

Є.В. Калганков, інженер, ст. викладач,
М.М. Науменко, канд. техн. наук, доцент
(ДДАУ)

СИНЕРГЕТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ ПОВЕРХОНЬ ТІЛ ЗА УМОВИ ФРИКЦІЙНОГО КОНТАКТУ З'ЄДНАННЯ «П'ЯТА ПЛУНЖЕРА – ПОХИЛА ШАЙБА» ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ТРАНСМІСІЇ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Анотація. Розглянуто питання визначення роботи сил тертя за різних умов змащування та їх впливу на температурний режим роботи гідроагрегату. Побудовано систему математичних рівнянь, що описують динамічні процеси функціонування гідроприводу.

Ключові слова: синергетична модель, фрикційний контакт, об'ємний гідропривід, сили тертя, трансмісія машин

Ye.V. Kalgankov, Engineer, Senior Teacher,
N.N. Naumenko, Ph. D. (Tech.), Associate Professor
(DSAU)

SYNERGETIC MODEL OF INTERACTION OF BODIES' SURFACES IN THE CONDITIONS OF FRICTION CONTACT OF «PLUNGER HEEL – INCLINED PUCK» CONNECTION OF VOLUME HYDRAULIC DRIVE TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES

Abstract. The question of definition of work of friction is considered under various conditions of greasing and their influence on temperature regime of hydraulic unit work. The system of mathematical equations is built describing the dynamic processes of hydraulic drive functioning.

Keywords: synergetic model, friction contact, volume hydraulic drive, frictional forces, transmission of machines

Згідно класичних досліджень А.Д. Дубініна, А. Тросса, Г.К. Фляйшера та інших практично вся робота, яка витрачається на подолання сил тертя, трансформується в тепло. На цьому принципі Р.А. Макаровим, А.М. Шалом, Т.М. Баштою розроблені методи термодинамічного діагностування гідроагрегатів, але всі вони потребують розгерметизації агрегатів та заміру температури масла на вході і виході з агрегату. Існують методики температурного діагностування тертя в опорах ковзання [1-3], в яких замір температури відбувається на валу, що входить в пару трибоспряження.

Більшість робіт, присвячених температурному діагностуванню, констатують факт виникнення джерела температури і майже не розглядають механізм її виникнення, деякі автори рекомендують нехтувати силами тертя, що виникають в з'єднаннях гідроагрегатів. Така постановка питання правомірна для умови роботи гідростатичного підшипника, коли тертя майже відсутнє, але згідно діаграми Гарси-Штрибека ефект гідростатичного підшипника в чистому вигляді відбувається, коли агрегат вийшов на певний режим роботи і всі п'яти спливли. Умови роботи при запуску машини та на перехідних режимах, коли в гідроприводі реалізується ефект граничного тертя, майже не розглядаються, а сам ефект констатується як відомий факт.

В зв'язку з цим виникає необхідність дослідження умов протікання процесів тертя, а саме визначення механічних втрат від дії сил тертя як в агрегаті в цілому, так і в окремих з'єднаннях.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонального діагностування об'ємного гідроприводу трансмісії мобільних машин за температурним параметром шляхом динамічного аналізу роботи сил тертя.

Розрахунок сил тертя. Як відомо з досвіду експлуатації аксіально-плунжерних гідроагрегатів, їх робота завжди супроводжується нагріванням [4-6], що обумовлене силами тертя, які виникають при взаємодії окремих елементів агрегату (гідронасосу чи гідромотору). На рис. 1 наведена схема сил, що діють в качаючому вузлі гідроагрегату, в якому використовується похила шайба чи люлька. При роботі гідромотора сили тертя F_{T1}, F_{T2} виникають на бічних поверхнях плунжерів (рис. 1), і, окрім того, сили тертя виникають при ковзанні п'яти кожного плунжера по похилій шайбі. В процесі зношування п'яти сили тертя можуть в значній мірі зростати, досягаючи максимуму, при максимальному зношуванні п'яти, коли відбувається завальцювання каналу [7, 8], по якому крізь п'яту повинна подаватись робоча рідина. Завальцювання каналу унеможлиблює роботу п'яти в режимі рідинного тертя, а наявність сухого тертя приводить до суттєвого зростання температури гідромотора, по розігріву якого можна робити висновки про технічний стан з'єднання «п'ята – похила шайба».

Поставимо за мету визначити температуру гідромотора, за якої він працює в режимі сухого тертя. Оскільки розігрів гідромотора забезпечується роботою сил тертя, визначимо ці сили, що виникають на поверхні плунжерів та під п'ятою кожного з них.

Для визначення сил тертя використовуються розрахункові схеми, наведені на рис. 1. На рис. 1,а показана схема сил, що діють на один плунжер разом з п'ятою в вертикальній площині, паралельній горизонтальній осі симетрії похилої шайби. На рис. 1,б наведена схема сил, що діють на плунжер в вертикальній площині uz , перпендикулярній горизонтальній осі симетрії похилої шайби. На рис. 1,в наведені проєкції сил, що діють на плунжер і п'яту, на горизонтальну площину xy .

Згідно з принципом Даламбера для будь-якого положення плунжера мають місце рівняння рівноваги просторової системи сил за умови, що до системи «плунжер-п'ята» прикладені ще й сили інерції. Рівняння рівноваги в системі координат xy мають вигляд

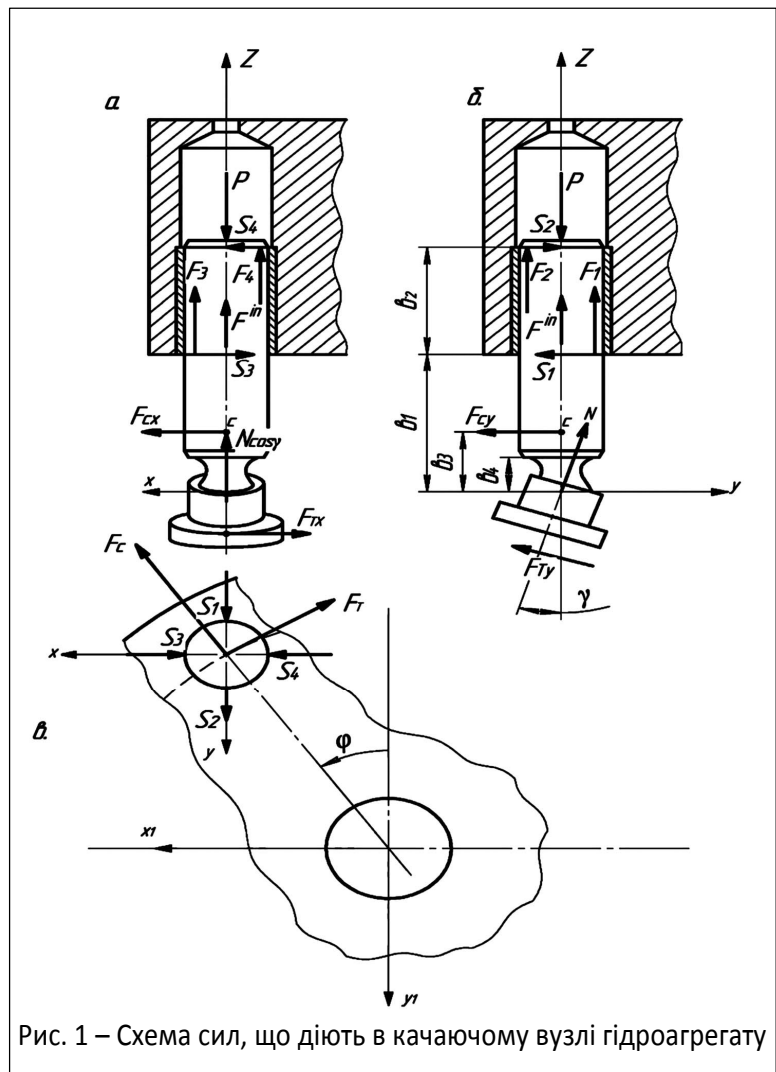


Рис. 1 – Схема сил, що діють в качаючому вузлі гідроагрегату

$$\sum X = F_{cx} + S_4 - S_3 - F_{Tx} = 0, \quad (1)$$

$$\sum Y = N \sin \gamma + S_2 - S_1 - F_{Cy} - F_{Ty} \cos \gamma = 0, \quad (2)$$

$$\sum Z = N \cos \gamma - P + F_1 + F_2 + F_{Ty} \sin \gamma + F^{in} + F_3 + F_4 = 0, \quad (3)$$

$$\sum m_x = F_{Cy} \cdot b_3 + S_1 \cdot b_1 - F_2 \frac{d}{2} + F_1 \frac{d}{2} - S_2 (b_1 + b_2) = 0, \quad (4)$$

$$\sum m_y = F_{cx} \cdot b_3 + S_4 (b_1 + b_2) + F_4 \frac{d}{2} - F_3 \frac{d}{2} - S_3 \cdot b_1 = 0, \quad (5)$$

де P – сила, що діє на плунжер (якщо відомий діаметр плунжера d і тиск в ци-

ліндрі p , то $P = \frac{\pi d^2}{4} p$);

N – нормальна реакція похилої шайби, що передається через центр сферичної опори плунжера;

S_1 і S_2 – сили, що виникають від перекосу плунжера в циліндрі в площині ux ;

S_3 і S_4 – сили, що виникають від перекосу плунжера в циліндрі в площині xz ;

F_1, F_2, F_3, F_4 – сили тертя, що виникають в контактних точках при перекосі плунжера (за законом Кулона при відомому коефіцієнті тертя f приймається

$F_1 = f \cdot S_1, F_2 = f \cdot S_2, F_3 = f \cdot S_3, F_4 = f \cdot S_4$);

F_{cx} і F_{cy} – проекції відцентрової сили інерції F_c системи «плунжер-п'ята», прикладеної в центрі ваги системи (точка C на рис. 1);

F_{Tx} і F_{Ty} – проекції сили тертя, що діє на п'яту плунжера (якщо сила тертя

$F_T = fN$, то $F_{Tx} = -fN \cos \varphi, F_{Ty} = -fN \sin \varphi$);

F^{in} – осьова сила інерції системи «плунжер-п'ята», що визначається за відомої маси плунжера m_{nn} , маси п'яти m_n і прискорення плунжера \ddot{z} як

$F^{in} = (m_{nn} + m_n) \ddot{z}$;

b_1 – розмір, що визначається положенням плунжера в циліндрі;

b_2 і b_3 – конструктивні розміри.

Для визначення сили інерції F^{in} розглянемо, як змінюється положення плунжера в осьовому напрямку залежно від кута повороту циліндра φ . Вважаючи, що в верхній позиції (рис. 1) $\varphi = 0$ і $z = 0$, отримаємо

$$z = \left(\frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \varphi \right) \operatorname{tg} \gamma.$$

Тоді швидкість плунжера вздовж осі z

$$V = \dot{z} = \omega \frac{D}{2} \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

а прискорення

$$\ddot{z} = \omega^2 \frac{D}{2} \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Враховуючи, що хід плунжера $H = D \operatorname{tg} \gamma$, де D – діаметр блоку качаючого вузла, отримаємо

$$\ddot{z} = \omega^2 \frac{H}{2} \cos \varphi.$$

Таким чином, для сили інерції F^{in} одержимо

$$F^{in} = m_{nn} \omega^2 \frac{H}{2} \cos \varphi.$$

Зауважимо, що розмір b_1 на рис. 1, б буде визначатися як

$$b_1 = b_4 + z = b_4 + \frac{H}{2}(1 - \cos \varphi),$$

де b_4 - конструктивний розмір (рис. 1).

За законом Кулона сили тертя в циліндрі можуть бути визначені як

$$F_i = fS_i, i = 1, 2, 3, 4. \quad (6)$$

Сили тертя під п'ятою плунжера

$$F_{rx} = F_T \cos \varphi = fN \cos \varphi, F_{ry} = fN \sin \varphi. \quad (7)$$

Підставляючи ці вирази в систему (1)-(5), отримуємо

$$F_{cx} + S_4 - S_3 - fN \cos \varphi = 0, \quad (8)$$

$$N \sin \gamma + S_2 - S_1 - F_{cy} - fN \sin \varphi \cos \gamma = 0, \quad (9)$$

$$N \cos \gamma - P + fS_1 + fS_2 + fN \sin \varphi \sin \gamma + F^{in} + fS_3 + fS_4 = 0, \quad (10)$$

$$F_{cy} b_3 + S(b_1 + fd/2) - S_2(b_1 + b_2 + fd/2) = 0, \quad (11)$$

$$F_{cx} b_3 + S_4(b_1 + b_2 + fd/2) - S_3(b_1 + fd/2) = 0. \quad (12)$$

З рівняння (12) отримуємо

$$S_3 = F_{cx} \frac{b_3}{b_1 + fd/2} + S_4 \left(1 + \frac{b_2}{b_1 + fd/2} \right).$$

Підставивши в рівняння (8), маємо

$$F_{cx} + S_4 - F_{cx} \frac{b_3}{b_1 + fd/2} + S_4 \left(1 + \frac{b_2}{b_1 + fd/2} \right) - fN \cos \varphi = 0,$$

звідки

$$-S_4 \frac{b_2}{b_1 + fd/2} + F_{cx} \left(1 - \frac{b_3}{b_1 + fd/2} \right) - fN \cos \varphi = 0.$$

Тоді

$$S_4 = fN \cos \varphi \frac{b_1 + fd/2}{b_2} - F_{cx} \frac{b_1 + fd/2 - b_3}{b_2}, \quad (13)$$

$$S_3 = F_{cx} \frac{b_3}{b_1 + fd/2} + f \cdot N \cos \varphi \left(1 + \frac{b_1 + fd/2}{b_2} \right) +$$

$$+ fN \cos \varphi - F_{cx} \left(\frac{b_1 + fd/2 - b_3}{b_2} \cdot \frac{b_1 + fd/2 - b_2}{b_1 + fd/2} \right) =$$

$$= fN \cos \varphi \left(1 + \frac{b_1 + fd/2}{b_2} \right) + F_{cx} \frac{b_3 b_2 - (b_1 + fd/2 - b_3)(b_1 + fd/2 - b_2)}{b_2 (b_1 + fd/2)}. \quad (14)$$

Позначимо $b_1 + fd/2 = B$. Тоді

$$S_4 = fN \cos \varphi \frac{B}{b_2} + F_{cx} \frac{B - b_3}{b_2},$$

$$S_3 = fN \cos \varphi \left(1 + \frac{B}{b_2} \right) + F_{cx} \frac{b_3 b_2 - (B - b_3)(B + b_2)}{b_2 B} \quad (15)$$

або

$$S_4 = A_1 N - A_2 F_{cx}, \quad (16)$$

$$S_3 = A_3 N - A_4 F_{cx}, \quad (17)$$

де

$$A_1 = f \cos \varphi \frac{B}{b_2}; \quad A_2 = \frac{B - b_3}{b_2};$$

$$A_3 = f \cos \varphi \left(1 + \frac{B}{b_2} \right); \quad A_4 = \frac{b_3 b_2 - (B - b_3)(B + b_2)}{b_2 \cdot B}.$$

З рівняння (11) знаходимо

$$S_1 = S_2 \frac{b_1 + b_2 + fd/2}{b_1 + fd/2} - F_{cy} \frac{b_3}{b_1 + fd/2} = S_2 \frac{b_1 + B}{B} - F_{cy} \frac{b_3}{B}. \quad (18)$$

Підставляючи сюди S_1 з рівняння (9), маємо

$$S_2 - S_2 \frac{b_1 + B}{B} + F_{cy} \frac{b_3}{B} + N(\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) - F_{cy} = 0,$$

звідки

$$-S_2 \frac{b_1}{B} = F_{cy} \left(1 - \frac{b_3}{B} \right) - N(\sin \gamma + f \sin \varphi \cos \gamma).$$

Тоді

$$S_2 = N \frac{B}{b_1} (\sin \gamma + f \sin \varphi \cos \gamma) - F_{cy} \frac{B}{b_1} \left(1 - \frac{b_3}{B} \right),$$

$$S_1 = N \frac{b_1 + B}{b_1} (\sin \gamma + f \sin \varphi \cos \gamma) - F_{cy} \left[\frac{b_1 + B}{b_1} \left(1 - \frac{b_3}{B} \right) + \frac{b_3}{B} \right]$$

або

$$S_2 = NA_5 - F_{cy} A_6, \quad (19)$$

$$S_1 = NA_7 - F_{cy} A_8, \quad (20)$$

де

$$A_5 = \frac{B}{b_1} (\sin \gamma + f \sin \varphi \cos \gamma); \quad A_6 = \frac{B}{b_1} \left(1 - \frac{b_3}{B} \right);$$

$$A_7 = \frac{b_1 + B}{b_1} (\sin \gamma + f \sin \varphi \cos \gamma); \quad A_8 = \frac{b_1 + B}{b_1} \left(1 - \frac{b_3}{B} \right) + \frac{b_3}{B}.$$

Підставляючи вирази для S_1, S_2, S_3, S_4 в рівняння (10), отримаємо

$$N(\cos \gamma + \sin \varphi \sin \gamma) - P + F^{in} + fA_7 N - fF_{cy} A_6 + fNA_5 -$$

$$- fF_{cy} A_8 + fNA_3 + fF_{cx} A_4 + fA_1 N - fF_{cx} A_2 = 0$$

або

$$N(\cos \gamma + f \sin \varphi \sin \gamma + fA_7 + fA_5 + fA_3 + fA_1) = \\ = P - F^{in} + fF_{cy}(A_6 + A_8) - fF_{cx}(A_4 - A_2),$$

звідки

$$N_1 = \frac{\left[(P - F^{in} + f \cdot F_{cy}(A_6 + A_8) - f \cdot F_{cx}(A_4 - A_2)) \right]}{D_1}, \quad (21)$$

де $D_1 = \cos \gamma + f(\sin \varphi \sin \gamma + A_7 + A_5 + A_3 + A_1)$

Приймаючи, що кутова швидкість ротора є сталою величиною, для відцентрової сили F_C знайдемо

$$F_C = \frac{D}{2}(m_{nl} + m_n)\omega^2.$$

Проекції цієї сили на координати осі xu (рис. 1) будуть визначатись як

$$F_{cx} = \frac{D}{2}(m_{nl} + m_n)\omega^2 \sin \varphi, \quad (23)$$

$$F_{cy} = \frac{D}{2}(m_{nl} + m_n)\omega^2 \cos \varphi. \quad (24)$$

Таким чином, наведена схема розв'язку дозволяє після визначення сили N за формулою (21) знайти контактні сили S_1, S_2, S_3, S_4 , після чого за формулами (6) обчислюються сили тертя в системі «плунжер-втулка».

Сила тертя F_T в системі «п'ята – похила шайба» обчислюється за однією з формул (7).

Приймаючи індикаторну діаграму як таку, що має прямокутну форму, прийдемо до такого режиму роботи, при якому за одну половину оберту ротора машини на кожен плунжер діє тиск p_1 , що є незмінним для зони низького тиску (це, наприклад, всмоктування на вході в гідроагрегат). Для цього інтервалу роботи в

наведених рівняннях $P = p_1 \frac{\pi d^2}{4}$.

Для другої половини оберту ротора на плунжери, що будуть знаходитись в зоні великого тиску p_2 (тиск нагнітання на виході з гідроагрегату) буде діяти сила

$$P = p_2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Для цього інтервалу роботи сили тертя, що наведені на рис. 1, змінять напрямок на протилежний, і рівняння рівноваги матимуть вигляд

$$\sum X = F_{cx} + S_3 - S_4 - F_{Tx} = 0, \quad (25)$$

$$\sum Y = N \sin \gamma - S_1 + S_2 - F_{cy} - F_{Ty} \cos \gamma = 0, \quad (26)$$

$$\sum Z = N \cos \gamma - F_1 - F_2 - P + F^{in} + F_{Ty} \sin \gamma - F_3 - F_4 = 0, \quad (27)$$

$$\sum m_x = S_1 b_1 - S_2 (b_1 - b_2) + F_2 d/2 - F_1 d/2 + F_{cy} b_3 = 0, \quad (28)$$

$$\sum m_y = F_{cx} b_3 + S_3 b_1 - S_4 (b_1 + b_2) - F_3 d/2 + F_4 d/2 = 0. \quad (29)$$

В наведених рівняннях враховано, що сили тертя F_1, F_2, F_3, F_4 змінили напрямок на протилежний показаному на рис. 1, а. В зоні великого тиску змінились напрямки сил S_3 і S_4 , а також точки прикладання сил F_3, F_4, S_3 і S_4 на діаметрально протилежні тим, що наведені на рис. 1, а.

Підставляючи вирази для сил тертя (6), (7) в рівняння (25)-(29), отримаємо

$$F_{cx} + S_3 - S_4 - fN \cos \varphi = 0; \quad (30)$$

$$N \sin \gamma - S_1 + S_2 - F_{cy} - fN \sin \varphi \cos \gamma = 0; \quad (31)$$

$$N \cos \gamma - fS_1 - fS_2 - P + F^{in} + fN \sin \varphi \sin \gamma - fS_3 - fS_4 = 0; \quad (32)$$

$$F_{cy} b_3 + S_1 (b_1 - f d/2) - S_2 (b_1 + b_2 - f d/2) = 0; \quad (33)$$

$$F_{cx} b_3 + S_3 (b_1 - f d/2) - S_4 (b_1 + b_2 - f d/2) = 0. \quad (34)$$

З рівняння (34) знаходимо

$$S_3 = \frac{S_4 (B_1 + b_2) - F_{cx} b_3}{B_1}, \quad (35)$$

де $B_1 = b_1 - f d/2$.

Підставивши вираз для S_3 в рівняння (30), отримаємо

$$F_{cx} + S_4 \left(-1 + \frac{B_1 + b_2}{B_1} \right) - F_{cx} \frac{b_3}{B_1} - fN \cos \varphi = 0$$

або

$$S_4 \frac{b_2}{B_1} + F_{cx} \left(1 + \frac{b_3}{B_1} \right) - fN \cos \varphi = 0,$$

звідки

$$S_4 = fN \cos \varphi \frac{B_1}{b_2} - F_{cx} \frac{B_1 + b_3}{b_2}. \quad (36)$$

Тоді з формули (35)

$$S_3 = fN \cos \varphi \frac{B_1 + b_2}{b_2} - F_{cx} \left[\frac{(B_1 + b_3)(B_1 + b_2)}{b_2 B_1} - \frac{b_3}{B_1} \right]$$

або

$$S_4 = A_9 N - F_{cx} A_{10}, \quad (37)$$

$$S_3 = A_{11} N - F_{cx} A_{12}, \quad (38)$$

де

$$A_9 = f \cos \varphi \frac{B_1}{b_2}; \quad A_{10} = \frac{B_1 + b_3}{b_2};$$

$$A_{11} = f \cos \varphi \frac{B_1 + b_2}{b_2}; \quad A_{12} = \frac{(B_1 + b_3)(B_1 + b_2) - b_2 b_3}{B_1 b_2}.$$

З рівняння (33) знаходимо

$$S_1 = S_2 \frac{B_1 + b_2}{B_1} - F_{cy} \frac{b_3}{B_1}.$$

Знайдений вираз підставимо в рівняння (31). В результаті отримаємо

$$S_2 \left(1 - \frac{B_1 + b_2}{B_1} \right) + F_{cy} \frac{b_3}{B_1} + N (\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) - F_{cy} = 0,$$

звідки

$$S_2 = -F_{cy} \frac{B_1 - b_3}{b_2} + N(\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) \frac{B_1}{b_2}.$$

Тоді

$$S_1 = F_{cy} \left[\frac{(b_3 - B_1)(B_1 + b_2)}{b_2 B_1} - \frac{b_3}{B_1} \right] + N(\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) \frac{b_3}{B_2}$$

або

$$S_2 = A_{13} F_{cy} + A_{14} N; \tag{39}$$

$$S_1 = A_{15} F_{cy} + A_{16} N, \tag{40}$$

де

$$A_{13} = \frac{b_3 - B_1}{b_2}; \quad A_{14} = (\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) \frac{B_1}{b_2};$$

$$A_{15} = \frac{(b_3 - B_1)(B_1 + b_2) - b_3 b_2}{b_2 \cdot B_1}; \quad A_{16} = (\sin \gamma - f \sin \varphi \cos \gamma) \frac{b_3}{B_2}.$$

Підставляючи вирази для S_1, S_2, S_3, S_4 в рівняння (32), маємо

$$N \cos \gamma - f A_{15} F_{cy} - f A_{16} N - f A_{13} F_{cy} - f A_{14} N - P + F^{in} - f N \sin \varphi \sin \gamma - f A_{11} N + f F_{cx} A_{12} - f A_9 N + f F_{cx} A_{10} = 0$$

або

$$N(\cos \gamma - f A_{16} - f A_{14} - f \sin \varphi \sin \gamma - f A_{11} - f A_9) = f F_{cy} (A_{15} + A_{13}) - f F_{cx} (A_{12} + A_{10}) + P - F^{in},$$

звідки

$$N_2 = \frac{[P - F^{in} + f F_{cy} (A_{15} + A_{13}) - f F_{cx} (A_{12} + A_{10})]}{D_2}, \tag{41}$$

де $D_2 = \cos \gamma - f A_{16} - f A_{14} - f \sin \varphi \sin \gamma - f A_{11} - f A_9$.

Після визначення сили N знаходяться контактні сили S_1, S_2, S_3, S_4 за формулами (37)-(40), де F_{cx} і F_{cy} визначаються формулами (23) і (24). Сили тертя F_1, F_2, F_3, F_4 обчислюються за формулами (6), а $F_T = fN$.

Розрахунок сил тертя доцільно проводити за допомогою програмного забезпечення Excel.

Розрахунок роботи сил тертя. Як витікає з наведених формул, сили тертя, що виникають при взаємодії окремих деталей агрегату, змінюються залежно від взаємного розміщення деталей, і можуть бути розраховані в будь який момент часу. При розрахунку роботи сил тертя траєкторія точки прикладання кожної з сил тертя розбивається на окремі ділянки, і для кожної з них обчислюється робота за формулою

$$A_k = \frac{F_k + F_{k+1}}{2} s_k, \tag{42}$$

де F_k – значення сили тертя на початку ділянки;

F_{k+1} – значення сили тертя в кінці ділянки;

s_k – довжина ділянки;

k – число ділянок, що змінюється від 1 до n .

Загальна робота для однієї п'яти визначається як

$$A_0 = \sum_{k=1}^n A_k = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (F_k + F_{k+1}) s_k. \quad (43)$$

Очевидно, що чим більше число ділянок призначається для розрахунку, тим вищою буде точність результату. Довжину ділянки s_k можна визначити за формулою

$$s_k = \sqrt{(\Delta x_k)^2 + (\Delta y_k)^2 + (\Delta z_k)^2}, \quad (44)$$

де проекції ділянки траєкторії довжиною s_k можуть бути встановлені за схемою, наведеною на рис. 2:

$$\Delta x_k = r(\sin(\varphi_0 k) - \sin(\varphi_0(k-1))); \quad (45)$$

$$\Delta y_k = r \cos(\varphi_0(k-1)) - r \cos \varphi_0 k; \quad (46)$$

$$\Delta z_k = \Delta y_k \operatorname{tg} \gamma. \quad (47)$$

Зауважимо, що в формулах число ділянок на які розбито траєкторію руху центра опори плунжера визначається як

$$k = \frac{2\pi}{\varphi_0},$$

де φ_0 – кутовий інтервал, яким визначається довжина окремої ділянки.

При визначенні роботи сил тертя, що виникають між плунжером і втулкою вважається, що траєкторії точки прикладення кожної з сил (F_1, F_2, F_3, F_4) прямолінійні. При визначенні роботи кожна траєкторія розбивається теж на окремі ділянки і довжина кожної з них визначається за формулою (47). Тоді для роботи сил тертя прикладених до одного плунжера отримаємо

$$A_n = \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} [(F_{1,k} + F_{1,k+1}) + (F_{2,k} + F_{2,k+1}) + (F_{3,k} + F_{3,k+1}) + (F_{4,k} + F_{4,k+1})] \Delta z_k. \quad (48)$$

Тоді загальний обсяг сил тертя за один оберт ротора агрегату складатиме

$$A = m(A_0 + A_n), \quad (49)$$

де m – число плунжерів.

Розрахунок робіт сил тертя проводимо за допомогою програмного забезпечення Excel.

Наведена система рівнянь дає змогу досліджувати роботу гідроагрегатів при різних умовах мащення та різних тисках в системі. Отримана робота від сил тертя дає змогу дослідити температурні спалахи при переході від гідродинамічного мащення до граничного і «сухого» тертя.

Таким чином в якості діагностичного параметру трибоспряження «п'ята – похила шайба» можна використовувати швидкість наростання температури масла, що проходить через пару тертя.

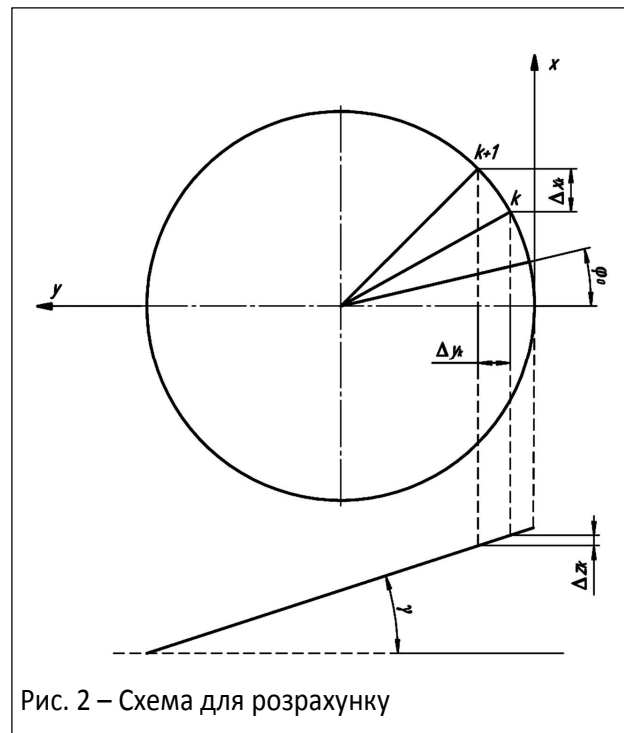


Рис. 2 – Схема для розрахунку

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богатин, О.В. Основы расчета полимерных узлов трения [Текст] / О.В. Богатин, В.А. Мороз, И.Н. Черский. – Новосибирск: Наука, 1983. – 213 с.
2. Васильева, М.А. Анализ нестационарного температурного поля в радиальном подшипнике скольжения с качательным и вращательным движением вала [Текст] / М.А. Васильева // XII Лаврентьевские чтения: Сб. статей науч. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Якутск: Изд-во ЯГУ, 2008. – Т. 1. – С. 6-10.
3. Кондаков, А.С. Определение мощности трения в опорах скольжения по температурным данным [Текст] / А.С. Кондаков, Н.П. Старостин, М.А. Васильева // Инженерная физика. – 2010. – № 5. – С. 13-18.
4. Башта, Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головкин [и др.]; Под. ред. Т.М. Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
5. Башта, Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.М. Башта, Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
6. Мельянцов, П.Т. Выбор контролируемых параметров технического состояния гидропривода трансмиссии комбайнов и их нормирование (на примере комбайна КСК-100) // Кандидатская диссертация НИТИ ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. – М., 1995. – 197 с.
7. Калганков, Є.В. Обґрунтування інформативних діагностичних параметрів технічного стану об'ємного гідроприводу трансмісії ГСТ-90 / Є.В. Калганков // Вісник Дніпропетровського державного університету. Сучасні проблеми землеробської механіки. – 2009. – Вип. 2. – С. 71-74.
8. Черейский, П.М. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии / П.М. Черейский, П.Т. Мельянцов // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – № 3. – С. 63-64.

Про авторів

Калганков Євген Васильович, інженер, старший викладач кафедри «Надійність та ремонт машин», Дніпропетровський державний аграрний університет (ДДАУ), Дніпропетровськ, Україна

Науменко Микола Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний університет (ДДАУ), Дніпропетровськ, Україна

About the authors

Kalgankov Yevgeniy Vasilievich, Engineer, Senior Teacher of Department «Reliability and repair of machinery», Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

Naumenko Nikolay Nikolaevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Dnepropetrovsk State Agrarian University, Dnepropetrovsk, Ukraine

А.А. Ангеловский
(ПАО «Краснодонуголь»),
Д.Л. Васильев, канд. техн. наук, научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины),
Ю.А. Жулай, канд. техн. наук
(Институт транспортных систем и технологий НАН Украины)

ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧЕГО ДАВЛЕНИЯ НАГНЕТАНИЯ ВОДЫ ПРИ ГИДРОИМПУЛЬСНОМ РЫХЛЕНИИ УГОЛЬНЫХ ПЛАСТОВ

Аннотация. Выполнено теоретическое и экспериментальное исследование динамических характеристик кавитационного генератора упругих колебаний давления жидкости при его автономных испытаниях с давлениями на входе $P_n = 5, 10$ и 20 МПа и в диапазоне значений давления подпора $P_n = 0,2-16$ МПа. Давление жидкости на входе в кавитационный генератор $P_n = 20$ МПа и расходе жидкости $Q = 55$ дм³/мин обеспечивает достаточный уровень импульсного нагружения выбросоопасных пластов на глубине залегания до 1000 м в диапазоне значений подпорного давления $P_n = 2-12$ МПа. Амплитудно-частотные характеристики генератора упругих колебаний при давлении на его входе $P_n = 20,0$ МПа и расходе жидкости $Q = 55$ дм³/мин удовлетворяют требованиям зависимостей минимально необходимых значений импульсов давления от частоты их следования для обеспечения эффективного гидрорыхления угольных пластов.

Ключевые слова: кавитационный генератор, импульсное нагнетание, давление, гидроимпульсное воздействие

A.A. Angelovskiy
(PJSC «Krasnodonugol'»),
D.L. Vasilyev, Ph. D. (Tech.), Researcher
(IGTM NASU)
Yu.A. Zhulai, Ph.D. (Tech.)
(Institute of Transport Systems and Technologies of NASU)

GROUND OF WORKING PRESSURE OF FESTERING OF WATER AT GYDROIMPULSIVE LOOSENING OF COAL LAYERS

Abstract. The theoretical and experimental researches of the dynamic characteristics of the cavitation generator of elastic fluid pressure vibrations during autonomous tests with the entrance pressures $P_n = 5, 10$ and 20 MPa and in a range of values $P_n = 0.2-16$ MPa were performed. Pressure at the inlet of cavitation generator $P_n = 20$ MPa and a flow rate of $Q = 55$ dm³/min provides a sufficient level of impulse loading on outburst formation at the depth of 1000 m in the range of breastwall pressure $P_n = 2-12$ MPa. The amplitude-frequency characteristics of the generator of elastic vibration at its entrance pressure $P_n = 20$ MPa and a flow rate of $Q = 55$ dm³/min satisfy the requirements of minimum required values dependency of the pulses pressure from the frequency of their following to ensure the effective of hydroimpulsive breaking of coal seams.

Keywords: generator of cavitation, impulsive festering, pressure, hydroimpulsive influence

В угольных шахтах для снижения выбросоопасности применяется несколько способов нагнетания жидкости в пласт. Цель этих способов заключается в снижении несущей способности угольного массива для развития в них системы трещин под действием горного давления, обеспечивающих повышение дегазации разрабатываемого массива. Для повышения эффективности этих способов ИГТМ НАН Украины разработан способ и устройство гидроимпульсного гидрорыхления [1, 2].

В работе [3] дано теоретическое обоснование динамических параметров импульсного нагнетания жидкости в пласт, заключающееся в определении минимально необходимых значений импульсов давления от частоты их следования,