УДК 621.225.001.4

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ, ДІЮЧИХ НА ВИТИСКУВАЧІ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

Панченко А.І., д.т.н.,
Волошина А.А., к.т.н.,
Кольцов М.П., к.с.-г.н.,
Леженкін О.М., д.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0169) 42-04-42

Анотація **– робота присвячена розробці методики визначення відцентрових сил, діючих на витискувачі планетарних гідромашин, та дослідженню інерційних сил, які є джерелом вібрацій та нестійкості роботи планетарних гідромашин.**

Ключові слова **– планетарна гідромашина, плаваючий витискувач, діаметральний зазор, міжцентрова відстань, статична рівновага, гідравлічне поле, інерційні сили.**

Постановка проблеми. 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.

Апріорний аналіз досліджень, пов'язаних із проектуванням високомоментних гідромоторів, дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного урахування ряду важливих факторів, що характеризують планетарний гідромотор, таких як відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку, що дозволяє їм самовстановлюваться, займати непередбачене взаєморозташування, залежно від погрішності форми елементів витискувального блоку планетарного гідромотора. Тому, при проектуванні планетарних гідромашин необхідно врахувати відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку та погрішність їх форми при визначенні геометричних параметрів. У зв’язку з цим виникає необхідність розробки методики визначення відцентрових сил, діючих на витискувальний блок планетарних гідромашин.

Аналіз останніх досліджень. Кінематичні особливості руху витискувачів із циклоїдальною формою робочої поверхні характеризуються двома основними погрішностями апроксимації і виготовлення. Погрішності апроксимації пов'язані з переходом від циклоїдального контуру витискувачів до еквідистантного, а потім до окружності. Погрішності виготовлення обумовлені радіальним відхиленням радіусів закруглень зубів, а також радіальними і кутовими відхиленнями розташування їх центрів. Наслідком комплексного впливу зазначених погрішностей на роботу витискувачів планетарної гідромашини є зміна дійсної міжцентрової відстані між ними. Таким чином, охоплюючі витискувачі планетарної гідромашини мають можливість вільного переміщення (на величину діаметрального зазору) [1-4].

Застосування “плаваючих” витискувачів у планетарних гідромашинах поряд з вирівнюванням статичних навантажень по рухомим елементам приводить до небажаних динамічних явищ, пов'язаних з особливостями процесу “плавання” витискувачів [1,3].

У роботі [5] було розглянуто процес виникнення інерційних сил у зв'язку з помилками виготовлення планетарних передач із одним плаваючим елементом (колесом або водилом). Наявність декількох плаваючих елементів у планетарній гідромашині істотно впливає на умови її роботи. Оскільки положення осей обертання плаваючих елементів не фіксовані опорами, то вони під дією зовнішніх, стосовно зачеплення, сил самовстановлюються в будь-які (у межах діаметральних зазорів) взаємообумовлені положення. Виникаючі при цьому інерційні сили визначаються різними факторами, геометричними параметрами витискувачів, характером зовнішніх сил і т.п. і, у тому числі, видом траєкторій руху “плаваючого” витискувача [2,3].

Ціль роботи. Поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин шляхом дослідження інерційних сил, які є джерелом вібрацій та нестійкості роботи їх витискувального блоку.

Основна частина. Розглянемо вплив основних погрішностей витискувачів планетарної гідромашини із двома плаваючими елементами (витискувачем і водилом) на виникнення в них інерційних сил. Необхідно відзначити, що в планетарній гідромашині функції водила виконує гідравлічне поле, яке обертається [6].

Представимо “плаваючий” витискувач у вигляді твердого тіла на пружній підвісці із жорсткостями ***cm,*** еквівалентними жорсткості зачеплення витискувачів і компенсуючого механізму, які розташовані уздовж ліній зачеплення, що координуються одиничними векторами $\overline{\boldsymbol{a}_m}$. Виберемо прямокутну систему координат ***x, y*** з початком у центрі ваги колеса ***O.*** Припустимо, що центр основної окружності рухомого витискувача зміщений відносно початку координат на величину міжцентрової відстані $\boldsymbol{e}_{ок}$ під довільним кутом $\boldsymbol{\gamma}$ до осі ***Ox.*** У цьому випадку розподіл діаметрального зазору по робочих профілях зубів витискувачів (уздовж векторів $\overline{\boldsymbol{a}_m}$) визначається формулою

$$\Delta \boldsymbol{S} = \boldsymbol{e}_{ок} \cdot \left[1 - \sin\left(\boldsymbol{\varphi}_k - \boldsymbol{\delta} + \boldsymbol{\gamma}\right)\right], \qquad (1)$$

де $\boldsymbol{\varphi}_k$ – кут, що координує положення рухомого витискувача;

$\boldsymbol{\delta}$ – кут зачеплення.

При цьому різниця кутів координуючих положення рухомого витискувача і зачеплення можна виразити

$$\boldsymbol{\varphi}_k - \boldsymbol{\delta} = \frac{2\pi \cdot \boldsymbol{m}}{\boldsymbol{n}},$$

де ***n*** – кількість рухомих витискувачів;

m – порядковий номер витискувача, ***m*** = 1,2,…***n***.

Рівняння статичної рівноваги плаваючого витискувача під дією крутного моменту $\boldsymbol{M}_{кр}$, що забезпечує контакти охоплюваного і охоплюючого витискувачів у матричній формі мають вигляд:

$$\begin{Vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{Vmatrix} \begin{Vmatrix} \boldsymbol{x} \\ \boldsymbol{y} \\ \boldsymbol{\varphi} \end{Vmatrix} = \sum_{n=1}^{n} \boldsymbol{c}_k \begin{Vmatrix} \Delta \boldsymbol{S} \cdot \boldsymbol{\alpha}_k \\ \Delta \boldsymbol{S} \cdot \boldsymbol{\beta}_k \\ \Delta \boldsymbol{S} \cdot \boldsymbol{R}_1 \end{Vmatrix} + \begin{Vmatrix} 0 \\ 0 \\ \boldsymbol{M}_{кр} \end{Vmatrix}, \qquad (2)$$

де $\boldsymbol{C}_{11} = \sum_{1}^{n} \boldsymbol{c}_m \cdot \boldsymbol{\alpha}_m^2$;

$$\boldsymbol{C}_{12} = \boldsymbol{C}_{21} = \sum_{1}^{n} \boldsymbol{c}_m \cdot \boldsymbol{\alpha}_m \cdot \boldsymbol{\beta}_m;$$

$$\boldsymbol{C}_{13} = \boldsymbol{C}_{31} = \sum_{1}^{n} \boldsymbol{c}_m \cdot \boldsymbol{\beta}_m \cdot \boldsymbol{R}_1;$$

$$\boldsymbol{C}_{22} = \sum_{1}^{n} \boldsymbol{c}_m \cdot \boldsymbol{\beta}_m^2;$$

$$\boldsymbol{C}_{23} = \boldsymbol{C}_{32} = \sum_{1}^{n} \boldsymbol{c}_m \cdot \boldsymbol{\beta}_m \cdot \boldsymbol{R}_1;$$

$C_{33} = \sum_{1}^{n} c_m \cdot R_1^2$; $\alpha_m = \cos\dfrac{2\pi \cdot m}{n}$; $\beta_m = \sin\dfrac{2\pi \cdot m}{n}$ – напрямні косинуси одиничних векторів $\bar{a}_m$;

R_1 – радіус окружності центрів зубів витискувачів;

$x, в, \varphi$ – координати зсуву центрів ваги витискувачів.

Вирішуючи систему (2) і підставляючи (1), отримаємо:

$$x = \frac{2\sum_{1}^{n} \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2\sum_{1}^{n} e_{ок}\left[1-\sin\left(\frac{2\pi \cdot m}{n}+\gamma\right)\right]\cdot\cos\frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e_{ок}\cdot\sin\gamma;$$

$$y = \frac{2\sum_{1}^{n} \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2\sum_{1}^{n} e_{ок}\left[1-\sin\left(\frac{2\pi \cdot m}{n}+\gamma\right)\right]\cdot\sin\frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e_{ок}\cdot\cos\gamma\cdot \qquad (3)$$

Отже, центр ваги витискувача зміститься на величину, рівну та протилежно спрямовану міжцентровій відстані $e_{ок}$, тобто центр окружності центрів зубів охоплюваного витискувача збігається з початком координат (у цьому випадку із центром обертання). При обертанні плаваючого витискувача його центр ваги буде описувати окружність радіусом $e_{ок}$. При цьому виникає відцентрова сила

$$F = m_{пв}\cdot\omega^2\cdot e_{ок}, \qquad (4)$$

де $m_{пв}$ – маса плаваючого витискувача;

ω – кутова швидкість його обертання.

При двох плаваючих витискувачах центри їх окружностей зубів будуть центрами обертання, отже, на кожний з витискувачів будуть діяти відцентрові сили, обумовлені виразенням (4).

Нехай рухомі витискувачі планетарної гідромашини мають міжцентрові відстані окружностей центрів зубів $e_{ок}$ з фазовими зрушеннями γ_m, де m = 1, 2,..., n. Тоді при русі витискувачів їх центри описують окружності радіусів $e_{ок}$.

У планетарних гідромашинах з одним плаваючим витискувачем тангенціальна складова зсуву $\bar{e}_{ок}$ центру окружності центрів зубів викликає пропорційний йому зсув

$$\rho_m = \frac{4}{3}e_{ок}\cdot\cos\delta\cdot\cos(\omega_в\cdot t+\gamma_m), \qquad (5)$$

де $\omega_в$ – кутова швидкість обертання витискувача.

У випадку двох плаваючих витискувачів під дією сил у зачепленні вони мають можливість зміщатися пропорційно діаметральному зазору. Величини зсувів кожного з витискувачів визначаються умовами динамічної рівноваги з урахуванням граничних умов їх сполучення з іншими ланками гідромашини.

Розглянемо випадок, коли умови для реалізації переміщення обох плаваючих витискувачів однакові. Встановимо величини і напрямки руху цих витискувачів за методикою, наведеною в роботі [5]. Задамо поступальне переміщення центру охоплюючого витискувача в тангенціальному напрямку зі швидкістю v_1. Нерухомою ланкою приймемо гідравлічне поле гідромашини (водило). Лінійні швидкості точок F і G рівні v_1. Центрами миттєвих обертань рухомого витискувача $в$ і корпуса k будуть полюса $P_в$, і P_k відповідно. Швидкості точок $У$ и N визначаються векторними рівняннями:

$$\begin{aligned}\bar{v}_B &= \bar{v}_F + \bar{v}_{BF}\\ \bar{v}_N &= \bar{v}_G + \bar{v}_{NG}\end{aligned} \quad . \tag{6}$$

З рішення рівнянь (2) випливає, що

$$v_N = v_B = v_1 \cdot \cos\delta .$$

Користуючись властивістю миттєвих центрів обертання [5], визначимо швидкості центрів плаваючих елементів: v_{ok} – корпуса і $v_{ов}$ – витискувача

$$v_{ok} = v_{ов} = \frac{2}{3} v_1 \cdot \cos\delta . \tag{7}$$

Помноживши обидві частини кожної рівності (7) на проміжок часу Δt, отримаємо величини зсуву центральних коліс $\rho_в$ і ρ_k. Оскільки $v_1 \cdot \Delta t = f_1$ і $v_{ok} \cdot \Delta t = \rho_{1k}, v_{ов} \cdot \Delta t = \rho_{1в}$, то

$$\rho_{1k} = \rho_{1в} = \frac{2}{3} f_1 \cdot \cos\delta = \frac{2}{3} f_{01} \cdot \cos\delta \cdot \cos(\omega_в \cdot t + \gamma_1). \tag{8}$$

Вектори $\bar{\rho}_{1k}$ і $\bar{\rho}_{1в}$ спрямовані по відповідним лініям зачеплення охоплюваного і охоплюючого витискувачів і, отже, кут між ними рівний 2δ.

При наявності ексцентриситетів в обох рухомих витискувачах результуючий рух охоплюючого витискувача визначається (по методу суперпозиції [2]) геометричним підсумовуванням векторів $\bar{\rho}_{mk}$ або

$$\bar{\rho}_{mв} : \bar{\rho}_{mk} = \bar{\rho}_{mв} = \frac{2}{3} e_{ок} \cdot \cos\delta \cdot \cos(\omega_в \cdot t + \gamma_m) \ . \tag{9}$$

З урахуванням обертання гідравлічного поля (водила) рівняння руху центрів "плаваючих" витискувачів у проекціях на нерухомі осі координат x, y мають вигляд:

$$\begin{aligned} x_{в,k} &= \rho_{1в,k}\cdot\cos\left(\varphi_v \pm \delta\right) + \rho_{2в,k}\cdot\cos\left(\varphi_v \pm \delta \pm 180^0\right) \\ y_{в,k} &= \rho_{1в,k}\cdot\sin\left(\varphi_v \pm \delta\right) + \rho_{2в,k}\cdot\sin\left(\varphi_v \pm \delta \pm 180^0\right) \end{aligned}, \qquad (10)$$

де $\varphi_v = \omega_v \cdot t$; ω_v – кутова швидкість обертання гідравлічного поля, знаки „+”, „–” відносяться до рухомого витискувача $в$ і корпуса k. Переходячи до комплексної форми запису рівнянь руху (10) (тобто ввівши $z = x + iy$), отримаємо

$$z_{в,k} = \left\lfloor \rho_{1в,k}\cdot e^{i(\delta)} + \rho_{2в,k}\cdot e^{i\left(180^0 \pm \delta\right)} \right\rfloor \cdot e^{i\varphi_v}. \qquad (11)$$

Руху центрів “плаваючих” витискувачів можуть бути представлені у вигляді годографів $z_в$ і z_k, що обертаються з кутовою швидкістю водила ω_v. Їхні модулі є змінними величинами, що змінюються за гармонійним законом з періодом, що відповідає одному оберту витискувача. Модулі векторів у розглянутому випадку рівні, а кут між ними рівний 2δ .

При зазначених рухах плаваючих елементів виникають інерційні сили

$$F_{в,k} = m_{пв,k}\cdot\frac{d^2}{dt^2}\cdot z_{s,э}. \qquad (12)$$

Визначимо вид траєкторії руху плаваючого витискувача в загальному випадку для планетарної гідромашини з n витискувачами, що мають довільні величини міжцентрової відстані окружностей центрів зубів.

Якщо ексцентриситет окружності центрів зубів m-го витискувача викличе зсув на величину $\rho_m \cdot \cos\left(\omega_в \cdot t + \gamma_m\right)$, то рівняння руху центру витискувача при нерухомому гідравлічному полі $\varphi_v = 0$ приймуть вид:

$$\begin{aligned} x &= \sum_{m=1}^{n} a_m \cdot \cos\left(\varphi_в + \gamma_m\right) \\ y &= \sum_{m=1}^{n} b_m \cdot \cos\left(\varphi_в + \gamma_m\right) \end{aligned}; \qquad (13)$$

де $a_m = \rho_m \cdot \cos\left(\delta + \dfrac{2\pi \cdot m}{n}\right)$;

$b_m = \rho_m \cdot \sin\left(\delta + \dfrac{2\pi \cdot m}{n}\right)$;

$\varphi_в = \omega_в \cdot t$;

$m = 1,2...n$;

$$x = A \cdot \cos(\varphi_в + \xi_a);$$
$$y = B \cdot \cos(\varphi_в + \xi_b).$$

Введемо позначення $\varphi_в + \xi = \varphi$ і $\xi = \xi_b - \xi_a$, тоді

$$\begin{aligned} x &= A \cdot \cos\varphi \\ y &= B \cdot \cos(\varphi + \xi) \end{aligned} \quad (14)$$

Після перетворень рівняння (14) прийме вид

$$\frac{x^2}{A^2} - 2\frac{x}{A}\frac{y}{B}\cos\xi + \frac{y^2}{B^2} = \sin^2\xi \; . \quad (15)$$

Вираження (15) у загальному випадку представляє рівняння еліпса із центром на початку координат, вписаного в прямокутник зі сторонами $2A$ і $2B$.

В окремих випадках при $\xi = 0$ і π еліпс перетвориться в прямі лінії.

Вплив помилки кутового розташування осі плаваючих витискувачів зводиться до впливу зсуву його центру в тангенціальному напрямку на постійну в часі величину. Тому досить в отриманих вище результатах (9) прийняти $\omega_в = \gamma_m = 0$. Тоді зсув плаваючих витискувачів при наявності помилок кутового розташування обох витискувачів $-\psi_1$, $-\psi_2$, відповідно можуть бути визначені по формулі

$$z_{в,k} = \frac{2}{3}\cos e_{ок} \cdot \left[\psi_1 e^{i(\pm\alpha)} + \psi_2 e^{i\left(\pm\alpha\pm180^0\right)}\right] \cdot e^{i\psi}. \quad (16)$$

Центри плаваючих витискувачів у цьому випадку рухаються по окружностях радіусом $z_{в,k}$ з кутовою швидкістю ω_v , а виникаючі відцентрові сили будуть дорівнювати

$$F = m_{пв,k} \cdot \omega_v^2 \cdot z_{в,k} \, . \quad (17)$$

Відсутність у планетарній гідромашині водила, як конструктивного елемента (його функцію виконує гідравлічне поле), приводить до паралельного зсуву центрів витискувачів на величину $S/2$. Тому, визначивши тангенціальні складові зсуву витискувачів та прийнявши в (9) $\omega_в = \gamma_{m=0}$, підсумовуючи величини $\rho_{тв,k}$, отримаємо, що зсув витискувачів дорівнює

$$\rho_{тв,k} = \frac{S}{2\cos\delta},$$

причому кут між рівними по модулю векторами $\rho_в$ і ρ_k становить 2δ. З урахуванням обертання гідравлічного поля (водила) рівняння руху плаваючих коліс у комплексній формі будуть мати вид:

$$z_в = e_{ок} + \frac{S}{2\cos\delta \cdot e^{i\omega_v t}}; \tag{18}$$

$$z_k = e_{ок} + \frac{S}{2\cos\delta \cdot e^{i(\omega_v t + 2\delta)}}. \tag{19}$$

Отже, при роботі планетарної гідромашини рух плаваючих витискувачів здійснюється по окружностях радіусом $e_{ок} + S/2\cos\delta$, і при цьому виникає відцентрова сила

$$F_в = m_{пв} \cdot \omega_v^2 \cdot (e_{ок} + \frac{S}{2c \cdot \cos\ \delta \cdot e^{iw,t}}). \tag{20}$$

Розглянуті вище інерційні сили є джерелами збудження вібрацій і нестійкості роботи планетарних гідромашин.

Наведені залежності можуть бути використані для оцінки впливу похибок виготовлення елементів планетарної гідромашини на її вібраційні характеристики [7,8]. З них випливає, що для поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин необхідно підвищувати точність виготовлення елементів, що мають великі швидкості переміщення витискувачів.

Висновки. В результаті досліджень розроблено методику визначення відцентрових сил, діючих на витискувачі планетарних гідромашин. Досліджені інерційні сили, які є джерелами вібрацій і нестійкості роботи планетарних гідромашин.

Отримані аналітичні залежності можуть бути використані для оцінки впливу похибок виготовлення елементів силового з'єднання планетарних гідромашин на їх вібраційні характеристики.

Встановлено, що для поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин необхідно підвищувати точність виготовлення елементів витискувачів, що мають великі швидкості переміщення (зубів).

Література

1. *Панченко А.И.* Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа / *А.И. Панченко., В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – С.66-74.

2. *Панченко А.И.*Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики / *А.И. Панченко., А.А. Волошина, П.В. Обернихин, И.А. Панченко.*// Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – С.89-96.

3. *Панченко А.И.*Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми /

А.И.Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько. // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – С.61-67.
4. *Панченко А.И.*Параметрические исследования вытеснительного блока планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрче., П.В. Обернихин.* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – С.72-84.
5. *Решетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов / *Л.Н. Решетов.* // М.: Машиностроение. – 1972. – 256 с.
6. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.
7. *Панченко А.И.* Методика измерения геометрических параметров деталей планетарного гидромотора / *А.И.Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.20-29.
8. *Панченко А.И.* Изготовление и контроль точности деталей и узлов планетарных гидромоторов / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.Д. Бескупский, Д.С. Титов.* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – С.43-56.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВЫТЕСНИТЕЛИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Панченко А.И., Волошина А.А., Болтянский О.В., Кольцов Н.П.

***Аннотация* –работа посвящена разработке методики определения центробежных сил, действующих на вытеснители планетарных гидромашин и исследованию инерционных сил, которые являются источником вибраций и неустойчивости работы планетарных гидромашин.**

METHOD OF DETERMINING THE CENTRIFUGAL FORCES, ACTING ON THE PLANETARY HYDRAULIC DISPLACER

A. Panchenko, A. Voloshina, O. Boltyanskii, N. Koltsov

Summary

Abstract-work is devoted to the development of methods for determining the centrifugal forces acting on the planetary hydraulic propellants and study of inertial forces, which are the source of vibration and instability of planetary hydraulic machines.