

УДК 621.979:621

О.Д. Манжілевський, аспір.
Р.Д. Іскович-Лотоцький, д.т.н., проф.
Вінницький національний технічний університет

ПЛУНЖЕРНИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ГІДРОЦИЛІНДР

У даній роботі розглянуто структурно-розрахункову схему плунжерного вібраційного гідроциліндра, а також подано його динамічну та математичну моделі робочого ходу.

Вступ. Постановка проблеми. Обладнання для віброабразивної обробки (ВАО) використовується в машинобудуванні для виконання, наприклад, очистки литих, кованих, штампованих та термооброблених заготовок, деталей та напівфабрикатів виробів різного призначення та широкої номенклатури [1]. Очистка заготовок в багатьох випадках передує виконанню подальших технологічних операцій і грає важливу роль в загальному процесі виготовлення деталей.

Викладення основного матеріалу. Існує досить багато видів ВАО, одними із найбільш ефективних є:

– *Віброабразивна електрохімічна обробка* (рис. 1, а). Суть її полягає в наступному: деталь під'єднана до позитивного полюса джерела струму та занурена у вібруюче абразивне середовище, яке зволожено електролітом необхідного складу, а бункер під'єднано до негативного полюса джерела струму. При увімкненні джерела струму відбувається електрохімічне (анодне) розчинення поверхневого шару оброблюваної деталі і безперервне механічне видалення зернами абразиву продуктів анодного розчинення.

– *Вібротермомеханічна обробка* (рис. 1, б). Суть цього виду ВАО полягає у нагріві оброблюваних деталей, що забезпечується конструкцією робочої камери (для створення високої температури, в основному, використовуються електричні нагрівачі). Охолодження у вібраційних установках здійснюється за допомогою системи циркуляції стислого повітря або змазуючо-охолоджуючої рідини. Вібротермомеханічна обробка може застосовуватись не тільки як зміцнююча операція, але і як стабілізуюча обробка, а також для нанесення деяких видів плівок.

– *Магнітновіброабразивна обробка* (рис. 1, в). Її особливістю є те, що у робочій зоні вібраційної установки створюється постійне або змінне силове магнітне поле, направлене уздовж осі циркуляційного руху робочого середовища, яке переміщується в камері під дією її коливань. Оброблювані феромагнітні деталі встановлюються вздовж

магнітних силових ліній, підвішуються і гальмуються в рухомому середовищі магнітним полем. Робоча камера виконується з діамантним матеріалом (нержавіюча сталь, дюралюміній тощо). Оберігання оброблюваних деталей від взаємних зіткнень в процесі обробки відбувається в результаті їх взаємного відштовхування при одноіменному намагніченні їх кінців.

– *Вібропросторова механічна обробка* (рис. 1, з). Суть цього виду обробки заключається в тому, що до робочої камери (бункера) прикладається трикоординатне (просторове) вібраційне навантаження, що дозволяє відтворювати траєкторії руху робочого середовища довільної форми. Застосування даного типу ВАО забезпечує підвищену точність відтворення заданих параметрів процесу обробки, що суттєво розширює сферу її використання.

Для забезпечення роботи обладнання ВАО використовуються різні приводи: механічний, гідравлічний, пневматичний, електричний, комбінований тощо. Досить широко використовується гідравлічний привод у обладнанні даного типу. Це пояснюється тим, що вібраційний гідравлічний привод має найменші розміри з поміж інших типів приводів при тій же величині потужності, а також здатний створювати вібрації широкого діапазону. Водночас, гідравлічний привод є порівняно складним та містить у собі досить багато складових елементів. Так, гідроімпульсний привод обладнання для ВАО повинен складатися із насосної станції, генератора імпульсів тиску (ГІТ), виконавчих гідроциліндрів, що створюють вібраційне навантаження та робочої ланки (вібраційного бункера).

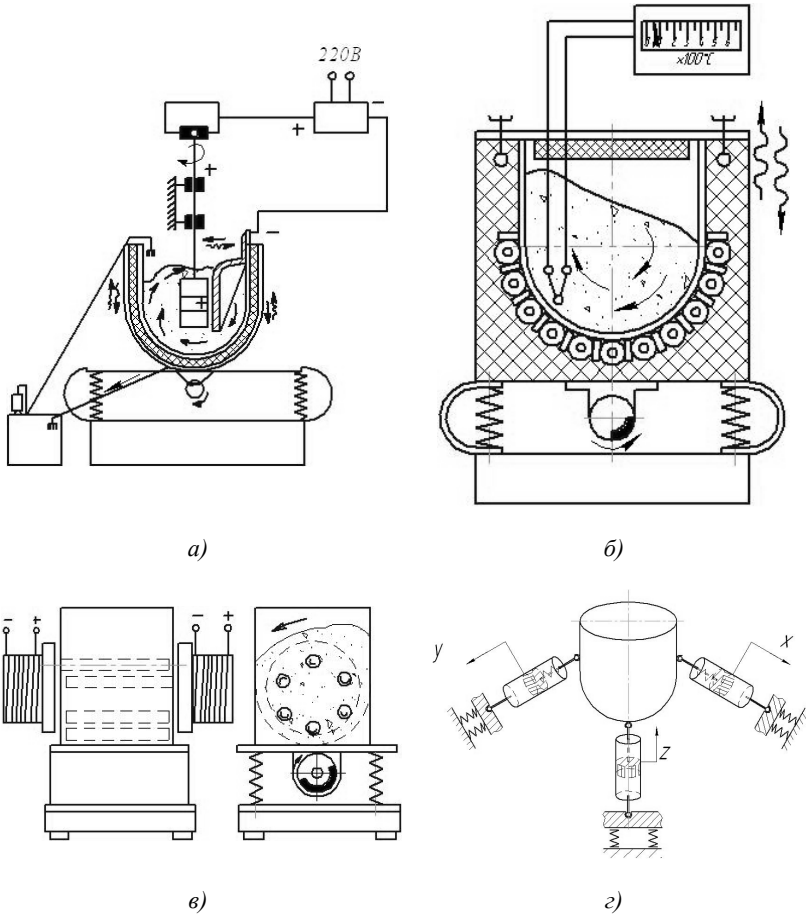


Рис. 1. Види віброобразивної обробки

Для того щоб отримати більш компактний привід нами було запропоновано об'єднати виконавчий гідроциліндр та ГПТ у одному вузлі. В результаті нами було створено плунжерний вібраційний гідроциліндр, структурно-розрахункова схема якого показана на рис. 2.

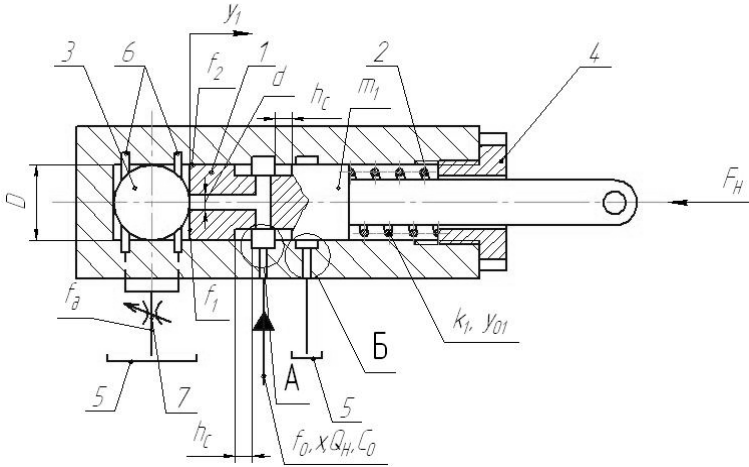


Рис. 2. Плу́нжерний вібраційний гідроциліндр (структурно-розрахункова схема): 1 – поршень-золотник; 2 – пружина; 3 – кулька; 4 – гайка; 5 – бак; 6 – кільцеві проточки; 7, 8 – дрoселі

Згідно зі схемою, плунжерний вібраційний гідроциліндр працює наступним чином. У початковому положенні плунжер 1, що виконує роль золотника, притискується пружиною 2 до кульки 3, яка перекриває канал плунжера. При збільшенні тиску у порожнині А до тиску спрацювання p_1 відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запірному елементі 3, що виконаний у вигляді кульки.

Вказане збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від $S_{n1} = \pi d^2/4$ до $S_{n2} = \pi D^2/4$ ($S_{n2} > S_{n1}$) в момент порушення герметизації посадки запірного елемента 3 на сідло в плунжері 1. В результаті зусилля підйому зростає від $P_{n1} = p_1 S_{n1}$ до $P_{n2} = p_1 S_{n2}$. Зусилля P_{n2} звичайно значно перевищує зусилля настройки пружини $P_{пр} = P_{n1}$, що притискає запірний елемент 3 до сідла у вихідному положенні. Під дією зусилля P_{n2} плунжер переміщується вправо з'єднуючи порожнину А з порожниною зливу Б, відбувається миттєве падіння тиску у гідросистемі до величини p_2 . При цьому зусилля на запірному елементі 3 зменшується до настроюваного значення $P_{n1} = p_2 S_{n2}$ і пружина зможе повернути зплунжер 1 у вихідне положення, притиснувши його до кульки 3. Далі цикл повторюється.

Регулювання частоти спрацювання ГІТ відбувається за рахунок зміни жорсткості пружини 2 за допомогою гайки 4.

Залишки рідини з камери в якій знаходиться кулька 3 будуть витіснятись в бак 5 через кільцеві проточки 6, які з'єднані каналом з лінією зливу. Об'єм рідини, що витискатиметься з порожнини, в якій знаходиться кулька 3, регулюється дроселем 7, що є додатковим механізмом регулювання частоти.

Плунжерний вібраційний гідроциліндр має ряд переваг: технологічність, простота конструкції, легкість керування параметрами створюваного вібраційного навантаження.

Динамічна модель вібраційного гідроциліндра надана на рисунку 3.

При складанні структурно-розрахункової схеми та динамічної моделі віброустановки використовувались наступні позначення: m_1 – маса плунжера; K_1 , K_0 , – лінійна жорсткість пружини 2 (рис. 2) та гідравлічної лінії відповідно; C_1 , C_0 – в'язке тертя у гідроциліндрі; R_1 – сухе тертя елементів гідроциліндра; Q_H – подача насосу; F_H – сила зовнішнього навантаження; f_1 , f_2 та $f_{др}$ – площі поперечного перерізів контактних поверхонь плунжера та дроселя відповідно; x_1 – переміщення маси m_1 вздовж осі абсцис; l_1 , l_2 , l_3 – довжини гідроліній.

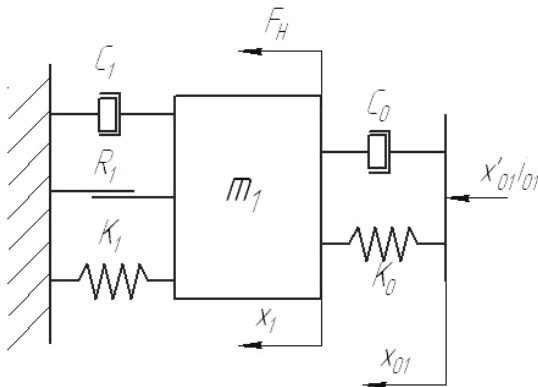


Рис. 3. Динамічна модель віброустановки

При побудові повної динамічної моделі прийнята наступні припущення:

- з урахуванням особливостей конструювання гідросистеми з максимально можливою жорсткістю, що досягається при мінімальних об'ємах гідроліній, робоча рідина представлена «пружною зосередженою моделлю» [2];

- стінки каналів і трубопроводів абсолютно жорсткі;
- хвильові процеси в гідролініях, через не значну їх довжину, на динаміку системи не впливають;

- ударні взаємодії мас ланок у вихідних рівняннях руху не враховуються;
- витoki робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і вихідних рівняннях руху не враховуються;
- гідродинамічні сили, що діють на запірний елемент вібробуджувача, малі в порівнянні з силами переміщення, пружного повернення і опору;
- приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнято постійним на всьому робочому циклі віброустановки;
- гідравлічний опір зливної магістралі малий і тому вихідних залежностях не враховується.

Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки об'єм напірних гідроліній і порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях знехтувати замінивши її безмасовими пружинами із жорсткостями K_0 , K_1 і демпферами в'язкістю C_1 , C_0 [3, 4, 5].

Гідравлічна ланка у вигляді безмасової пружини K_0 та демпфера в'язкістю C_0 , що деформуються з постійною швидкістю $V_0 = Q_H / f_0$ [5],

де $Q_H = const$ – подача гідронасоса; $f_0 = \frac{\sum_1^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_1^n l_i}$ – усереднена

площина напірної гідролінії; l_i і f_i відповідно довжина та площа поперечного перерізу окремих каналів напірної порожнини вібраційного гідроциліндра взаємодіє з масою m_1 через передаточне відношення i_{01} . Пружний та в'язкий опір переміщенню маси m_1 визначається коефіцієнтами жорсткості K_1 , K_0 та в'язкості C_1 , C_0 , а від сухого тертя – силою R_1 , крім того на робочу ланку також діє сила F_H технологічного навантаження.

Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається відомою залежністю [6] для кожної ділянки гідросистеми у вигляді :

$$K_{01} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0 + f_1 \cdot x}, \quad (1)$$

де χ - зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми; W_0 - початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми; f_1 - площа поперечного перерізу плунжера; x - координата переміщення m_1 . Як

правило $W_0 \geq f_1 \cdot x$, тоді $K_0 \approx \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0} = const$.

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

$$\frac{K_{01} \cdot x_{01}}{f_0} = \frac{i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1)}{f_1} \quad (2)$$

Звідки отримаємо

$$i_{01} = \left(\frac{f_1}{f_0} \right) \cdot \left[\frac{x_{01}}{(x_{01} - x_1)} \right], \quad (3)$$

де x_{01} – деформації гідравлічної ланки.

Добуток $i_{01}K_{01}=K_{11}$ є коефіцієнт жорсткості гідросистеми, зведений до m_1 .

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

Використовуючи принцип Даламбера, на основі динамічної моделі робочого ходу (див. рис. 3) запишемо рівняння руху маси m_1 при прямому ході у вигляді

$$m_1 \ddot{x}_1 = i_{01} k_0 (x_{f1} - x_1) - k_1 (x_1 + x_0) - i_{01}^{0.5} C_0 (\dot{x}_{f1} - \dot{x}_1) - C_1 \dot{x}_1 - R - F_H; \quad (4)$$

$$0 \leq x_1 \leq h_c; \quad x_0 \leq x_{0\max}.$$

Щоб отримати однозначний розв'язок рівняння (4), до нього необхідно додати рівняння витрати:

$$Q_H = \dot{x}_0 k_0 f_0^{-1} W_0 + \zeta_1 \pi d h_c \sqrt{2k_0 / \rho} \cdot \sqrt{(x_{f1} i_{01} f_1^{-1})} + Q_{op}, \quad (5)$$

де ζ_1 – коефіцієнт витрати через від'ємні перекриття запірною елемента.

x_{f1} – деформація гідравлічної ланки зведена до площі f_1 .

Висновок. Запропонована структурна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра, на основі якої було розроблено динамічну та математичну модель робочого ходу.

На основі запропонованого обладнання можлива побудова більш компактного вібраційного гідравлічного (гідроімпульсного) приводу з досить широким діапазоном регулювання створюваного вібраційного навантаження. Плунжерний вібраційний гідроциліндр може бути використаний як елемент вібраційного приводу для різноманітного устаткування (обладнання для ВАО, вібраційні конвеєри, вібраційні пристрої завантаження-розвантаження тощо).

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Бабичев А.П.* Основы вибрационной технологии / *А.П. Бабичев, И.А. Бабичев.* – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624 с. ISBN 5-7890-0043-6.
2. *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 / *Обертюх Роман Романович.* – М., 1987. – 313 с.
3. *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.
4. *Искович-Лотоцкий Р.Д.* До питання синтезу схем гідроімпульсних вібростатів з декількома робочими ланками / *Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх* // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – № 1 (2). – С. 82–88.
5. *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.
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.

МАНЖЛІВСЬКИЙ Олександр Дмитрович – аспірант
Вінницького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– спеціальний гідропривід, що використовується в обладнанні для
віброабразивної обробки.

ІСКОВИЧ-ЛОТОЦЬКИЙ Ростислав Дмитрович – доктор
технічних наук, професор, завідувач кафедри Вінницького
національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– спеціальний гідропривід, що використовується в обладнанні для
віброабразивної обробки.

Подано 13.05.2011

