



Іскович-Лотоцький Р.Д.

Булига Ю. В.

Манжілевський О. Д.

**Вінницький
національний
технічний
університет**

УДК 621.979:621

**СТЕНД З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ
ПРИВОДОМ ДЛЯ
МОДЕЛЮВАННЯ
ПРОСТОРОВОГО
ВІБРОНАВАНТАЖЕННЯ**

В данной работе рассмотрена динамическая и математическая модели рабочего хода стенда с гидроимпульсным приводом для моделирования пространственной вибронагрузки.

The paper considers the dynamic and mathematical model of working steps of stand with hydroimpulse drive to simulate the spatial vibroloading.

Протягом довгого часу в промисловості активно використовуються машини для вібраційного пресування заготовок із порошкових матеріалів, виробництва ливарних форм та вібраційного очищення деталей. Ці машини мають ряд недоліків, насамперед – складність обробки деталей складної конфігурації, через те, що в цьому обладнанні в основному реалізуються схеми з площинним вібронавантаженням.

Для вирішення цієї проблеми нами запропонований стенд (структурна схема якого показана на рис.1) з гідроімпульсним приводом для моделювання просторового вібронавантаження. За допомогою даного стенду можуть бути відтворені траєкторії руху віброобразивної маси довільної форми.

Даний стенд складається з віброізолюваної станини 5, на якій встановлено вібробункер U-подібної форми 1 на 3-х демпфувальних елементах 6. Просторове вібронавантаження створюється 3-ма гідроциліндрами 2, 3 та 4, які розташовані під незначним кутом до 3-х головних ортогональних площин, що розширює технологічні можливості. Гідроциліндри керуються кожен окремо своїм генератором імпульсів тиску (ГІТ), що підключені до напірних порожнин гідроциліндрів по схемі «на виході» [4].

Установка працює наступним чином: рідина з напірної гідролінії подається до зливної порожнини виконавчого гідро циліндра (поз. 2). У момент коли тиск у гідролінії l_1 стає рівним налаштованому згідно технологічних вимог тиску спрацювання гідророзподільника 7 зливна порожнина гідроциліндра 2 з'єднуються з баком, тиск у лінії падає і поршень

гідроциліндра 2 повертаються у початкове положення під дією стисненої пружини. Коли тиск у зливній лінії падає до необхідного значення, гідрозподільник перекриває лінію зливу і цикл повторюється Два інші гідро циліндри працюють аналогічно, окрім гідроциліндра 4, поршень якого повертається у початкове положення під дією маси бункера.

Дослідженнями багатьох авторів [1, 2, 3, 7] встановлено, що маса станини M_1 з метою зменшення передачі вібраційної дії на будівельні конструкції, повинна бути в 8...10 разів більше максимальної інерційної маси (M_2), що дозволяє переміщенням маси станини знехтувати. З урахуванням вимог високої жорсткості гідросистеми привода, стінки каналів гідролінії можна вважати абсолютно жорсткими, а об'ємний модуль пружності гідросистеми прийняти постійним на всіх етапах робочого циклу вібромашини. Витоки робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею насоса, а опір зливної магістралі малий, тому в вихідних рівняннях ці фактори не враховуються.

Беручи до уваги зроблені зауваження, динамічну модель робочого ходу вібраційної машини можна представити у вигляді багатомасової системи [5, 6], наведеної на рис. 2.

Гідравлічна ланка у вигляді безмасових пружини K_0 та демпфера в'язкістю C_0 , що деформуються з постійною швидкістю $V_0=Q_H/f_0$, де $Q_H=const$ – подача гідронасоса;

$f_0 = \frac{\sum_1^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_1^n l_i}$ - усереднена площа напірної гідролінії; l_i і f_i відповідно довжина та

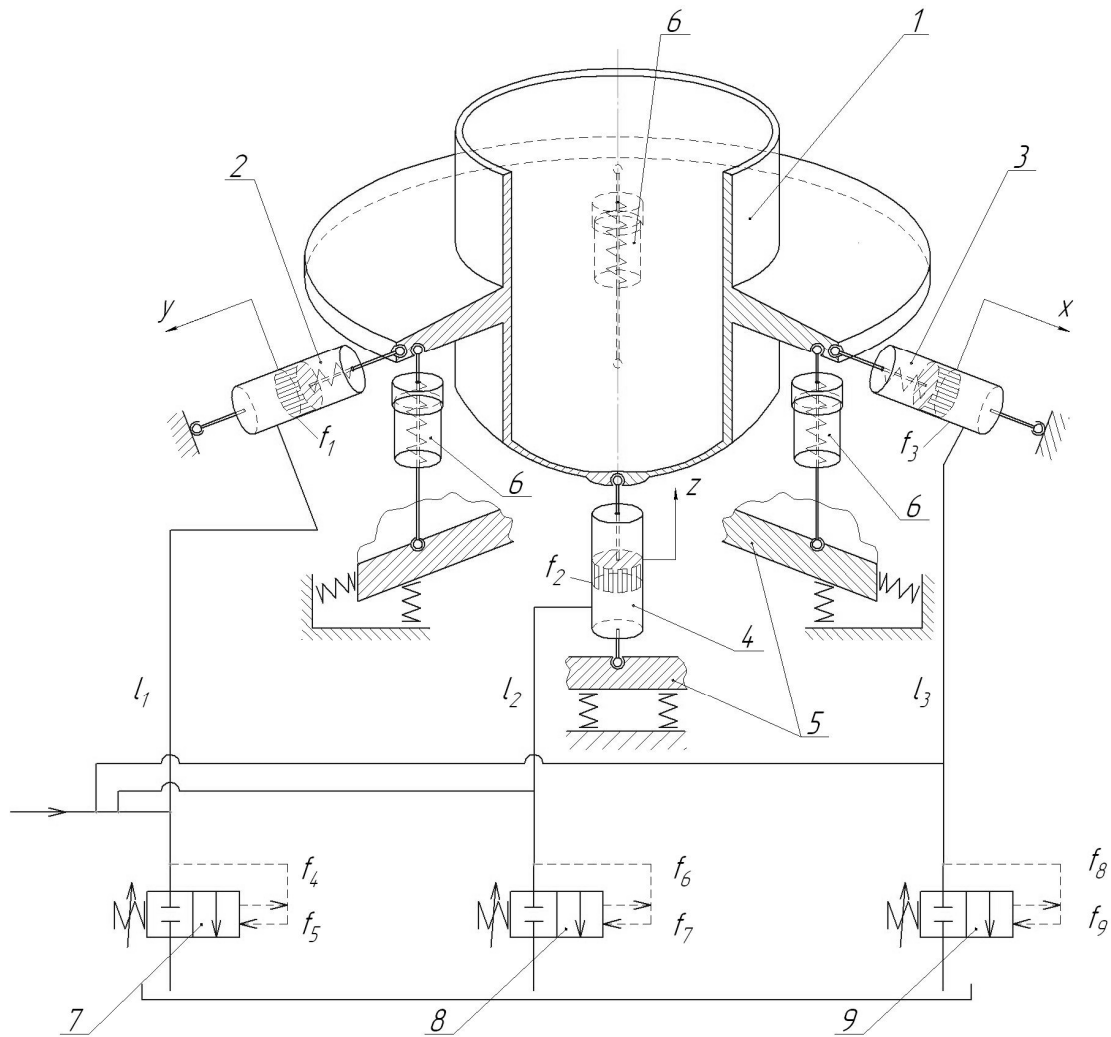


Рис. 1. Структурна схема: 1 – вібробункер U- подібної форми; 2, 3, 4 – виконавчі гідроциліндри; 5 – віброізолювана станина; 6 – демпфувальні елементи; 7 – генератор імпульсів тиску (ГІТ)

площина поперечного перерізу окремих каналів напірної порожнини гідросистеми вібромашини ($i=1...n$) взаємодіє з масою M_2 через передаточні відношення i_{01}, i_{02} і i_{03} . Пружний та в'язкий опір переміщенню маси M_2 визначається коефіцієнтами жорсткості K_1, K_2, K_3 та в'язкості C_1, C_2 та C_3 , а від сухого тертя - силами R_1, R_2 та R_3 , крім того на робочу ланку також діє сила F технологічного опору.

Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається відомою залежністю [8] для кожної ділянки гідросистеми у вигляді :

$$K_{01} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0 + f_1 \cdot x}; K_{02} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0 + f_2 \cdot y};$$

$$K_{03} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0 + f_3 \cdot z}, \quad (1)$$

де χ - зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми; W_0 - початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми; f_1, f_2 і f_3 - площі

поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів; z_3 і x - координати переміщення робочої ланки вібромашини в кутовому та вертикальному напрямках. Як правило $W_0 \geq f_1 \cdot x, W_0 \geq f_2 \cdot y, W_0 \geq f_3 \cdot z$, тоді

$$K_0 \approx f_0^2 \cdot \chi / W_0 = const.$$

Передаточні відношення i_{01}, i_{02} і i_{03} можна розрахувати за умови рівності миттєвого тиску енергоносія, що діє на гідравлічну ланку і площу поперечного перерізу відповідного приводу:

$$\frac{K_{01} \cdot x_{01}}{f_0} = \frac{i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1)}{f_1};$$

$$\frac{K_{02} \cdot y_{02}}{f_0} = \frac{i_{02} \cdot K_{02} \cdot (y_{02} - y_1)}{f_2}; \quad (2)$$

$$\frac{K_{03} \cdot z_{03}}{f_0} = \frac{i_{03} \cdot K_{03} \cdot (z_{03} - z_1)}{f_3}.$$

Звідки отримаємо (3).

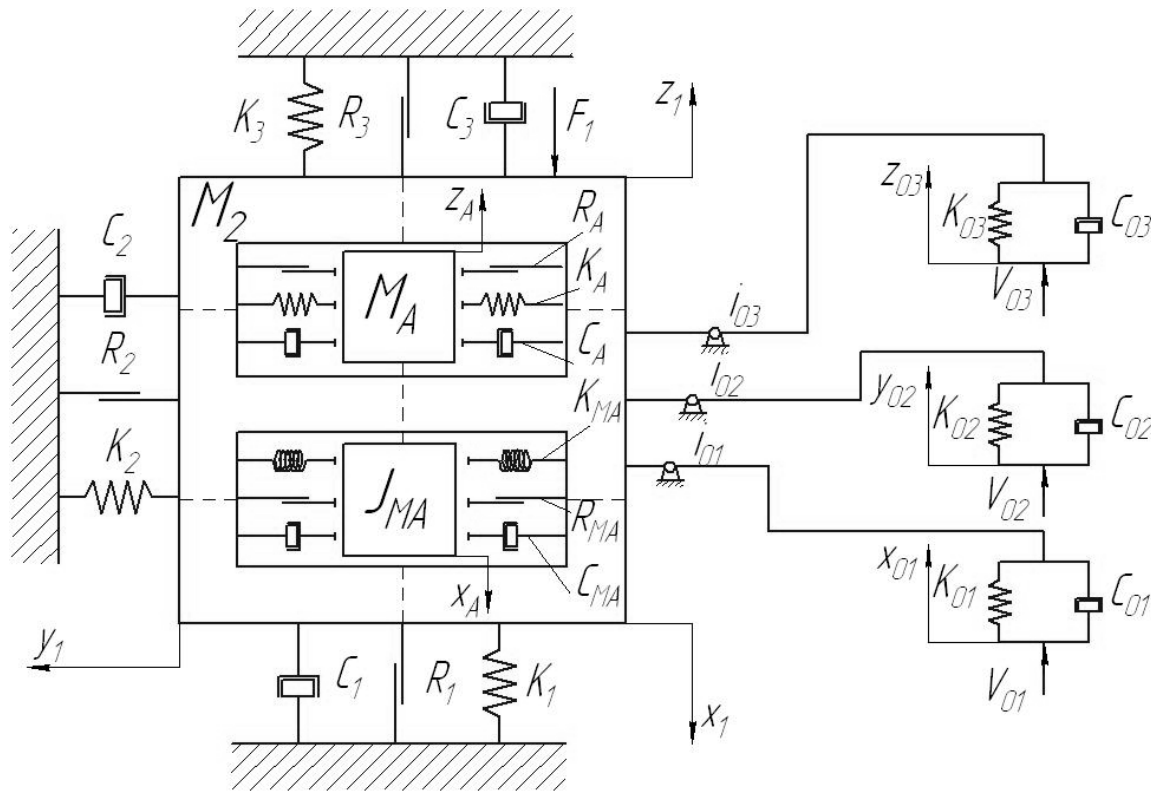


Рис. 2. Динамічна модель: M_2 – маса вібробункера U- подібної форми; M_A – маса абразиву; J_{MA} – момент інерції маси абразиву; K_1, K_2, K_3 – лінійна жорсткість пружних елементів повернення виконавчих гідроциліндрів; R_1, R_2, R_3 – сухе тертя елементів гідроциліндрів; C_1, C_2, C_3 – в'язке тертя у гідроциліндрах; f_1, f_2, f_3 – площі поперечних перерізів поршнів виконавчих гідроциліндрів; K_{01}, K_{02}, K_{03} – лінійна жорсткість пружних елементів повернення ГТ; C_{01}, C_{02}, C_{03} – в'язке тертя в ГТ; x_1, y_1, z_1 – переміщення вздовж координатних осей, $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту відносно координатних осей (відповідно x, y та z)

$$\begin{aligned}
 i_{01} &= \left(\frac{f_1}{f_0} \right) \cdot \left[\frac{x_{01}}{(x_{01} - x_1)} \right]; & 0.5K_{01} \cdot i_{01} (x_{01} - x_1)^2 &= \\
 i_{02} &= \left(\frac{f_2}{f_0} \right) \cdot \left[\frac{y_{02}}{(y_{02} - y_1)} \right]; & = 0.5K_{02} \cdot i_{02} (y_{02} - y_1)^2 &= \\
 i_{03} &= \left(\frac{f_3}{f_0} \right) \cdot \left[\frac{z_{03}}{(z_{03} - z_1)} \right]; & = 0.5K_{03} \cdot i_{03} (z_{03} - z_1)^2 &= .
 \end{aligned} \tag{3}$$

З метою рівноцінності вібраційної дії на об'єкт обробки в 3-х напрямках запишемо систему рівнянь:

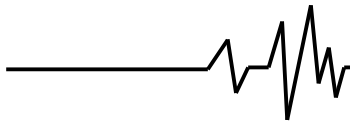
тут z_0 – деформація гідравлічної ланки. Добуток $i_{01}K_{01}=K_{11}$, $i_{02}K_{02}=K_{22}$ та $i_{03}K_{03}=K_{33}$ є коефіцієнт жорсткості гідросистеми, зведений до відповідної ланки привода вібрмашини.

Робочий цикл віброустановки умовно можна розділити на два етапи – прямий та зворотний хід робочої ланки.

При зведенні гідравлічної ланки до площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів f_1, f_2 та f_3 її потенціальна енергія перерозподіляється у відповідності з рівнянням

$$\begin{cases}
 \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{01}z_{01}^2 = \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{01} \cdot [i_{01}(x_{01} - x_1)]^2; \\
 \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{02}z_{02}^2 = \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{02} \cdot [i_{02}(y_{02} - y_1)]^2; \\
 \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{03}z_{03}^2 = \frac{1}{3} \cdot 0.5K_{03} \cdot [i_{03}(z_{03} - z_1)]^2.
 \end{cases} \tag{5}$$

Звідки з урахуванням (2) отримаємо



$$\begin{cases} i_{01} = \frac{1}{3} x_{01}^2 / (x_{01} - x_1)^2 = 3(f_1/f_0)^2; \\ i_{02} = \frac{1}{3} y_{02}^2 / (y_{02} - y_1)^2 = 3(f_2/f_0)^2; \\ i_{03} = \frac{1}{3} z_{03}^2 / (z_{03} - z_1)^2 = 3(f_2/f_5)^2. \end{cases} \quad (6)$$

Використовуючи принцип Даламбера, на основі динамічної моделі робочого ходу (див. рис. 2) складемо систему диференціальних рівнянь руху маси M_2 при прямому ході робочої ланки 1.

$$\begin{cases} M_2 x_1 = i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1) - i_{01} \cdot C_{01} \times \\ \times (x_{01} - x_1) - K_{01} \cdot (x_{01} - x_1) - C_{01} \cdot x_1 - R_1; \\ 0 \leq x_1 \leq X_1; \\ M_2 y_1 = i_{02} \cdot K_{02} \cdot (y_{02} - y_1) - i_{02} \cdot C_{02} \times \\ \times (x_{01} - x_1) - K_{02} \cdot (y_{02} - y_1) - C_{02} \cdot y_1 - R_{21}; \\ 0 \leq y_1 \leq Y_1; \\ M_2 z_1 = i_{03} \cdot K_{01} \cdot (z_{03} - z_1) - i_{03} \cdot C_{03} \times \\ \times (z_{03} - z_1) - K_{03} \cdot (z_{03} - z_1) - C_{03} \cdot z_1 - R_3 - F; \\ 0 \leq z_1 \leq Z_1. \end{cases} \quad (7)$$

X_1, Y_1, Z_1 – відповідно, максимальні переміщення виконавчої ланки у горизонтальному та вертикальному напрямках.

Щоб отримати однозначний розв'язок системи (6), до неї необхідно додати рівняння нерозривності потоку (8) та рівняння руху абразивної маси (9).

$$Q_H + \dot{p}[W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1] \cdot \chi^{-1} = f_1 \cdot \dot{x}_1 + f_2 \cdot \dot{y}_1 + f_3 \cdot \dot{z}_1 + Q_B. \quad (8)$$

де:

$$\dot{p} = \frac{d(K_0 z_0 / f_0)}{dt} = f_0 \cdot \chi \cdot \left[\frac{W \cdot \dot{z}_0 - z_0 \cdot (f_1 \dot{x}_1 + f_2 \dot{y}_1 + f_3 \dot{z}_1)}{W^2} \right]$$

– швидкість зміни тиску в напірній порожнині при прямому ході виконавчого гідроциліндра; $W = W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1$ – поточний об'єм; Q_B – витрати рідини, що проходить через відкритий вібробуджувач.

Рівняння руху абразивної маси

$$\begin{cases} M_A \ddot{z}_A = M_2 z_{A'} + C_A \dot{z}_A + K_A z_A + R_A \text{sign} \dot{z}_A; \\ J_{MA} \ddot{\phi} = J_2 \ddot{\phi}_3 + C_{MA} \dot{\phi}_3 + K_{MA} \phi_3 + R_{MA} \text{sign} \dot{\phi}_3. \end{cases} \quad (9)$$

Висновки

Використання просторової схеми вібронавантаження забезпечує підвищення точності відтворення заданих параметрів вібрації, розширення функціональних

можливостей, зменшення споживаної потужності та розширення діапазону регулювання амплітуди коливань.

Запропонована структурна схема станда з гідроімпульсним приводом для моделювання просторового вібронавантаження, на основі якої було розроблено динамічну та математичну модель робочого ходу.

Література

1. Искович-Лотоцкий Р. Д. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Гуменчук А. А. // Вестн. Машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.
2. Искович-Лотоцкий Р. Д. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібротрибок з декількома робочими ланками / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.
3. Искович-Лотоцкий Р. Д. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий. / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Н. Н. Вирный // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.
4. Искович-Лотоцкий Р. Д. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, Б. Н. Пентюк // Вестник машиностроения. – 1984. – №8. – С. 17–20.
5. Обертюх Роман Романович. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростолы: дис. канд. техн. наук: 05.03.05 / – Обертюх Роман Романович. – М., 1987. – 313 с.
6. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин / Бочаров Ю. А. // Машины и технология обработки металлов давлением. – М. – 1980. – (Тр. МВТУ: № 335) – С. 32–39.
7. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Вибрационные прессы: Обзор. / Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.
8. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. – К.: Техніка, 1982. – 208 с.