

МЕТОД МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ПРИВОДІВ, ГІДРАВЛІЧНА ЯКИХ ПРЕДСТАВЛЕНА ЯК ТІЛО КЕЛЬВІНА-ФОЙГТА

Вінницький національний технічний університет; факультет Машинобудування та транспорту; кафедра Галузевого машинобудування

Анотація

Розглянуто базові залежності методу математичного моделювання гідроімпульсних приводів, гідравлічна ланка (ГЛ) яких представлена як тіло Кельвіна-Фойгта. Показано зв'язок між базовим поняттям методу – лінійною деформацією ГЛ, та тиском енергоносія – одним із основних параметрів за традиційного моделювання гідроімпульсних приводів. Наведено приклад застосування розглянутого методу для побудови математичної моделі простого гідроімпульсного привода.

Ключові слова: амплітуда; генератор імпульсів тиску; гідравлічна ланка; гідроімпульсний привод; деформація; жорсткість; енергоносії; моделювання; привод; подача; тиск.

Abstract

The basic dependences of the method of mathematical modeling of hydropulse drives are considered, the hydraulic link (GL) of which is presented as the Kelvin-Voigt body. The relationship between the basic concept of the method - linear deformation of GL, and energy pressure - is one of the main parameters in the traditional modeling of the hydropulse drives. An example of the application of the considered method for constructing a mathematical model of a simple hydropulse drive is given.

Key words: amplitude; pulse pressure generator; hydraulic link; hydropulse drive; deformation; rigidity; energy resources; modeling; actuator; innings; pressure.

Вступ

Гідроімпульсний привод відносно новий тип гідравлічного привода, особливістю якого є пульсуючий тиск робочої рідини (енергоносія), величину, амплітуду та частоту проходження імпульсів якого можна регулювати. На базі гідроімпульсного привода розроблено багато технологічних машин значної потужності – вібраційні та віброударні преси для порошкової металургії, струшуючі машини для ливарного виробництва, будівельні вібраційні машини, пристрої для віброрізання та деформаційного зміцнення матеріалів тощо [1, 2]. Основними структурними складовими гідроімпульсного привода є гідронасосна станція, генератор імпульсів тиску (ГІТ) та виконавча ланка – гідродвигун (гідроциліндри різних типів тощо). Творцем гідроімпульсного привода на базі ГІТ параметричного типу є Матвеев І. Б., який створив наукову школу, що зараз активно функціонує у ВНТУ. Напрацювання школи гідроімпульсного привода – сотні наукових статей, монографій і патентів на винаходи у вітчизняних і закордонних наукових виданнях.

Порівняно зі звичайним гідроприводом у гідроімпульсних приводах вібраційних технологічних машинах різного призначення, наприклад такого, що показаний на рис. 1, з метою отримання високих частот проходження імпульсів тиску, обмежують об'єм напірної порожнини A .

У цьому випадку для побудови динамічних і математичних моделей таких приводів доцільно використати, так звану, «пружно-зосереджену модель» [3] енергоносія, нехтуючи масою рідини в напірній порожнині A .

В динамічній моделі (рис. 2) привода (див. рис. 1) гідравлічну ланку (ГЛ) можна представити у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта, [4, 5], складеного з паралельно з'єднаних між собою безінерційних пружного k_0 та дисипативного c_0 елементів, що дозволяє під час математичного моделювання врахувати як пружні, так і в'язкісні властивості енергоносія.

Мета роботи – викладення та обґрунтування базових залежностей методу математичного моделювання гідроімпульсних приводів, ГЛ яких представлена як тіло Кельвіна-Фойгта.

Основні базові залежності методу

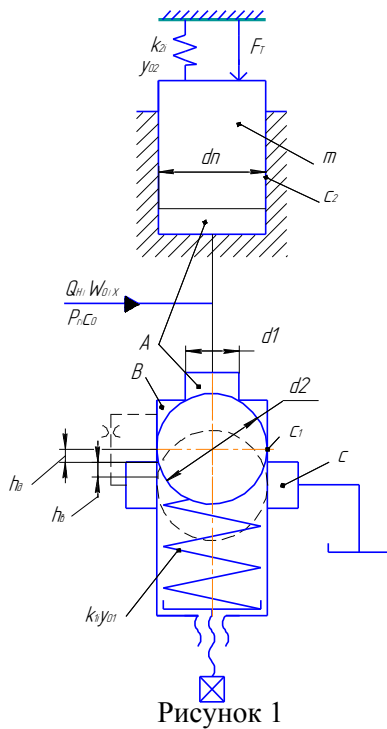


Рисунок 1

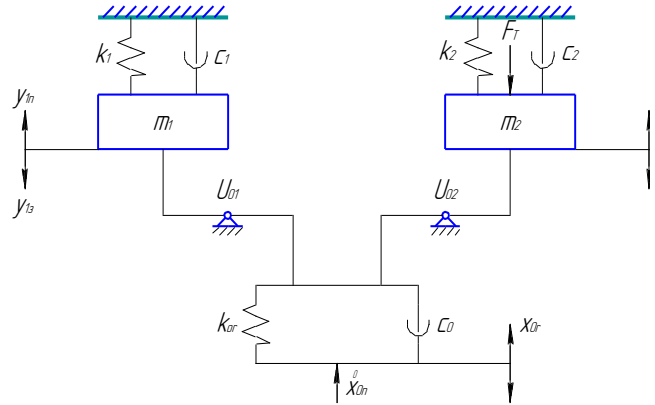


Рисунок 2

ГЛ динамічної моделі (див. рис. 2) привода (див. рис. 1) впродовж робочого циклу деформується з певною швидкістю \dot{x}_{0r} та взаємодіє з рухомих ланками через передаточні відношення

$$U_{0i} = A_i^2 \cdot A_0^{-2}, \quad (1)$$

де A_i – площа поперечного перерізу i -ї рухомої ланки привода; A_0 – площа поперечного перерізу усередненої напірної гідролінії привода:

$$A_0 = \sum_{i=k}^n (l_k \cdot A_k) / \sum_{k=1}^n l_k, \quad (2)$$

де l_k , A_k – відповідно, довжина та площа поперечного перерізу k -го гідроканалу привода (див. рис. 1).

Жорсткість безінерційного пружного елемента відносно площі A_0 визначається за відомою залежністю [4]

$$k_{0r} = A_0^2 \kappa W_0^{-1}, \quad (3)$$

де κ – ізотермічний модуль пружності енергоносія.

Жорсткість k_{0r} під час робочого циклу привода змінюється внаслідок зміни об'єму напірної порожнини A привода через додавання (віднімання), до початкового об'єму W_0 об'ємів енергоносія, що витрачаються на переміщення рухомих ланок енергоносія та на власне його стискання під дією високого тиску енергоносія.

Як показали теоретичні та експериментальні дослідження [1 – 5] гід्रोімпульсних приводів, ці добавки до об'єму W_0 енергоносія малі і ними можна знехтувати. Це дозволяє вважати $k_{0r} = const$, що суттєво спрощує математичне моделювання гідроімпульсних приводів.

Зв'язок між тиском енергоносія p_r та деформацією x_{0r} гідравлічної ланки у формі тіла Кельвіна-Фойгта можна встановити на основі закону Гука для рідини [6, 7]

$$\Delta p = \varepsilon_v \cdot \kappa = \frac{\Delta W \cdot \kappa}{W_0} = \frac{A_0 \cdot x_{0r} \cdot \kappa}{W_0}, \quad (4)$$

де $\Delta p = p_r - p_0$ – перепад тиску в напірній порожнині A привода; $\varepsilon_v = \Delta W / W_0$ – відносна об'ємна деформація енергоносія в напірній порожнині A , яку доцільно виразити через лінійну деформацію x_{0r} :

$$x_{0r} = \varepsilon_v \frac{W_0}{A_0} = var, \quad (5)$$

де $\varepsilon_v = var$; $W_0 = const$; $A_0 = const$. Якщо припустити, що $p_0 = p_{3л} = 0$ ($p_{3л}$ – тиск енергоносія в зливній порожнині привода), то формула (4) набуде вигляду

$$p_r = x_{0r} \cdot k_{0r} \cdot A_0^{-1}, \quad (6)$$

де $A_0 k W_0^{-1} = k_{0r} \cdot A_0^{-1}$ (див. (3)).

Жорсткість k_{0r} гідравлічної ланки привода можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу, зазвичай, рухомої ланки привода за формулою

$$k_{0i} = U_{0i} \cdot k_{0r}, \quad (7)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$ – порядковий номер елементів ланок привода.

Формула (1) знаходиться із залежності (3) і (7) за умови, що $k_{0r} = const$ та $k_{0i} = const$.

Зважаючи на те, що енергоносії в гідроприводах, в т.ч. гідроімпульсних, відносяться до ньютонівських (крапельних) рідин, силу F_{A0} в'язкого опору дисипативного елемента гідравлічної ланки можна розраховувати за формулою [6]

$$F_{A0} = c_0 \cdot \dot{x}_{0r}, \quad (8)$$

де $\dot{x}_{0r} = dx_{0r}/dt$ – швидкість деформації гідравлічної ланки (тіла Кельвіна-Фойгта), за припущення, що ця швидкість дорівнює швидкості потоку енергоносія в усередненій напірній гідролінії привода з діаметром умовного проходу $d_0 = 2\sqrt{(A_0/\pi)} \approx 1,13\sqrt{A_0}$; $c_0 = \pi\mu d_0^2/4 \approx 0,785\mu d_0^2$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки; μ – динамічна в'язкість енергоносія.

Деформацію x_{0r} та швидкість \dot{x}_{0r} деформації гідравлічної ланки можна приводити на основі формули (6) до будь-якої площі поперечного перерізу A_i рухомих ланок привода за залежностями:

$$\begin{aligned} x_{Ai} &= x_{0r} \cdot U_{0i}^{-0.5}, \\ \dot{x}_{Ai} &= \dot{x}_{0r} \cdot U_{0i}^{-0.5}. \end{aligned} \quad (9)$$

Також можна приводити і силу F_{A0} до будь-якої площі A_i рухомої ланки привода:

$$F_{Ai} = U_{0i}^{0.25} \cdot c_0 (\dot{x}_{Ai} \pm \dot{y}_i), \quad (10)$$

де \dot{y}_i – швидкість руху i -ї ланки привода; знак «+» ставлять, якщо переміщення ланки збільшує деформацію x_{Ai} , а «-» – коли зменшує.

Побудова динамічної та математичної моделей гідроімпульсного привода на основі методу

Побудову динамічної та математичної моделей гідроімпульсного привода, в якому гідравлічна ланка представлена як тіло Кельвіна-Фойгта, розглянемо на прикладі простого гідроімпульсного привода (див. рис.1) [4], що складається з однокаскадного кулькового генератора імпульсів тиску (ГІТ) параметричного типу та виконавчої ланки – плунжерного гідроциліндра.

ГІТ має кульку – запірний елемент, який створює два ступеня герметизації за площами поперечного перерізу $A_1 = \pi d_1^2/4 \approx 0,785d_1^2$ та $A_2 = \pi d_2^2/4 \approx 0,785d_2^2$ (див. рис.1). Кулька ГІТ навантажується пружиною регулятора тиску p_1 «відкриття» ГІТ, жорсткість якої k_1 , а попередня деформація y_{01} , що може змінюватись за допомогою гвинтового механізму.

До плунжерного гідроциліндра з площею поперечного перерізу плунжера $A_{\Pi} = \pi d_{\Pi}^2/4 \approx 0,785d_{\Pi}^2$, ГІТ приєднується за схемою «на виході» [4].

Плунжер гідроциліндра навантажено пружиною жорсткістю k_2 з попередньою деформацією y_{02} та технологічним зусиллям $F_T = const$.

Припускаємо, що під час руху запірної ланки ГІТ та плунжера має місце тільки в'язке (рідинне) тертя, яке характеризується, відповідно, коефіцієнтами в'язкого опору c_1 та c_2 .

В дію гідроімпульсний привод приводиться гідронасосною станцією з постійною подачею Q_H енергоносія. Всі рухомі маси m_1 ГІТ та m_2 гідроциліндра зведені, відповідно, до запірної ланки – кульки ГІТ та плунжера гідроциліндра. A, B, C – відповідно, напірна, проміжна ГІТ та зливна порожнина привода.

Тиск «відкриття» ГТТ визначається за простою залежністю [4]

$$p_1 \geq k_1 \cdot y_{01} / A_1. \quad (11)$$

За досягнення в напірній порожнині A тиску енергоносія $p_r \geq p_1$ порушується геометричність першого ступеня герметизації ГТТ і кулька відривається від сідла. Порожнини A та B з'єднуються і тиск енергоносія величиною p_1 починає діяти на площу A_2 , що спричиняє прискорений рух кульки ГТТ на шляху додатного перекриття h_∂ (другий – золотниковий рівень герметизації ГТТ). Після проходження додатного перекриття порожнини A та B сполучаються h_∂ через від'ємне перекриття h_B зі зливною порожниною C , що спричиняє зменшення тиску енергоносія в гідросистемі привода до рівня тиску «закриття» ГТТ [4]:

$$p_2 \leq p_1 A_1 A_2^{-1} + k_1 h_\Gamma \cdot A_2^{-1}, \quad (12)$$

де $h_\Gamma = h_\partial + h_B$ – хід кульки – запірною елемента ГТТ.

Таким чином у гідросистемі привода збуджуються імпульси тиску енергоносія амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ ($p_2 < p_1$), що спричиняє вібраційний рух плунжера гідроциліндра привода.

Використовуючи формулу (6), можна встановити зв'язок між рівнями тиску енергоносія p_1 та p_2 і рівнями деформації гідравлічної ланки:

$$x_{01} = p_1 A_0 k_{0r}^{-1}; \quad (13)$$

$$x_{02} = p_2 A_0 k_{0r}^{-1} = x_{01} A_1 \cdot A_2^{-1} = x_{01} U_{21}^{0,5}, \quad (14)$$

де $p_2 \approx p_1 A_1 A_2^{-1}$ (друга $k_1 h_\Gamma \cdot A_2^{-1}$ складова частина формули (12) мала [4] порівняно з першою); $U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення в ГТТ між першим і другим ступенями герметизації його запірною елемента.

Динамічна модель (див. рис.2) гідроімпульсного привода, структурна схема якого зображена на рис.1, складається з двох зосереджених мас m_1 і m_2 , які взаємодіють з гідравлічною ланкою, у вигляді з'єднаних паралельно пружинного k_{0r} та дисипативного c_0 елементів, через передаточні відношення U_{01} та U_{02} . Гідравлічна ланка протягом робочого циклу привода деформується зі змінною швидкістю \dot{x}_{0r} в напрямках x_{0r} .

Рухові мас m_1 і m_2 під час їх прямого ($y_{1п}, y_{2п}$) та зворотного ($y_{1з}, y_{2з}$) ходів протидіють сили пружного опору, які характеризуються жорсткостями, відповідно, k_1 та k_2 , в'язкого опору (коєфіцієнти c_1 та c_2) та технологічне зусилля F_T .

Використовуючи принцип розчленування [8], вихідну динамічну модель привода шляхом приведення гідравлічної ланки до мас m_1 та m_2 , розділяємо на чотири прості динамічні моделі для прямого (рис. 3, а, б) та зворотного (рис. 3, в, г) ходів мас m_1 і m_2 .

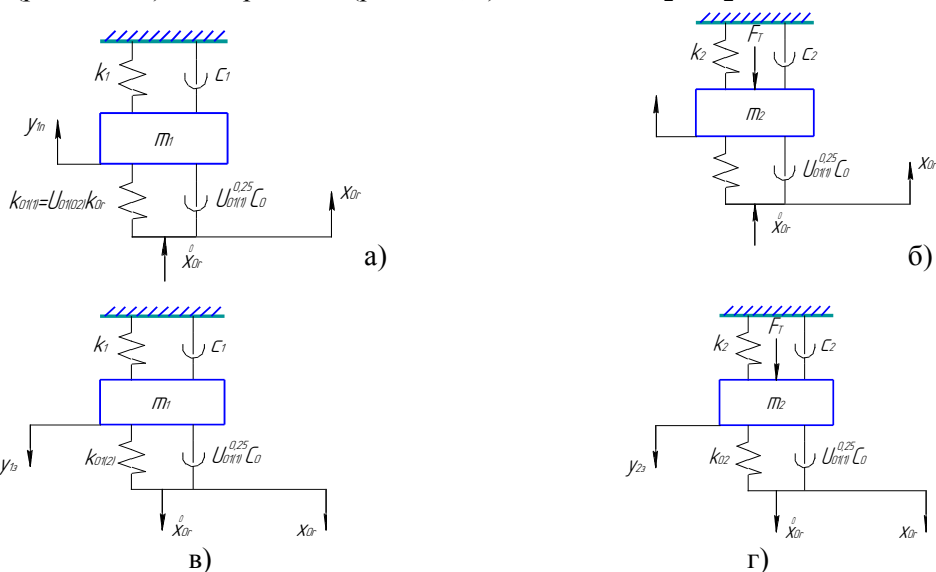


Рисунок 3 – Динамічні моделі для прямого (а, б) та зворотного (в, г) ходів мас m_1 і m_2

На основі принципу Д'Аламбера [9], складаємо за допомогою цих динамічних моделей диференціальні рівняння руху для запірнього елемента ГІТ (маса m_1) та виконавчої ланки привода (маса m_2) під час ходів:

прямого ($x_{01} \geq x_{0r} \geq x_{02}$) –

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_{1n} = U_{01(02)} \cdot k_{0r} (x_{A1(1)} - y_{1n}) - k_1 (y_{1n} + y_{01}) - c_1 \dot{y}_{1n} - \\ - U_{01(02)}^{0,25} c_0 (\dot{x}_{A1(1)} - \dot{y}_{1n}) - m_1 g; \\ \\ m_2 \ddot{y}_{2n} = U_{02} \cdot k_{0r} (x_{A2} - y_{2n}) - k_2 (y_{2n} + y_{02}) - \\ - U_{02}^{0,25} \cdot c_0 (\dot{x}_{A2} - \dot{y}_{2n}) - c_2 \dot{y}_{2n} - m_2 g; \end{array} \right. \quad (15)$$

зворотного ($x_{02} \geq x_{0r} \geq 0$) –

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_{13} = k_1 (y_{01} + h_\Gamma - y_{13}) - U_{01(02)} k_{0r} [x_{A1(1)} - (h_\Gamma - y_{13})] - \\ - U_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0 (\dot{x}_{A1(1)} - \dot{y}_{13}) - c_1 \dot{y}_{13} - m_1 g; \\ \\ m_2 \ddot{y}_{23} = k_2 (y_{02} + h_\Pi - y_{23}) - U_{02} \cdot k_{0r} [x_{A2} - (h_\Pi - y_{23})] - U_{02}^{0,25} \cdot c_0 (\dot{x}_{A2} - \dot{y}_{2n}) - c_2 \dot{y}_{13} - m_2 g. \end{array} \right. \quad (16)$$

де для: $y_{1n} = 0$; $U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $y_{1n} > 0$; $U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$; $0 \leq y_{13} \leq h_\Gamma$; $U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$; $y_{13} = h_\Gamma$; $U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $x_{A1(1)} = x_{0r} \cdot U_{01(02)}$; $\dot{x}_{A1(1)} = \dot{x}_{0r} \cdot U_{01(02)}$; $x_{A1(1)} = x_{0r} \cdot U_{01(02)}$; $\dot{x}_{A1(1)} = \dot{x}_{0r} \cdot U_{01(02)}$; $x_{A2} = U_{02} \cdot x_{0r}$; $\dot{x}_{A2} = \dot{x}_{0r} \cdot U_{02}$; $U_{02} = A_\Pi^2 \cdot A_0^{-2}$; $y_{1n}, y_{2n}, y_{13}, y_{23}, \dot{y}_{1n}, \dot{y}_{2n}, \dot{y}_{13}, \dot{y}_{23}$ – відповідно, поточні координати та швидкості мас m_1 і m_2 під час прямого та зворотного їх ходів; h_Π – повний хід маси m_2 .

Диференціальні рівняння систем (15) і (16), з метою виключення вільних членів, заміною змінних $y_{1n}, y_{2n}, y_{13}, y_{23}$, на змінні

$$\begin{aligned} z_{1n} &= y_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\omega_{01}^2 y_{01} + g); & z_{2n} &= y_{2n} + \omega_{\Sigma 2}^{-2} (\omega_{02}^2 y_{02} + g); \\ z_{13} &= y_{13} - \omega_{\Sigma 1}^{-2} [\omega_{01}^2 (y_{01} + h_\Gamma) + \omega_{p1}^2 U_{02} h_\Gamma + g]; \\ z_{23} &= y_{23} - \omega_{\Sigma 2}^{-2} [\omega_{02}^2 (y_{02} + h_\Pi) + \omega_{p2}^2 U_{02} h_\Pi + g], \end{aligned} \quad (17)$$

(де $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{\omega_{p1}^2 U_{01(02)} + \omega_{01}^2}$; $\omega_{p1} = \sqrt{k_{0r} m_1^{-1}}$; $\omega_{01} = \sqrt{k_1 m_1^{-1}}$; $\omega_{\Sigma 2} = \alpha \omega_{\Sigma 1}$; $\omega_{p2} = \gamma^{-1} \omega_{p1}$; $\omega_{02} = \gamma^{-1} \delta \omega_{01}$ – власні частоти системи привода, визначені відносно маси m_1 – відповідно, системи запірний елемент ГІТ – ГЛ, ГЛ зведеної до маси m_1 , запірнього елемента ГІТ, системи виконавча ланка (плунжерний гідроциліндр і зведені до нього маси) – ГЛ, зведеної до маси m_2 та виконавчої ланки; $\alpha = \{U_{\Gamma\Pi} [1 + \omega_{01}^2 \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\gamma^{-1} \delta U_{\Gamma\Pi}^{-1} - 1)]\}^{0,5}$; $\gamma = m_1/m_2$; $\delta = k_1/k_2$; $U_{\Gamma\Pi} = U_{02}/U_{01(02)}$ – внутрішнє передаточне відношення між виконавчою ланкою та ГІТ), які не міняють характер руху ланок привода, після відповідних алгебраїчних перетворень, можна привести до вигляду, відповідно для прямого та зворотного ходів мас m_1 і m_2 , який за формою та змістом описує вимушені коливання цих мас під дією змінних коливань амплітуди лінійної деформації ГЛ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_{1n} + 2\beta_{1n}\dot{z}_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1n} = \omega_{p1}^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{0r}; \\ \ddot{z}_{2n} + 2\beta_{2n}\dot{z}_{2n} + \alpha \omega_{\Sigma 1}^2 z_{2n} = \gamma^{-1} \omega_{p1}^2 U_{02}^{0,5} x_{0r}; \\ \ddot{z}_{13} + 2\beta_{13}\dot{z}_{13} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{13} = -\omega_{p1}^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{0r}; \\ \ddot{z}_{23} + 2\beta_{23}\dot{z}_{23} + \alpha \omega_{\Sigma 1}^2 z_{23} = -\gamma^{-1} \omega_{p1}^2 U_{02}^{0,5} x_{0r}, \end{array} \right. \quad (18)$$

де $\beta_{1n} = 0,5m_1^{-1}[c_1 + U_{01(02)}^{0,25}c_0(\dot{x}_{A1(i)}y_{1n}^{-1} - 1)]$; $\beta_{13} = 0,5m_1^{-1}[c_1 + U_{01(02)}^{0,25}c_0(\dot{x}_{A1(i)}y_{13}^{-1} - 1)]$;
 $\beta_{2n} = 0,5m_2^{-1}[c_1 + U_{02}^{0,25}c_0(\dot{x}_{A2}y_{2n}^{-1} - 1)]$; $\beta_{23} = 0,5m_2^{-1}[c_1 + U_{02}^{0,25}c_0(\dot{x}_{A2}y_{23}^{-1} - 1)]$ – змінні коефіцієнти демпфірування під час руху мас m_1 і m_2 .

Протягом робочого циклу власна частота $\omega_{\Sigma 1}$ змінюється, оскільки параметрично міняється передаточне відношення з $U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ на $U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$ і навпаки внаслідок переміщення запірнього елемента ГПТ (маси m_1) на хід h_{Γ} в прямому та зворотному напрямках.

Для завершення математичної моделі привода, зображеного на рис.1, до системи диференціальних рівнянь (18) необхідно додати рівняння зв'язку – рівняння витрати енергоносія для переміщення плунжера гідроциліндра, запірнього елемента ГПТ та під час перетікання в бак через відкритий ГПТ, та умови однозначності, які описують переміщення ланок привода та ГПТ в характерні проміжки часу на відповідних ділянках руху ланок.

Оскільки, як правило, розв'язують систему (18) числовими методами за допомогою різних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB 6, 5, де час процесу є основним аргументом, то зміну деформації гідравлічної ланки доцільно подати у вигляді простих залежностей [4, 5] для ходів мас m_1 і m_2 :

$$\text{прямого} \quad x_{0r} = x_{01} - Q_{\Sigma l_n} \cdot t \cdot A_0^{-1}; \quad (19)$$

$$\text{зворотного} \quad x_{0r} = x_{02} \mp Q_{\Sigma l_3} \cdot t \cdot A_0^{-1}, \quad (20)$$

де $Q_{\Sigma l_n}$, $Q_{\Sigma l_3}$ – відповідно, сумарна витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГПТ, що відповідає певним переміщенням ланок привода на шляху прямого (l_n) та зворотного (l_3) ходів мас m_1 і m_2 ; t , t' – поточний час зміни певного етапу « l_n » (чи « l_3 ») $Q_{\Sigma l_n}$ чи $Q_{\Sigma l_3}$.

Висновки

1. Розроблення динамічних і математичних моделей гідроімпульсного привода на основі представлення його гідравлічної ланки у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта дозволяє врахувати як пружні, так і в'язкісні властивості енергоносія.

2. Диференціальні рівняння руху ланок гідроімпульсного привода, отримані на основі розглянутого методу є класичними рівняннями динаміки рухомих мас механічних систем, що приводяться в рух пружними позиційними силами.

3. Шляхом заміни змінних, які не міняють закономірності динамічних процесів в приводі, диференціальні рівняння руху ланок привода приводяться до класичних диференціальних нелінійних рівнянь, що описують вимушені коливання ланок привода та ГПТ під дією змінного тиску енергоносія, що спричиняє імпульсні коливання величини лінійної деформації ГЛ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Искович-Лотоцкий Р. Д., Машины вибрационного и виброударного действия. / Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. – Киев : Техника, 1982. – 208 с.

2. Искович-Лотоцкий Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій : монографія / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Севостьянов І. В. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця 2006. – 291 с.

3. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно – штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением: Сб. науч. Трудов МВТУ №330. – М., 1980. – С. 12–40.
4. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця 2008. – 171 с.
5. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
6. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – Киев : Техніка, 1977. – 320 с.
7. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с
8. Молчанов А. А. Моделирование и проектирование сложных систем / Молчанов А. А. – К. : Выща шк., Головное изд-во, 1988. – 359 с.
9. Добронравов В. В. Курс теоретической механики : учебник для машиностроит. спец. вузов / В. В. Добронравов, Н. Н. Никитин. – [4-е изд. перераб. и доп.]. – М. : Высш. школа, 1983, – 575 с.

Роман Романович Обертюх – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри Галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет.