

Іскович-Лотоцький Р.Д., Булига Ю.В.

ВИБІР МЕХАНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

У тезах наведено вирішення задачі по вибору механічних параметрів гідроімпульсного приводу вібраційної установки складно-просторового навантаження для очищення внутрішніх поверхонь довгомірних труб великого діаметру. Отримані залежності за допомогою яких, можна визначити оптимальні технологічні режими роботи установки.

В тезисах приведены решения задачи по выбору механических параметров гидроимпульсного привода вибрационной установки сложно-пространственного нагружения для очистки внутренних поверхностей длинномерных труб большого диаметра. Получены зависимости, при помощи которых, можно определить оптимальные технологические режимы работы установки.

Машини, що працюють в циклічних режимах, завдяки своїм перевагам, досить широко використовуються в різних галузях промисловості.

Найбільш яскраво специфічні особливості систем цього класу проявляються у вібраційних установках з гідроімпульсним приводом. Цей тип приводу є найбільш прийнятним для створення установок, призначених для віброабразивної обробки великогабаритних виробів складної конфігурації. Гідроімпульсний привод забезпечує високу питому енергонасиченість, порівняно просте регулювання робочих параметрів складно-просторового вібронавантаження в широкому діапазоні.

Для вирішення задачі по очищенню внутрішніх поверхонь довгомірних труб великого діаметру була запропонована схема складно-просторового режиму вібронавантаження, який забезпечувався сукупністю осьових і кругових коливань виконавчих ланок.

Для реалізації даної схеми був розроблений гідроімпульсний привод, скомпонований у вигляді двох виконавчих гідроциліндрів - лінійного та кутового, керованих одним вібровозбуджувачем.

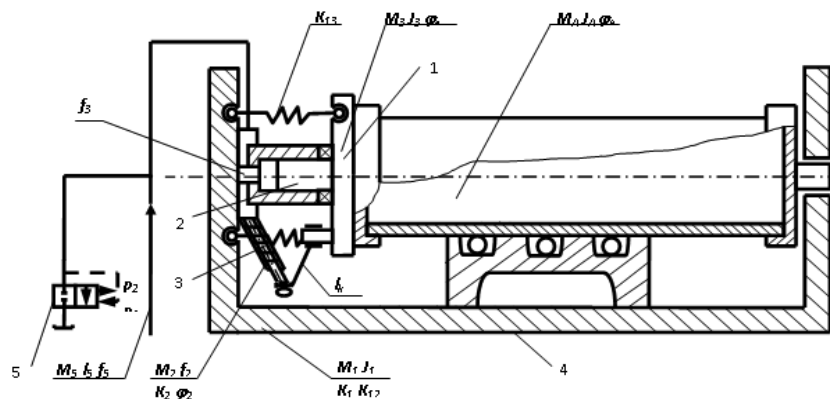


Рисунок 1 - Структурна схема вібраційної установки

При проектуванні нової конструкції вібраційної установки доводиться вирішувати задачі по забезпеченню оптимальних механічних параметрів машини (переміщень робочих ланок, зусиль на робочій ланці) за час здійснення одного робочого ходу під дією зовнішньої сили, яка визначається можливостями гідроімпульсного приводу.

Лінійна математична модель, що описує характер взаємодії основних рухомих ланок віброустановки (рис. 1), дозволяє визначити та дослідити особливості зміни механічних параметрів віброустановки в процесі вібраційного очищення заготовок.

Після деяких перетворень математичної моделі можна записати систему рівнянь, що описує прямий хід виконавчої ланки, яка наглядно демонструє коливальний характер цього руху:

$$\begin{cases} \ddot{z}_3 + 2 \cdot \beta_3 \cdot \dot{z}_3 + \omega_{53}^2 \cdot z_3 + a_3 = \omega_{жс}^2 \cdot z_5 \\ \ddot{x} + 2\beta_2 \cdot \dot{x} + \omega_{52}^2 \cdot x + a_2 = (i_{52} / i_{53}) \cdot \omega_{жс}^2 \cdot z_5 \\ \ddot{z}_a + 2\beta_{3a} \cdot \dot{z}_a + \omega_{3a}^2 \cdot z_a + a_{3a} = A_{3a} \cdot \ddot{z}_3 \\ \ddot{\theta}_a + 2\beta_{2a} \cdot \dot{\theta}_a + \omega_{2a}^2 \cdot \theta + a_{2a} = A_{2a} \cdot \ddot{\theta} \\ Q_H + f_5 \cdot \dot{z}_5 - \left(\frac{f_5 \cdot z_5}{W} + 1 \right) \cdot (f_3 \cdot \dot{z}_3 + f_2 \cdot \dot{x}) = 3Q_H = Q_B \end{cases} \quad (1)$$

де $\beta_3 = C'_5 / 2M_3$, $\beta_2 = C''_5 / 2M_2$, $\beta_{3a} = C_{3a} / 2M_a$, $\beta_{2a} = C_{2\phi} / 2J_{Ma}$ - коефіцієнти демпфування;

$$C'_5 = C_{13} + i_{53}^2 C_5 \left(\frac{\dot{z}_5}{\dot{z}_3} - 1 \right), \quad C''_5 = C_2 + i_{52}^2 C_5 \left(\frac{\dot{z}_5}{\dot{x}} - 1 \right) \quad - \text{зведені коефіцієнти}$$

в'язкого опору руху виконавчих ланок віброустановки;

$$\omega_{53} = \sqrt{(\kappa_{13} + i_{53}^2 \cdot k_5) \div M_3}; \quad \omega_{52} = \sqrt{(\kappa_2 + i_{53}^2 \cdot k_5) \div M_2}; \quad \omega_{жс} = \sqrt{(i_{53}^2 \cdot k_5) \div M_3};$$

$$\omega_{3a} = \sqrt{\kappa_{3a} \div M_3}; \quad \omega_{2a} = \sqrt{\kappa_{2a} \div J_{ma}} \quad - \text{власні частоти системи};$$

$$a_2 = [R_{2a} + R_2 + k_2 \cdot x_{02} + (J_{M2} \cdot i_m \cdot \Theta \div r_2)] \div M_2, \quad a_3 = (R_{3a} + R_{13} + k_{13} \cdot z_{03}) \div M_3,$$

$a_{3a} = R_{3a} / M_a$, $a_{2a} = R_{2a} / J_{Ma}$, $A_{3a} = M_3 / M_a$, $A_{2a} = J_{m2} / J_{ma}$ - сталі складові прискорень ланок системи.

Головною технологічною задачею вібраційної установки є забезпечення максимальних сил різання в зоні взаємодії абразивної маси і оброблюваної поверхні. Максимальну швидкість різання можна отримати при входженні абразивної маси в резонанс. В результаті рішення системи (1) чисельними методами отримуємо функції: $z_3(\omega)$, $z_a(\omega)$, $x(\omega)$, $x_a(\omega)$, які описують поведінку системи при зміні власних частот ω системи, за допомогою яких можна визначити діапазон основних частот з урахуванням обмежень, які накладаються на систему.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бульга Ю.В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей: Дис... канд.техн.наук: 05.02.03. –Винница, 210 с.

2. 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

3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия К.: Техніка, 1982. -576 с.

Искович-Лотоцький Ростислав Дмитрович, д.т.н., професор, Вінницький національний технічний університет, кафедра «Галузеве машинобудування», завідувач кафедри, ВНТУ, тел. +38 (0432) 598-523, 21030, Україна, Вінницька обл., м. Вінниця, вул. Келецька 71, кв. 9.

Булига Юрій Володимирович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, кафедра «Галузеве машинобудування», доцент кафедри, ВНТУ, e-mail: ubulyha@gmail.com, тел. +38 (0432) 598-523, 21030, Україна, Вінницька обл., м. Вінниця, вул. Юності 25, кв. 51.