачеплень прийнято враховувати вплив геометричних і кінематичних факторів на величину проковзування профілів у процесі зачеплення за допомогою коефіцієнтів ковзання (рис.3)

$$\lambda_3 = \frac{v_s}{v_{K_3}^{\tau}}, \quad \lambda_4 = \frac{v_s}{v_{K_4}^{\tau}}. \quad (4)$$

З рис. 3 видно, що розрив кривої 5 приходить також на значення $\varphi_{кр}$. Залежності побудовані для того ж випадку.

З аналізу залежностей (рис. 3) випливає, що швидкість кочення точки контакту зуба має тенденцію до різкого зниження до значення, відповідного до кута $\varphi_{кр}$, потім монотонному збільшенню до початкового значення. Коливання швидкості $v_{K_4}^{\tau}$ залежать від положення зуба.

Швидкість $v_{K_4}^{\tau}$ кочення точки контакту сателітного колеса характеризується зміною знака швидкості і переходом через нульове значення при положенні, яке обумовлене критичним кутом повороту $\varphi_{кр}$. Поверхня зуба в контакті є випереджальною, а поверхня витискувача відстаючою ($v_{K_4}^{\tau} > v_{K_3}^{\tau}$).

При куті $\varphi_{кр}$ спостерігається різке зменшення швидкості ковзання (рис. 3, крива 3), що відображається на зміні кривизни кривої (точка перегину). При цьому швидкості ковзання і переміщення контакту зуба рівні: $\bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^r$. Сумарна швидкість кочення в точці контакту монотонно зменшується від максимального до мінімального значення. При куті $\varphi_{кр}$ швидкість дорівнює $\bar{v}_\Sigma = \bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^r$.

Отримані вираження (1–4) дозволяють також виявити залежність коефіцієнтів λ_3 і λ_4 від геометричних параметрів зчеплення циклоїдальних витискувачів і, таким чином, використовувати їх для поліпшення цих якісних параметрів планетарної гідромашини в цілому.

Характеристикою прогнозування виду зношування в контакті є відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$. Встановлено, що для докритичного кута ($\varphi < \varphi_{кр}$)

при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності сполучених поверхонь зубів витискувачів є опір руйнуванню в результаті розвитку усталостного викрашування.

Для критичного і закритичного кутів ($\varphi \geq \varphi_{кр}$) при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності циклоїдальних витискувачів є попередження викрашування неусталостного характеру, у першу чергу, задира (тому що з ростом відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$ зменшується товщина масляного шару, збільшується теплонапруженість у контакті та небезпека задира).

Таким чином, умови роботи контакту зубів витискувачів в докритичній зоні вимагають забезпечення високої твердості сполучених поверхонь, тобто застосування спеціальних сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС або цементуємих сталей 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2 Н4А з твердістю сполучених поверхонь не нижче 59–60 НРС. Для критичного і закритичного кутів при виборі матеріалу пари необхідно керуватися вимогою отримання гарних антифрикційних властивостей. Найкращі результати досягаються комбінацією високотвердої сталеві поверхні з антифрикційним матеріалом. У контакті циклоїдальної передачі при критичному значенні $\varphi = \varphi_{кр}$ нормальне навантаження досягає найбільшої величини, отже, у якості

антифрикційного матеріалу можна також використовувати спеціальні підшипникові сталі ШХ із застосуванням протизадирного мастильного матеріалу.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що

- для докритичного кута ($\varphi < \varphi_{кр}$) при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$

важливим критерієм працездатності сполучених поверхонь зубів витискувачів є опір руйнуванню в результаті розвитку усталостного викрашування;

- для критичного і закритичного кутів ($\varphi \geq \varphi_{кр}$) при відношенні

$\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності циклоїдальних

витискувачів є попередження викрашування неусталостного

характеру, у першу чергу, задира (тому що з ростом відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$

зменшується товщина масляного шару, збільшується теплонапруженість у контакті та небезпека задира).

Таким чином, умови роботи контакту зубів витискувачів в докритичній зоні вимагають забезпечення високої твердості сполучених поверхонь, тобто застосування спеціальних сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС або цементуємих сталей 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2 Н4А з твердістю сполучених поверхонь не нижче 59–60 НРС. Для критичного і закритичного кутів при виборі матеріалу пари необхідно керуватися вимогою отримання гарних антифрикційних властивостей. Найкращі результати досягаються комбінацією високотвердої сталеві поверхні з антифрикційним матеріалом. У контакті циклоїдальної передачі при критичному значенні $\varphi = \varphi_{кр}$ нормальне навантаження досягає найбільшої величини, отже, у якості антифрикційного матеріалу можна також використовувати спеціальні підшипникові сталі ШХ із застосуванням протизадирного мастильного матеріалу.

Література

1. Проектирование роботов. Пер. с франц. / Н. Андре, Ж.М. Кофман. Ф. Лот, Ж.П. Тайер. М.: Мир. 1986. – 385 с.

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

3. Ковалев В. Н. Кинематика двухступенчатого планетарного

механизма типа 2К-V с цевочным зацеплением / В. Н. Ковале, С.О. Киреев, В. П. Степанов. // Изв. вузов. Машиностроение. – 1989. – № 5. С. 46–51.

4. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев // Л.: Машиностроение. – 1966, – 307 с.

5. Сигов И.В. Планетарные редукторы / И.В. Сигов. // Киев: Техника. – 1964. – 172 с.

6. Панченко А.И.. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз. // Труды ТГАТА, Отраслевое машиностроение, т.4, вып.2, Мелитополь, 1998, с.56-60.

7. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. Кн. 2. М.: Машиностроение. – 1979. – 358 с.

ОБОСНОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ГИДРОМАШИН С ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ

Панченко А.И., Волошина А.А., Тарасенко В.В., Бедлецкий Г.В.

Аннотация – работа посвящена исследованию работы вытеснителей с гипоциклоидальной формой зацепления, эквидистантный контур которых аппроксимирован дугами окружности, кинематике контакта зубьев вытеснителей и выявлению зоны распределения нагрузки по поверхности зубьев вытеснителей в процессе работы планетарной гидромашин.

BACKGROUND OF THE WORK HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLOIDAL FORM PROPELLANT

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Tarasenko, G. Bedletsy

This paper is devoted to research of the propellants gipotsikloidalnoy form of engagement, equidistant contours are approximated by arcs of circles, the kinematics of tooth contact propellants and identify areas of load distribution on the surface of the teeth of propellants in the process of planetary hydraulic machine.