

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРОПРЕСА

Вінницький державний технічний університет

В статье содержатся расчетные аналитические зависимости, которые позволяют определить основные конструктивные параметры вибропрессов с гидроимпульсным приводом для многокомпонентного виброударного нагружения на базе вибропресса ИВПМ. Приводятся рекомендации для выбора наиболее эффективных режимов многокомпонентного виброударного нагружения.

Clause contains settlement analytical dependences, which allow to define the basic design data vibropresses with a hydropulse drive for multicomponent vibroblooming loading on base vibropress IVPМ. The recommendations for a choice of the most effective modes multicomponent vibroblooming loading are resulted.

Застосування вібропресів з гідроімпульсним приводом для багатокомпонентного віброударного навантаження (БКВН) дозволяє отримувати високоякісні заготовки виробів складної конфігурації і великих габаритів з непластичних порошкових матеріалів. В ряді випадків подібне обладнання найбільш доцільно створювати на базі промислових зразків інерційних вібропрес – молотів (ІВПМ) [1], оскільки це дозволяє зменшити його металоемність та вартість, збільшити енергоємність. Підвищити ефективність вібропресів для БКВН дозволяє також визначення їх раціональних конструктивних параметрів, що залежать від оптимальних параметрів режимів вібронавантаження. Останні, в свою чергу, визначаються заданими міцністю та щільністю заготовок. У зв'язку із вищевикладеним, розробка методики проектного розрахунку вібропресового обладнання для БКВН, являє собою актуальну задачу.

При створенні методики використані результати теоретичних і експериментальних досліджень вібропресів для БКВН і віброзбуджувачів гідроімпульсного приводу [2, 3, 4], а також досвід проектування й експлуатації ІВПМ [1].

На рис. 1 подана узагальнена структурна схема вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВПМ, на якій позначені такі параметри: l_0, l_1, \dots, l_8 – довжини гідроліній; d_0, d_1, \dots, d_8 і f_0, f_1, \dots, f_8 – їх діаметри і площі поперечного перерізу; $l_{r.a}, d_{r.a}, f_{r.a}$ і l_k, d_k, f_k – довжини, діаметри і площі поперечних перерізів акумуляторної гідролінії і гідролінії керування; S_a, V_a і S_p, V_p –

площі поперечного перерізу та робочі об'єми порожнин гідроакумулятора та розподільчої; Q_1, Q_2 – подачі насосів гідроімпульсного та допоміжного приводів; $S_{пл}, S_{пор}, S_{п.д}, S_{ш.д}$ – площі поперечного перерізу плунжера основного та додаткових гідроциліндрів гідроімпульсного приводу, ефективні площі поршня допоміжного гідроциліндра з боку поршневої та штокової порожнин; $m_{п.ф}, m_{заг}, m_c, m_{р.т}, m_{п}, m_{i.в}, m_{пл}, m_{пор}$ – маси прес-форми, заготовки, вібростола, рухомої траверси, пуансона, інерційних вантажів, плунжера основного гідроциліндра, поршнів додаткових гідроциліндрів; c_{y1}, c_{y2} – жорсткості пружин повернення вібростола та штоків додаткових гідроциліндрів; $x_{ц1}, x_{ц2}, x_{ц3}$ – переміщення вібростола та штоків додаткових гідроциліндрів; $p_{ц1}, p_{ц2}, p_{ц3}$ – тиски в робочих порожнинах основного та додаткових гідроциліндрів.

Багатокомпонентне навантаження заготовки забезпечується при зворотно-поступальних переміщеннях вібростола відносно вертикальної осі, інерційному навантаженні зверху, що створюється пунсоном, траверсою та інерційними вантажами, а також бокових ударних впливах на прес-форму з боку додаткових гідроциліндрів. Крім цього, допоміжний гідроциліндр може забезпечувати додаткове статичне зусилля на заготовці.

Основними параметрами БКВН, розрахункові або експериментально встановлені значення яких повинні бути досягнуті при формоутворенні складнофасонних або великогабаритних

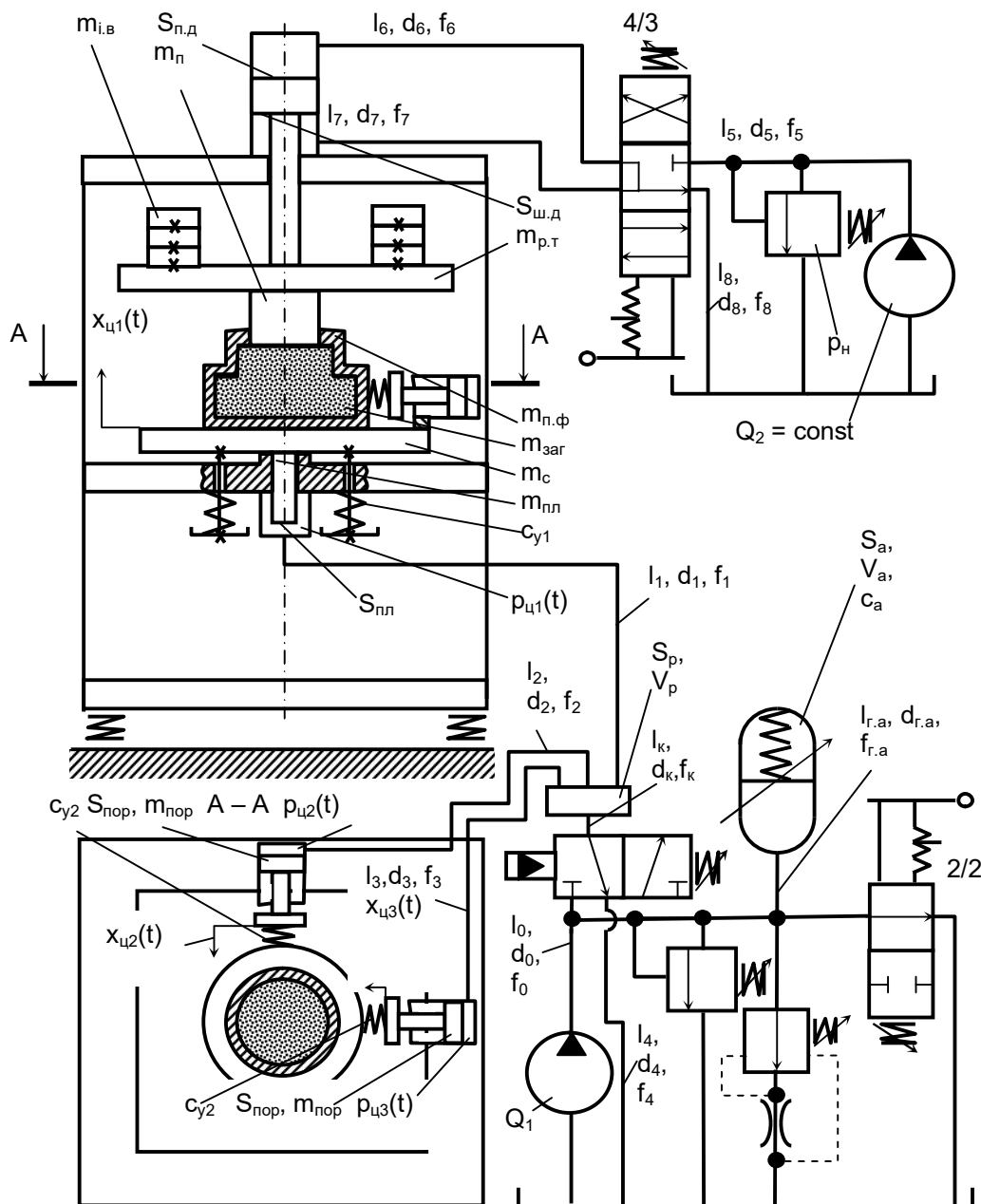


Рис. 1. Узагальнена структурна схема вібропреса з гідроімпульсним приводом для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базової моделі ІВРМ

заготовок виробів з непластичних порошкових матеріалів на інерційних вібропресах з гідроімпульсним приводом, є: амплітудне значення осьового тиску $p_{o.з.а}$ в матеріалі заготовки і прискорення $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$, . . . , $a_{ц.п.а}$ штоків додаткових гідроциліндрів гідроімпульсного привода в момент їх ударної взаємодії з прес-формою.

Чисельні значення зазначених параметрів використовуються в якості основних вихідних даних при розрахунку параметрів привода вібропреса для БКВН:

- діаметрів $d_{п1}$, $d_{п2}$, . . . , $d_{п.п}$ плунжерів (поршнів) гідроциліндрів;
- жорсткостей c_{y1} , c_{y2} , . . . , $c_{y.п}$ пружин пружного повернення вібростола і штоків (плунжерів) додаткових гідроциліндрів;

- жорсткості пружини c_a і робочого об'єму V_a гідроаккумулятора;

- середніх значень потрібних подачі Q_1 насоса і потужності N_{e1} електродвигуна насосної установки для вибору їх типорозмірів.

Додаткові вихідні дані для розрахунку: характеристика віброзбуджувача (число каскадів, схема розподілу, тип конструктивного виконання запірних елементів, величини тисків відкриття p_1 і закриття p_2 , швидкодія $t_{ш}$, тривалість t_b відкриття, максимальна частота v_{max} проходження генерованих імпульсів); параметри робочої рідини (густина, модуль об'ємної пружності E_p , процентний зміст нерозчиненого повітря V_r); параметри, що характеризують заготовку (площа її відкритої поверхні $S_{зар}$ з боку пуансона і склад матеріалу).

Під час математичного моделювання вібропреса для БКВН [2], в результаті якого була укладена методика його проектного розрахунку використана "пружна зосереджена" модель [5], у якій рідина має в'язкість і стисливість, а основні параметри мас, пружних і деформованих елементів розглядаються приведеними. Дане припущення є коректним у зв'язку із виконанням умови про те, що частота періодичного впливу вібробудувача (підключеного за схемою „на вході” [1]) на гідромеханічну систему досліджуваного вібропреса $\tau = t_k^{-1}$ менше її першої резонансної частоти [3]. Також не враховуються маси станини, клапанів вібробудувача і сили сухого тертя, окрім тих, що діють в ущільненнях штока допоміжного гідроциліндра на режимах зі статичним притисканням [2].

Жорсткість c_a визначається з умови стійкої роботи гідроакумулятора

$$\omega_a = [1/(1/c_a + 1/c_{п.а.пр} + 1/c_{г.а.пр}) (m_a + m_{а.р} + m_{г.а.р})]^{1/2} \geq (3 \dots 2) \rho \cdot n_{max}, \quad (1)$$

де ω_a - власна частота поршня гідроакумулятора; $c_{п.а.пр}$, $c_{г.а.пр}$ - приведені до площі S_a коефіцієнти жорсткості порожнини гідроакумулятора й гідролінії $l_{г.а}$; m_a , $m_{а.р}$, $m_{г.а.р}$ маси поршня гідроакумулятора і робочої рідини у його порожнині та у гідролінії $l_{г.а}$, приведені до перерізу S_a .

Потрібна максимальна подача насоса визначається за формулою

$$Q_{1max} = n_{max} / (1 - t_b n_{max}) [V_{а.о} (p_1 - p_2) / E_{пр.а.о} + c_a (x_{а.маx} + x_{0.а})^2 / (p_1 + p_2)], \quad (2)$$

де $V_{а.о}$ - об'єм гідросистеми, що акумулює; $E_{пр.а.о}$ - приведений модуль об'ємної пружності гідросистеми до вібробудувача; $x_{а.маx}$, $x_{0.а}$ - регульована максимальна величина ходу поршня і попередній стиск пружини гідроакумулятора.

Жорсткість c_{y1} розраховується з умови забезпечення часткового або повного розвантаження заготовки від дії осьового пресового зусилля. Після припинення дії на плунжер основного гідроциліндра тиску $p_{ц1max}$ вібростіл разом із траверсою продовжують переміщуватись уверх під дією інерційних сил. Розвантаження заготовки здійснюється за рахунок більш ефективного гальмування вібростола у порівнянні із траверсою.

$$c_{y1} \leq P_{ст} (0,75 m_l - 0,25 m_{лпр}) / m_{лпр} x_{0,y1}, \quad (3)$$

де $P_{ст}$ - зусилля статичного притискання; m_l - маса вертикальної робочої ланки основного привода, що включає маси $m_{пл}$, $m_{к.д.ц}$ (корпусів додаткових гідроциліндрів), $m_{пор}$, m_c , $m_{п.ф}$, $m_{зар}$ (для попереднього розрахунку використовуємо значення вказаних параметрів базового

вібропреса); $m_{лпр}$ - маса траверси, що враховує маси m_n , $m_{i.в}$, а також маси рідини у підсистемі допоміжного привода приведені до $S_{пл}$ ($m_{лпр}$ може бути визначене виходячи із питомого зусилля статичного притискання на заготовці $S_{зар}$ з боку пуансона, що забезпечує запобігання руйнування її верхніх шарів, - визначається в межах 0,1 . . . 1,0 МПа [6], причому менші значення (< 0,3) вибираються для порошкових матеріалів з меншим змістом зв'язувальних речовин - до 10%); $x_{0,y1}$ - попередній стиск пружин вібростола, яким можна задатись використовуючи експериментальну залежність $\rho_{о.з.а} - x_{0,y1}$.

Діаметри $d_{пл}$ і $d_{пор}$ розраховуються виходячи з умов забезпечення заданих $\rho_{о.з.а}$ і $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$:

$$d_{пл} = (4(\rho_{о.з.а} S_{зар} + c_{y1} x_{0,y1} - P_{ст} + (m_l + 2 \cdot m_{пор} - m_{л.пр}) v_{ц1п} / t_{в.і1}) / \rho p_{ц1max})^{1/2},$$

$$d_{пор2} = (8(m_{пор} a_{ц2а} + c_{y2} (x_{0,y2} + x_{ц2max}) + b_{г2} v_{ц2к}) / \rho \cdot (p_{ц2max} + p_3))^{1/2}, \quad (4)$$

$$d_{пор3} = (8(m_{пор} a_{ц3а} + c_{y2} (x_{0,y3} + x_{ц3max}) + b_{г3} v_{ц3к}) / \rho \cdot (p_{ц3max} + p_3))^{1/2}.$$

В формулах (4) $v_{ц1п}$ - початкова швидкість плунжера основного гідроциліндра на етапі робочого ходу, $v_{ц2к}$, $v_{ц3к}$ - кінцеві швидкості поршнів додаткових гідроциліндрів в момент їх ударної взаємодії зі стінкою прес-форми, $t_{в.і1}$ - тривалість збільшення тиску в робочій порожнині основного гідроциліндра до максимального значення $p_{ц1max}$, $p_{ц2max}$, $p_{ц3max}$ - максимальні величини тисків в поршневих порожнинах додаткових гідроциліндрів - визначаються розв'язуванням систем рівнянь, що описують хвильові та ударні явища в підсистемі гідроімпульсного привода на етапі відкриття вібробудувача; $b_{г2}$, $b_{г3}$ - коефіцієнти в'язкого демпфірування при переміщенні поршнів додаткових гідроциліндрів; p_3 - тиск зливу.

Отримані значення $d_{пл}$, $d_{пор}$ округлюють до найближчих більших зі стандартного ряду.

Потужність електродвигуна основного привода визначається з врахуванням заданої максимальної величини тиску p_{1max} відкриття вібробудувача

$$N_{e1} = Q_{1max} p_{1max} (1 - p_2 / p_1) / \eta_n \eta_e \eta_m, \quad (5)$$

де η_n , η_e , η_m - ККД насоса, електродвигуна і муфти, відповідно.

При формоутворенні заготовок способом БКВН більш ефективними режимами навантаження слід вважати ті, при яких додаткові ударні імпульси прикладаються до прес-формі в горизонтальних або похилих площинах і впливають на неї у продовж часу гальмування вібростола на етапі робочого ходу

уверх й особливо - на етапі його холостого ходу вниз до ударної взаємодії із заплечиками вертикального гідроциліндра. У зазначені проміжки часу має місце часткове або повне розвантаження заготовки від вертикального пресового зусилля $p_{o,3}$, рухомість часток матеріалу максимальна і прикладання до заготовки додаткових вібраційних або віброударних імпульсів забезпечить більш високу щільність їх укладки.

Для здійснення даних ефективних режимів БКВН на вібропресі із паралельним приєднанням гідроциліндрів гідроімпульсного привода необхідно підібрати параметри гідроліній l_1, l_2, l_3 (геометричні розміри і піддатливість стінок), значення приведених мас $m_1, m_{II,пр}, m_{пор}$ рухомих робочих ланок, жорсткостей c_{y1}, c_{y2} пружин повернення, діаметрів $d_{пл}, d_{пор}$ гідроциліндрів, при яких би забезпечувалися необхідні величини запізнень $t_{o,32}, t_{o,33}$ ударних взаємодій штоків додаткових гідроциліндрів з поверхнею прес-форми відносно моменту початку відкриття основного запірного елемента віброзбуджувача. В даному випадку хвильові явища в об'ємі гідросистеми гідроімпульсного привода, що приєднується, мають і позитивне значення.

Робочий хід вібростола починається в момент часу $t_1 = t_{31} = t_{п1} + t_{в,і1}$ від початку відкриття віброзбуджувача, де t_{31} - запізнення (зсув по фазі) початку робочого ходу плунжера основного гідроциліндра і зв'язаних з ним рухомих ланок; $t_{п1}$ - тривалість проходження прямої першої після відкриття віброзбуджувача ударної хвилі робочої рідини до порожнини гідроциліндра. Даний момент відповідає закінченню дії імпульсу сили K_{i1} , створюваного ударним тиском протягом $t_{в,і1}$. Вище вже згадувалась умова щодо частоти періодичного впливу віброзбуджувача на гідромеханічну систему вібропреса. З врахуванням її можна зробити припущення (коректність припущення підтверджена теоретично й експериментально) про вільне переміщення вібростола по закінченні дії імпульсу K_{i1} . Тому, час від моменту початку відкриття віброзбуджувача до моменту закінчення робочого ходу вібростола визначається як

$$t_2 = t_{31} + t_{п1} = t_{31} + T_{ц1} / 4, \quad (6)$$

де $t_{п1}$ - тривалість гальмування вібростола; $T_{ц1}$ - період власних коливань приведеної маси $m_{пр1}$, що враховує маси $m_1, m_{II,пр}$ і $m_{пор}$.

Холостий хід вібростола закінчується в момент часу $t_3 = t_{31} + T_{ц1} / 2$.

Проміжки часу від початку другого етапу спрацьовування основного привода до моментів ударної взаємодії штоків додаткових гідроциліндрів з поверхнею прес - форми можна знайти за допомогою залежностей

$$t_4 = t_{o,32}; \quad (7)$$

$$t_5 = t_{o,33}.$$

З врахуванням вищевикладеного, умови запізнювання прикладання до прес-форми додаткових ударних імпульсів зовнішніх сил у горизонтальній площині відносно моменту початку відкриття віброзбуджувача, що забезпечує більш високі результуючі параметри щільності одержуваних заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів мають вигляд

$$t_{31} < t_{o,3i} < t_{31} + T_{ц1} / 4, \quad (i = 2, 3); \quad (8)$$

$$t_{31} + T_{ц1} / 4 < t_{o,3i} < t_{31} + T_{ц1} / 2, \quad (i = 2, 3). \quad (9)$$

Більш ефективним, з погляду збільшення результуючої густини, слід вважати прикладання додаткових силових впливів на етапі холостого ходу вібростола - умова (9), - особливо в режимах навантаження зі статичним притисканням пуансона до заготовки.

Умови (8, 9) накладають додаткові обмеження на вибір конструктивних параметрів гідроімпульсного привода проектного вібропреса для БКВН.

Запропонована методика дозволяє розробити програму проектного розрахунку на ЕОМ параметрів приводів вібропресів для БКВН, а також спеціального обладнання, що використовується для ущільнення будівельних сумішей і випробовування деталей та вузлів машин.

Література

1. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и виброударного действия. - Киев: Техніка, 1982. - 208 с.
2. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. Математическая модель гидроимпульсного привода вибропреса для многокомпонентного нагружения // Вестник Национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт". Машиностроение. - 1999. - Т.1. - С. 50 - 57.
3. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. О динамике срабатывания запорного элемента вибровозбудителя гидроимпульсного привода. //Вибрации в технике и технологиях. - 1998. - №1 (5). - С. 22 - 25.
4. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. Экспериментальные исследования гидроимпульсного привода многокоординатного вибростенда. //Вибрации в технике и технологиях. - 1998. - №1 (5). - С. 19 - 21.
5. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1980. - С. 12-40. - (Тр. МВТУ; №335).
6. Вибропрессование фасонных шамотных изделий / В. Т. Олейник, В. М. Ям, В. В. Власов и др. // Огнеупоры. - 1978. - №6. - С.32-34.