

Віброабразивна обробка великогабаритних виробів на установках з гідроімпульсним приводом

В статті розглядається проблема очищення поверхонь деталей складної конфігурації, та обладнання з гідроімпульсним приводом, яке найбільш перспективне для вирішення цієї проблеми. Зокрема розглянута математична модель вібромашини складно-просторового навантаження, розроблена на основі структурної схеми та динамічної моделі. Наведені результати дослідження експериментального зразка установки з гідроімпульсним приводом для віброабразивного очищення внутрішніх поверхонь трубчастих виробів.

Проблема очищення зовнішніх і, особливо, внутрішніх поверхонь деталей складної конфігурації від окалини, іржі, бруду, а також обробки цих поверхонь перед нанесенням покриття фізико-хімічними методами або фарбування на підприємствах відома давно. У сучасному виробництві проблеми виникають при підготовці газових і нафтових труб до укладання, при виготовленні силових гідроциліндрів і підшипників великого діаметра при постачанні неякісних труб, на механічну обробку поверхонь яких витрачається дорогий інструмент або застосовуються екологічно шкідливі методи хімічної обробки [2, 3, 7].

З відомих способів очищення довгомірних (> 2 м довжиною) труб великого діаметра (> 120 мм діаметром) найбільш ефективним є спосіб віброабразивної обробки. Відоме площинне вібронанавантаження деталей, що використовується в більшості типів вібраційного устаткування, недостатньо продуктивне при обробці великогабаритних виробів складної конфігурації. Найбільш перспективним для реалізації способу віброабразивної обробки великогабаритних деталей є устаткування з гідроімпульсним приводом (ГІП), що забезпечує складно-просторовий режим вібронанавантаження. Вібраційні машини з гідроімпульсним приводом мають відносно просту систему регулювання частоти і амплітуди коливань робочих органів, а також енергії одного робочого ходу по кожному з напрямків вібронанавантаження.

Гідроімпульсний привод вібраційних машин складно-просторового навантаження може будуватися по схемах з керуванням виконавчими гідроциліндрами одним або декількома генераторами імпульсів тиску (ГІТ) [1]. До виконавчих гідроциліндрів ГІТ може приєднуватися по схемах „на вході”, „на виході” або „комбінована” [5].

З погляду простоти конструкції цікава схема гідроімпульсного привода вібромашини складно-просторового навантаження з одним ГІТ, підключеним до виконавчих гідроциліндрів за схемою „на виході” Питання динаміки гідроімпульсного привода машини такого типу розглядалися в роботі [6, 7].

При розробці гідроімпульсного привода вібромашини складно-просторового навантаження, з метою отримання максимально можливих частот проходження імпульсів тиску і підвищення надійності, пред'являється вимога високої жорсткості гідросистеми. Це досягається мінімізацією об'ємів напірних гідроліній за рахунок з'єднання гідроагрегатів стиковим способом і виключення довгих напірних трубопроводів [6, 7].

В спрощеному вигляді структурна схема гідроімпульсної вібромашини складно-просторового навантаження показана на рис. 1.

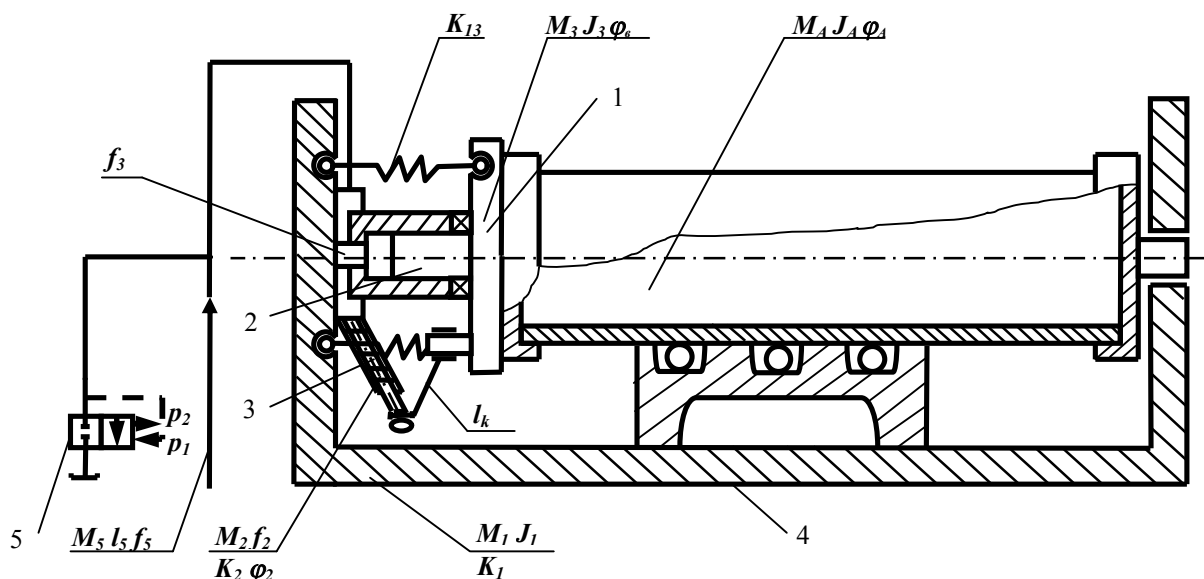


Рис. 1 Структурна схема вібромашини

Робоча ланка 1 з об'єктом обробки (труба великого діаметру) приводиться в рух горизонтальним 2 та кутовим 3 гідроциліндрами. Керування гідроциліндрами здійснюється ГПТ 5, підключеним до напірних порожнин гідроциліндрів за схемою „на виході”. Робоча ланка 1 та станина 4 пружно зв'язані між собою. Переміщення робочої ланки в горизонтальному та кутовому напрямках обмежено жорсткими упорами.

У цьому випадку на основі загальної теорії розрахунку гідроімпульсних приводів [1], на основі загальної структурної схеми (рис.1) вібраційної машини з ГПТ можна скласти повну багатомасову динамічну модель віброустановки (рис.2).

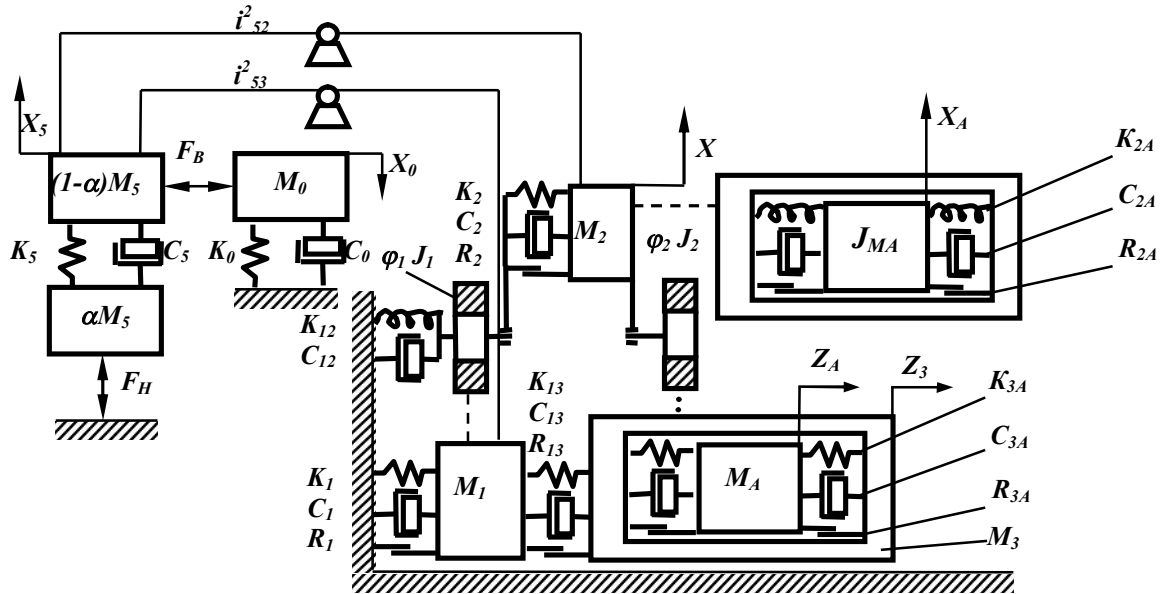


Рис. 2 Повна динамічна модель віброустановки

При складанні повної динамічної моделі прийняті такі припущення: гідравлічна ланка розглядається у вигляді „пружно зосередженої моделі” [1] і за допомогою пружних і дисипативних зв'язків взаємодіє з іншими ланками машини; маси пружних елементів повернення ланок віброустановки і вібровозбудувача малі в порівнянні з масами, що переміщуються; стінки каналів і трубопроводів абсолютно жорсткі; хвильові процеси в гідролініях, через їх незначну довжину, на динаміку системи не впливають; ударні взаємодії мас ланок у вихідних рівняннях руху не враховуються; витoki робочої рідини через зазори між елементами, що сполучаються, незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і у вихідних рівняннях не враховуються; гідродинамічні сили, що діють на запірні елементи вібровозбудувача, малі в порівнянні із силами переміщення, пружного повернення і опору; зведена до плунжера кутового гідроциліндра маса виконавчої ланки зосереджена в шарнірі з'єднання шатуна кривошипно-повзунного механізму з плунжером; зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнятний постійним на всім робочому циклі віброустановки; гідравлічний опір зливної гідролінії незначний і тому у вихідних залежностях не враховується; поведінка абразивної маси описується на основі припущення, що нижня частина шару, що безпосередньо контактує з поверхнею заготовки, поводить як тверде тіло з постійним центром ваги, що знаходиться на поверхні, а частини шару, що лежать зверху впливають на це тіло за допомогою статичного тиску, що дорівнює їх вазі.

Загальну динамічну модель віброустановки, досить складну для математичного аналізу, можна спростити на основі порівняння відносних величин зведених мас і їх переміщень. Дослідженнями багатьох авторів [4] встановлено, що маса станини M_1 , з метою зменшення передачі вібраційного впливу на будівельні конструкції, повинна бути в 8...10 разів більше максимальної інерційної маси (M_2, M_3). На цій підставі переміщенням маси станини можна знехтувати. Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки, об'єми напірних гідроліній і порожнин зводяться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях гідросистеми установки знехтувати замінивши її безмасовими пружиною жорсткістю K_5 і демпфером в'язкості C_5 , що деформуються з постійною швидкістю

$$V_o = \frac{Q_H}{f_5} \quad (Q_H = \text{const} - \text{подача гідронасоса}); \quad f_5 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i} - \text{усереднена площа напірної гідролінії};$$

l_i і f_i відповідно довжина і площа поперечного перерізу окремих каналів напірної порожнини гідросистеми віброустановки ($i=1...n$). В результаті отримаємо тримасову динамічну модель (рис. 3), що описує машинну систему (див.рис.1) у загальному вигляді.

В складеній динамічній моделі використані такі позначення:

C_1 - коефіцієнт демпфірування у виразах для сил в'язкого тертя при русі станини; C_{13} - комплексний коефіцієнт демпфування у виразах для сил в'язкого тертя при русі плунжера лінійного гідроциліндра C_3 , при русі підтримуючих кульок $C_{ш}$, при взаємодії задньої кришки труби з підшипником ковзання $C_{п}$; C_{21} - комплексний коефіцієнт демпфування у виразах для сил в'язкого тертя при русі плунжера кутового гідроциліндра C_2 , при русі підтримуючих кульок $C_{ш}$, при взаємодії задньої кришки труби з підшипником ковзання $C_{п}$; C_{12} - кутовий коефіцієнт демпфування станини відносно амортизаторів; C_{3A} - лінійний коефіцієнт демпфування в залежностях для сил в'язкого тертя між частками абразиву; C_{2A} - кутовий коефіцієнт демпфування в залежностях для сил в'язкого тертя між частками абразиву; R_1 ; R_2 ; R_{2A} ; R_{3A} ; R_{13} - постійні складові зведених сил сухого тертя; ξ - коефіцієнт турбулентного демпфування; α - коефіцієнт, що враховує величину маси рідини в гідролінії 15; C_5 ; C_6 - коефіцієнти демпфування у відповідній гідролінії; K_5 ; K_6 - жорсткість відповідної гідролінії; F_H - функція джерела енергії; F_B - функція вібробудувача; i_m - передаточна функція кривошипно-повзунного механізму.

передаточні числа;

i_{65} - від гідролінії l_6 до l_5 ; i_{52} - від гідролінії l_5 у порожнину кутового гідроциліндра; i_{53} - від гідролінії l_5 у порожнину лінійного гідроциліндра;

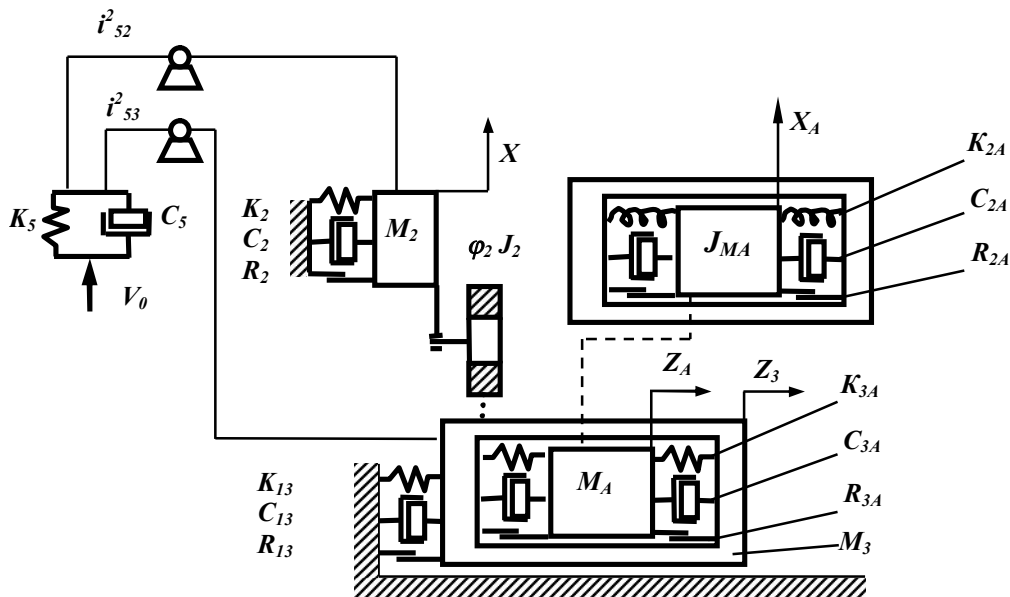


Рис. 3 Спрощена динамічна модель вібромашини

На початковій стадії першого етапу робочого циклу при нерухомих ланках установки маса рідини αM_5 переміщається в позитивному напрямку, викликаючи при цьому підвищення тиску в гідросистемі до величини p_0 , достатньої для подолання сил стаціонарного опору. Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається залежністю

$$K_5 = \frac{f_5^2 \cdot \chi}{(W_0 + f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x)}, \quad (1)$$

де χ - зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми; W_0 - початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми; f_2 і f_3 - площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів; z_3 і x - координати переміщення виконавчої ланки вібромашини в кутовому і горизонтальному напрямках;

Як правило $W_0 \geq f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x$, тоді $K_5 \approx f_5^2 \cdot \chi / W_0 = const$.

Максимальне початкове значення величини деформації рідини в об'ємі гідросистеми отримаємо з рівності, що обумовлює одночасність початку руху плунжерів кутового і лінійного гідроциліндрів

$$\frac{K_5 z_5}{f_5} = \frac{F_2}{f_2} = \frac{F_3}{f_3}, \quad (2)$$

де $F_2 = K_2 x_{02}$, $F_3 = K_{13} z_{03}$ - зусилля стаціонарного опору переміщенням лінійного і кутового гідроциліндрів.

Друга стадія першого етапу робочого циклу, що характеризується рухом мас M_2 , M_3 , M_A . Динамічна модель, що описує цю стадію зображена на рис. 4.

Узагальнена система диференціальних рівнянь, що описує другу стадію першого етапу робочого циклу, записується у вигляді:

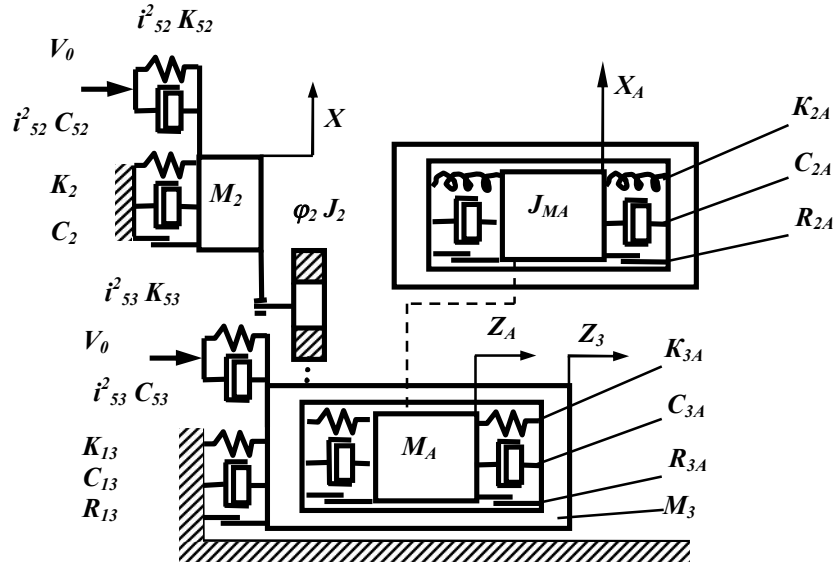


Рис. 4 Динамічна модель робочого ходу

$$\begin{cases}
 M_2 \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - K_2 (x_{02} + x) - \frac{J_2 \dot{\varphi}_{OB}}{r_2} - R_{2a} - R_2; \\
 M_3 \ddot{z}_3 = i_{53}^2 K_5 (z_5 - z_3) - i_{53}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_3) - C_{13} \dot{z}_3 - K_{13} (z_{03} + z_3) - R_{3a} - R_{13}; \\
 M_a \ddot{z}_a = M_3 \ddot{z}_3 - C_{3a} \dot{z}_a - K_{3a} z_a - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_a; \\
 J_{ma} \ddot{\varphi}_{OB} = J_{m2} \ddot{\varphi}_{OB} - C_{2a} \dot{\varphi}_{OB} - K_{2a} \varphi_{OB} - R_{2a} \text{sign} \dot{\varphi}_{OB}.
 \end{cases} \quad (3)$$

Передаточні відношення i_{53} і i_{52} можна розрахувати з умови рівності миттєвого тиску енергоносія, що діє на гідравлічну ланку і площу поперечного перерізу відповідного елемента привода (зведена та зведена ланки):

$$\begin{cases}
 \frac{K_5 \cdot z_5}{f_5} = \frac{i_{53} \cdot K_5 \cdot (z_5 - z_3)}{f_3}, \\
 \frac{K_5 \cdot z_5}{f_5} = \frac{i_{52} \cdot K_5 \cdot (z_5 - x)}{f_2},
 \end{cases} \quad (4)$$

звідки

$$\begin{cases}
 i_{53} = \left(\frac{f_3}{f_5} \right) \cdot \left[\frac{z_5}{(z_5 - z_3)} \right]; \\
 i_{52} = \left(\frac{f_2}{f_5} \right) \cdot \left[\frac{z_5}{(z_5 - x)} \right]
 \end{cases} \quad (5)$$

тут z_5 - деформація гідравлічної ланки. Добутки $i_{52} K_5 = K_{52}$ і $i_{53} K_5 = K_{53}$ є коефіцієнт жорсткості гідросистеми, зведений до відповідної ланки привода вібромашини.

При зведенні гідравлічної ланки до площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів f_2 і f_3 його потенційна енергія перерозподіляється відповідно до рівняння

$$0.5 K_5 z_5^2 = 0.5 K_5 \left[i_{53}^2 (z_5 - z_3)^2 + i_{52}^2 (z_5 - x)^2 \right], \quad (6)$$

З метою рівноцінності вібраційного впливу на об'єкт обробки в кутовому і горизонтальному напрямках доцільна рівність

$$0.5 K_5 i_{53}^2 (z_5 - z_3)^2 = 0.5 K_5 i_{52}^2 (z_5 - x)^2, \quad (7)$$

звідки

$$\frac{i_{53}}{i_{52}} = \frac{(z_5 - x)^2}{(z_5 - z_3)^2}, \quad (8)$$

або

$$i_{23} = \frac{f_3}{f_2} = \frac{(z_5 - x)}{(z_5 - z_3)}, \quad (9)$$

де i_{23} - передаточне відношення, що характеризує співвідношення вібраційного впливу на об'єкт у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Як показує аналіз рівняння (6), величина частки потенційної енергії гідравлічної ланки, що витрачається на керування вібробуджувача не перевищує 10% (для потужних машин 0,5...1%). Приймаючи в увагу зроблені зауваження і припущення (7), рівняння (6) можна записати у вигляді системи

$$\begin{cases} 0.45 \cdot 0.5K_s z_5^2 = 0.5K_s i_{53} (z_5 - z_3)^2; \\ 0.45 \cdot 0.5K_s z_5^2 = 0.5K_s i_{52} (z_5 - x)^2, \end{cases} \quad (10)$$

звідки з урахуванням (5) отримаємо

$$\begin{cases} i_{53} = 0.45 \frac{z_5^2}{(z_5 - z_3)^2} = \frac{1}{0.45} \cdot \left(\frac{f_3}{f_5} \right)^2; \\ i_{52} = 0.45 \frac{z_5^2}{(z_5 - x)^2} = \frac{1}{0.45} \cdot \left(\frac{f_2}{f_5} \right)^2, \end{cases} \quad (11)$$

Щоб отримати однозначне рішення системи (3) до неї необхідно додати рівняння нерозривності потоку

$$Q_H + \dot{p}[W_0 + f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x] \cdot \chi^{-1} = f_3 \cdot \dot{z}_3 + f_2 \cdot \dot{x} + Q_B, \quad (12)$$

де $\dot{p} = \frac{d\left(\frac{K_s \cdot z_5}{f_5}\right)}{dt} = f_5 \cdot \chi \cdot \left[\frac{W \cdot \dot{z}_5 - z_5 \cdot (f_3 \cdot \dot{z}_3 + f_2 \cdot \dot{x})}{W^2} \right]$ - швидкість зміни тиску в напірній порожнині вібромашини при прямому ході виконавчого гідроциліндра; $W = W_0 + f_1 \cdot z_1 + f_2 \cdot x$

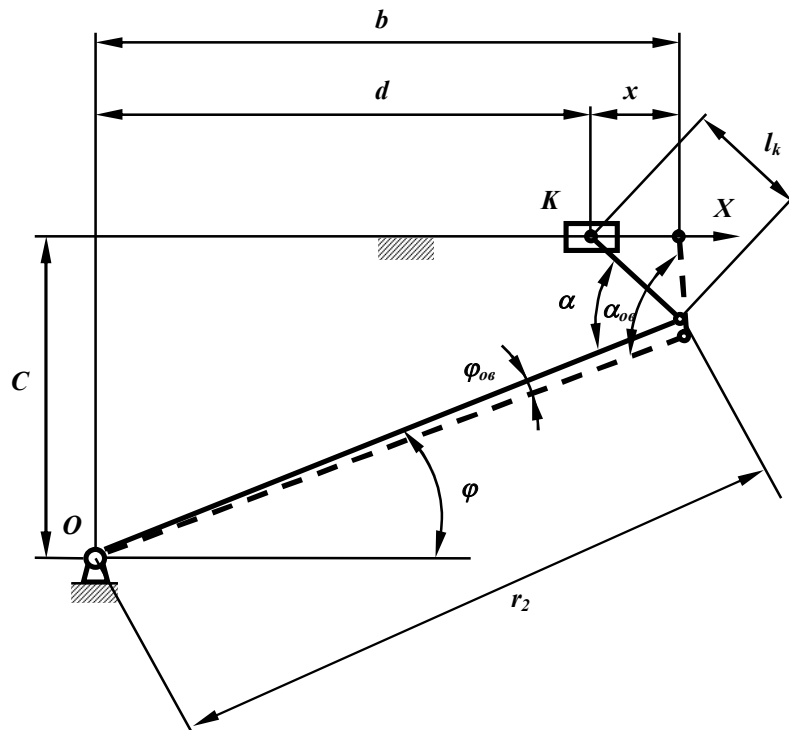


Рисунок 5. Розрахункова схема кривошипно-повзунного механізму повороту

поточний об'єм; Q_B - витрати рідини, що проходить через відкритий вібробуджувач.

Рівняння руху маси M_2 має велике значення, тому що воно формує закон руху виконавчої ланки. Взаємозв'язок між лінійною координатою x і кутовою φ_2 можна порівняти, застосувавши кінематичний аналіз взаємодії ланок кривошипно-повзунного механізму виконавчої ланки (рис. 5).

Спроекувавши довжини ланок r_2 і l_k на лінію руху центра шарніра К та нормаль до неї можна записати рівняння замкнутості контуру, утвореного ланками в нерухомому положенні

$$d = r_2 \cdot \cos \varphi - l_k \cdot \cos(\alpha - \varphi), \quad (13)$$

$$c = r_2 \cdot \sin \varphi + l_k \cdot \sin(\alpha - \varphi), \quad (14)$$

і робочому циклі

$$b = r_2 \cdot \cos(\varphi - \varphi_{OB}) - l_k \cdot \cos[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})], \quad (15)$$

$$c = r_2 \cdot \sin(\varphi - \varphi_{OB}) + l_k \cdot \sin[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})]. \quad (16)$$

Віднімаючи з (15) рівняння (16) отримаємо лінійне переміщення $x=b-d$ повзуна кривошипно-повзунного механізму при робочому циклі. Поділивши отриманий вираз на l_k і позначивши $\theta=x/l_k$; $X=r_2/l_k$ отримаємо

$$\theta = X \cdot [\cos(\varphi - \varphi_{OB}) - \cos \varphi] - \cos[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})] + \cos(\alpha - \varphi). \quad (17)$$

Розділивши рівняння (16) на l_k , прийнявши $\omega=c/l_k$, отримаємо рівняння (16) у безрозмірному виді

$$\omega = X \cdot \sin(\varphi - \varphi_{OB}) + \sin[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})]. \quad (18)$$

Диференціюючи (17) і (18) знаходимо

$$\dot{\theta} = X \cdot \dot{\varphi}_{OB} \cdot \sin(\varphi - \varphi_{OB}) + \sin[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})] \cdot (\dot{\alpha} - \dot{\varphi}_{OB}), \quad (19)$$

$$\dot{\alpha}_{OB} + \dot{\varphi}_{OB} = \frac{X \cdot \dot{\varphi}_{OB} \cdot \cos(\varphi - \varphi_{OB})}{[-\cos[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})]]}, \quad (20)$$

$$\dot{\alpha}_{OB} = \left\{ \frac{X \cdot \dot{\varphi}_{OB} \cdot \cos(\varphi - \varphi_{OB})}{[\cos[\alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})]]} \right\} - 1 \quad (21)$$

Підставляючи (20) у (19) після перетворень, отримаємо

$$\dot{\varphi}_{OB} = \frac{\dot{\theta} \cdot \cos \gamma}{X \cdot \sin \alpha_{OB}}, \quad (22)$$

або

$$\dot{\varphi}_{OB} = i_M \cdot \dot{\theta}, \quad (23)$$

де $i_M = \frac{\cos \gamma}{(X \cdot \sin(\beta - \gamma))}$ - передаточна функція кривошипно-повзунного механізму; $\gamma = \alpha_{OB} - (\varphi - \varphi_{OB})$.

Диференціюючи (23) визначаємо взаємозв'язок між лінійним і кутовим прискоренням

$$\ddot{\varphi}_{OB} = (\dot{i}_M) \cdot \dot{\theta} + i_M \cdot \ddot{\theta}, \quad (24)$$

де $(\dot{i}_M) = \frac{i_M \cdot \dot{\theta} [\cos^2 \gamma \cdot \cos \alpha_{OB} - \cos^2(\varphi - \varphi_{OB})]}{X \cdot \sin^2 \alpha_{OB} \cdot \cos \gamma}$ - похідна передатної функції i_M по кутах φ_{OB} і α_{OB} . З

урахуванням значення похідної (\dot{i}_M) вираз (24) має вигляд

$$\ddot{\varphi}_{OB} = i_M \left\{ \ddot{\theta} + \frac{\dot{\theta}^2}{X \cdot \sin^2 \alpha_{OB} \cdot \cos \gamma} \cdot [\cos^2 \gamma \cos \alpha_{OB} - \cos^2(\varphi - \varphi_{OB})] \right\} \quad (25)$$

Через конструктивні особливості механізму повороту граничні зміни кутів φ_{OB} і α_{OB} незначні, і можна допустити $\cos \gamma \approx \cos(\alpha - \varphi)$, а $\sin \alpha_{OB} \approx \sin \alpha$, тоді $i = \text{const}$ і залежність (25) приймає вигляд

$$\ddot{\varphi}_{OB} = i_M \cdot \ddot{\theta}, \quad (26)$$

з чого випливає, що

$$\varphi_{OB} = i_M \cdot \theta \quad (27)$$

Зведену до повзуна-плунжера гідроциліндра кутового переміщення масу виконавчої ланки M_2 , знайдемо з рівняння кінетичної енергії, яку отримує виконавча ланка при повороті.

$$\frac{M_2 \cdot \dot{x}^2}{2} = \frac{M_3 \cdot (\dot{\varphi} \cdot r_2)^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \dot{\varphi}_{OB}^2}{2} + \frac{M_{BC} \cdot V_{BC}^2}{2} + \frac{J_{BC} \cdot \omega_{BC}^2}{2}, \quad (28)$$

звідки

$$M_2 = \frac{M_3 \cdot (\dot{\varphi}_{OB} \cdot r_2)^2 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_{OB}^2 + M_{BC} \cdot V_{BC}^2 + J_{BC} \cdot \omega_{BC}^2}{\dot{x}^2} \quad (29)$$

де M_{BC} , J_{BC} - маса і момент інерції маси шатуна (1к); V_{BC} , ω_{BC} - лінійна і кутова швидкості шатуна.

З урахуванням, що $M_3 \gg M_{bc}$ і $J_2 \gg J_{bc}$, отримаємо більш просту форму виразу для визначення M_2 .

$$M_2 = \frac{(M_3 \cdot r_2^2 + J_2)^2 \cdot \dot{\varphi}_{OB}^2}{\dot{x}^2}, \quad (30)$$

або

$$M_2 = \frac{(M_3 \cdot r_2^2 + J_2)^2 \cdot i_M^2}{l_k^2}, \quad (31)$$

З урахуванням виразів (21...31) рівняння руху M_2 буде мати вигляд

$$\frac{i_M^2}{l_k^2} \cdot (M_3 \cdot r_2^2 + J_2)^2 \cdot \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - K_2 (x_{02} + x) - \frac{J_2 i_M \theta}{r_2^2} - R_{2a} \text{sign} \dot{x} - R_2 \text{sign} \dot{x}; \quad (32)$$

З урахуванням виразів (26) і (27) рівняння руху абразивної маси в кутовому напрямку прийме вигляд

$$J_{ma} \cdot i_M \cdot \ddot{\theta}_a = J_{m2} \cdot i_M \cdot \ddot{\theta}_a - C_{2a} i_M \dot{\theta}_a - K_{2a} i_M \theta_a - i_M R_{2a} \text{sign} \dot{\theta}_a, \quad (33)$$

В результаті математична модель робочого ходу приймає вигляд

$$\begin{cases} \frac{i_M^2}{l_k^2} \cdot (M_3 \cdot r_2^2 + J_2)^2 \cdot \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - \\ - K_2 (x_{02} + x) - \frac{J_2 i_M \theta}{r_2^2} - R_{2a} \text{sign} \dot{x} - R_2 \text{sign} \dot{x}; \\ M_3 \ddot{z}_3 = i_{53}^2 K_5 (z_5 - z_3) - i_{53}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_3) - C_{13} \dot{z}_3 - \\ - K_{13} (z_{03} + z_3) - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_3 - R_{13} \text{sign} \dot{z}_3 \\ M_a \ddot{z}_a = M_3 \ddot{z}_3 - C_{3a} \dot{z}_a - K_{3a} z_a - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_a \\ J_{ma} \ddot{\theta}_a = J_{m2} \cdot \ddot{\theta}_a - C_{2a} \dot{\theta}_a - K_{2a} \theta_a - R_{2a} \text{sign} \dot{\theta}_a \end{cases}, \quad (34)$$

Наприкінці етапу тиск у гідросистемі зростає до величини p_1 (тиск відкриття запірного елемента основного каскаду вібробуджувача)

$$p_1 = \frac{K_5 \cdot z_{5\max}}{f_5}, \quad (35)$$

де $z_{5\max}$ - максимальна деформація рідини, що відповідає закінченню етапу. З виразу (35) отримаємо

$$z_{5\max} = \frac{p_1 \cdot f_5}{K_5}, \quad (36)$$

Взаємозв'язок між пружністю абразиву в лінійному і кутовому напрямках можна з наближенням прийняти у вигляді:

$$K_{2a} \cdot \varphi_{OB} = K_{3a} \cdot z_a \cdot \mu_a, \quad (36)$$

$$\varphi_{OB} = \frac{i_m \cdot x}{l_k},$$

с урахуванням

$$K_{2a} = \frac{K_{3a} \cdot z_a \cdot \mu_a \cdot l_k}{i_m \cdot x}, \quad (37)$$

Зворотний хід робочої ланки та запірного елемента вібробуджувача вібромашини при припущенні, що рух цих елементів починається одночасно з крайнього положення, описується аналогічною (29) системою диференціальних рівнянь, в якій деформація гідравлічної ланки змінюється від $z_{5\max}$ (деформація гідравлічної ланки в кінці прямого ходу ланок вібромашини) до величини, відповідної зливному тиску в гідросистемі, а потім починається новий цикл руху робочої ланки.

Сукупність систем диференціальних рівнянь руху виконавчих ланок віброустановки і ГІТ при прямому та зворотному ходах є математичною моделлю гідроімпульсного привода віброустановки з зворотньо-гвинтовим рухом робочої ланки. Інженерна методика проектного розрахунку цього привода розроблена на основі дослідження чисельними методами на ЕОМ його математичної моделі. Адекватність математичної моделі реальній динамічній системі перевірена експериментальними дослідженнями вібромашин такого типу. Розходження між розрахунковими і дослідними значеннями параметрів вібронавантаження (тиск, частота і амплітуда вібрацій) не перевищують (10...15)% [6, 7].

Дослідження експериментального зразка установки з гідроімпульсним приводом для віброабразивної обробки внутрішніх поверхонь трубчастих виробів, що проводилися на Калинівському

машинобудівному заводі, показали ефективність даної схеми навантаження при використанні гідроімпульсного привода. Нижче представлені технологічні результати, отримані в ході експериментальних досліджень експериментального зразка установки. Як абразивний матеріал використовувалися кварцовий пісок і чавунні окатиші. Очищалося два види поверхонь з окалиною і без окалини. При вивченні протікання процесу віброобробки було встановлено, що знімання металу відбувається досить рівномірно протягом усього періоду обробки з деяким збільшенням у початковий період, коли відбувається видалення порівняно грубих нерівностей. У результаті проведених експериментів були отримані залежності швидкості знімання металу від амплітуди і частоти вібрації. За результатами експериментів найбільш ефективна обробка відбувалася при заповнюванні абразивом до 50% внутрішнього обсягу оброблюваної труби і при режимах: амплітуді 4мм, і частоті 20 Гц [7].

Список літератури:

1. Іскович-Лотоцький Р.Д. Основи теорії гідравлічних інерційних вібропресмолотів (структурна схема та динамічна модель) //Промислова гідравліка та пневматика.- 2004.- №1(3).- С. 78-82
2. Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Гуменчук А.А. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) //Вестн. машиностроения.- 1993.- №12.- С. 8-12
3. Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками //Вісник Вісник Вінницького політехнічного інституту.- 1994.- №1(2).- С. 82-88
4. Іскович-Лотоцький Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия К.: Техніка, 1982. -576 с.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Пентюк Б.Н. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры //Вестник машиностроения.-1984. -N8. - с 17-20.
6. Обертюх Р.Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола: Дис... канд.техн.наук: 05.03.05.-М., -313 с.
7. Булыга Ю.В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей: Дис... канд.техн.наук: 05.02.03. –Винница, 210 с.