

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.74

Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, А. В. Слабкий
Вінницький національний технічний університет,
кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ВІБРОПРЕС-МОЛОТА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

© Іскович-Лотоцький Р. Д., Міськов В. П., Слабкий А. В., 2014

Наведено вимоги, що висуваються до приводу вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням та шляхи їх забезпечення. Описано процес поетапного спрацювання комплексу, на основі чого будується спрощена динамічна модель з подальшим її розв'язанням у вигляді системи рівнянь. Також подані результати математичного дослідження.

Ключові слова: вібропрес-молот, гідрравлічний привод, електрогідрравлічне керування, динамічна модель, математична модель.

The article presents the requirements imposed on a vibro-hammer drive with an electrohydraulic control system and the ways to support them. The process of gradual drawdown complex is described, on the basis of which, a simplified dynamic model and its further solver, such as a system of equations, are built. The results of mathematical research are also presented.

Key words: vibro-hammer, hydraulic drive, electrohydraulic control system, dynamic model, mathematical model.

Вступ. Розроблення вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням потребує не лише знання робочих характеристик окремих елементів, а також їх сумісне теоретичне дослідження, що подано у вигляді динамічних та математичних моделей. Такий підхід дозволяє значно ширше розглянути усі можливості використання такої системи і за допомогою комп'ютерних технологій теоретично змодельовати процеси, що відбуваються під час роботи комплексу.

Постановка проблеми. Для ефективного теоретичного та практичного дослідження вібропрес-молота з електрогідрравлічним керуванням необхідно визначити його основні робочі та конструктивні характеристики, що визначають технологічні можливості. Математично описати процеси, щоб спрогнозувати та оцінити робочі параметри.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням вібропресового обладнання займались науковці кафедри МРВОАВ Вінницького національного технічного університету Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх та інші. Їхні дослідження ґрунтувались на гідромеханічному керуванні з використанням генераторів імпульсу тиску (ГІТ) параметричного спрацювання. Але вимоги сучасного виробництва все ширше потребують використання автоматизованих систем з комп'ютерним керуванням, що змушує модернізувати раніше відоме обладнання та шукати нові конструктивні та наукові рішення.

Виклад основного матеріалу. Вібропрес-молот з електрогідравлічним керуванням (ВМ з ЕГК) є комплексом елементів, для загального забезпечення робочих процесів якого висуваються такі вимоги:

- сумарний об'єм напірної порожнини вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням, з метою досягнення максимально можливої жорсткості гідросистеми машини повинен бути мінімальним для заданого умовного проходу гідроканалів;

- гідросистема приводу повинна бути обладнана холодильником для ефективного відведення надлишкової теплоти, що виділяється внаслідок високочастотних коливань тиску в рідині зі значною амплітудою;

- через високу частоту проходження імпульсів тиску зі значною амплітудою, установка фільтрів у напірній гідролінії приводу не допустима, оскільки фільтри з умовним проходом, який відповідає умовному проходу напірної гідролінії, створюють значний опір перетіканню робочої рідини, а використання фільтрів із надлишковою пропускною здатністю збільшує сумарний об'єм напірної порожнини;

- у гідравлічній системі з максимальною амплітудою вібрацій виконавчої ланки (стола або штовхача) $H \leq 2$ мм не слід використовувати рідинні циклові гідроаккумулятори, оскільки вони збільшують початковий об'єм напірної порожнини, що унеможливує реалізацію високочастотного режиму вібронантаження на виконавчій ланці ВМ;

- гідролінії, що з'єднують електромагнітний клапан з виконавчим двигуном та цикловим гідроаккумулятором повинні мати мінімально можливу довжину для зменшення втрат енергії імпульсу тиску;

- запірні елементи гідроімпульсного приводу (ГІП) повинні мати мінімально необхідні переміщення;

- достатні для пропускання з допустимою швидкістю потоку розрахункової кількості рідини в момент його спрацювання;

- конструкція ГІП повинна забезпечувати в заданих межах амплітудно-частотної характеристики через зміну властивостей робочої рідини в наслідок її нагрівання під час тривалої роботи приводу;

- конструктивна будова та компоновка приводу загалом повинна забезпечувати простоту в керуванні, технічному обслуговуванні, ремонтах та налагодженнях на інші режими роботи;

- швидкодія апаратної частини (давачі тиску і переміщення) та компонентів системи керування повинна перевищувати швидкодію роботи електрогідравлічного клапана.

Реалізувати поставлені вимоги до вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням можливо виконанням таких конструктивних та технологічних заходів:

- 1) для забезпечення мінімального сумарного об'єму напірної порожнини гідросистеми приводу напірні гідроканали виконуються гранично короткими, для чого всі внутрішні гідравлічні комунікації організуються системою отворів, в так званому “розподільному паралелепіпеді (плиті)”, до граней якого стиковим способом кріпляться всі основні гідроапарати приводу (виконавчий гідродвигун, електрогідравлічний клапан, регулятор потоку, розподільник, запобіжний клапан тощо);

- 2) гідронасос з приводним електродвигуном встановлюється на спеціальній платформі, яка кріпиться на станині близько до розподільного паралелепіпеда і оснащується пристроями точної орієнтації (гвинтовим або клиновим) напірного отвору гідронасоса відносно вхідного отвору розподільного паралелепіпеда;

- 3) захист гідросистеми приводу від забруднення виконується за допомогою встановлення вхідного фільтра на гідролінії всмоктування гідронасоса;

- 4) охолодження робочої рідини доцільно здійснювати за допомогою охолоджувальних змійовиків, вбудованих у зливний відсік гідробака;

- 5) для вібраційних машин з номінальним тиском “спрацювання” $p_1 \leq 12,5$ МПа слід використовувати шестеренні гідронасоси типу НШ, які малочутливі до дії змінного тиску з великою амплітудою в імпульсі, а для $p_1 \geq 12,5$ МПа – плунжерні гідронасоси з обладнанням вібраційних машин пристроями розвантаження гідронасоса від змінної складової тиску [1];

б) для забезпечення у ВМ високочастотного режиму вібронавантаження технологічного об'єкта з амплітудою вібрації $H \geq 2$ мм необхідно застосовувати циклові пружинні гідроаккумулятори, оснащені регуляторами тиску зарядження (пристроями регулювання попередньої деформації пружин, що навантажують плунжер гідроаккумулятора), оскільки гідроаккумулятори такого типу мало змінюють сумарний об'єм напірної порожнини і гідравлічну жорсткість гідросистеми приводу;

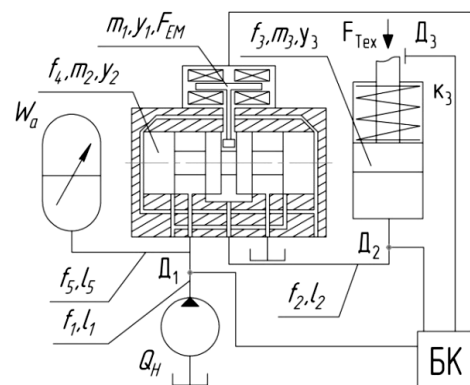
7) блок керування ГПІ та підсилювач електричного струму повинен знаходитись у зручному для керування місці та бути надійно захищеним від вібрації та різних електричних шумів.

Розроблення динамічної моделі вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням ідеалізованої технологічної ВМ з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого електрогідравлічним трілінійним двопозиційним клапаном, доцільно розпочати з розгляду структурної схеми (рис. 1).

Вібропрес-молот з електрогідравлічним керуванням складається з блока керування БК, до якого приєднані давачі тиску D_1, D_2 , які дають значення тиску у нагнітаючій та виконавчій гідролінії ВМ, давач переміщення D_3 , що визначає переміщення поршня виконавчого циліндра y_3 , а також електрогідравлічний клапан ЕК, в якому електромагніт через штовхач з'єднаний з золотником. Також ВМ з електрогідравлічним керуванням містить гідронасос, який через гідролінію нагнітання, внутрішні канали електрогідравлічного клапана та виконавчу гідролінію з'єднаний з робочою порожниною виконавчого циліндра. Використання циклового гідроаккумулятора у гідроімпульсному приводі слугує для акумуляції додаткового об'єму рідини, що використовується під час робочих циклів вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням.

Привод ВМ з ЕГК працює так. Насос працює з постійною продуктивністю Q_H , забезпечуючи подачу рідини у систему та зарядження циклового гідроаккумулятора. Під час досягнення у нагнітаючій порожнині робочого тиску p_1 , значення якого фіксується давачем тиску D_1 і подається у блок керування. З БК надходить відповідний сигнал на електромагніт електрогідравлічного клапана, в результаті чого електромагніт переміщується у крайнє праве положення, який через жорсткий штовхач забезпечує взаємне переміщення золотника електрогідравлічного клапана. Результатом такого переміщення золотника є перегідання рідини з нагнітаючої порожнини через внутрішні канали електрогідравлічного клапана та виконавчу гідролінію у робочу порожнину виконавчого гідроциліндра та взаємного розрядження циклового гідроаккумулятора, що зумовлює переміщення поршня виконавчого циліндра, яке фіксується давачем переміщення D_3 .

Рис. 1. Структурна схема гідроімпульсного приводу вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням: БК – блок керування; m_1, y_1 – маса та переміщення якоря ЕГК; f_4, m_2, y_2 – площа перерізу, маса та переміщення золотника електрогідравлічного клапана; f_1, l_1 – площа поперечного перерізу та довжина нагнітаючої гідролінії; f_2, l_2 – площа поперечного перерізу та довжина робочої гідролінії; f_3, m_3, y_3 – площа поперечного перерізу, маса та переміщення поршня виконавчого циліндра, до якого кріпиться стіл ВМ; W_a – об'єм циклового гідроаккумулятора; Q_H – подача насоса; D_1, D_2 – давачі тиску; D_3 – давач переміщення; F_{EM} – тягове зусилля електромагніту; F_{Tex} – технологічне зусилля, що діє на шток виконавчого циліндра



Значення тиску у виконавчій гідролінії фіксується давачем тиску D_2 . Потім, через заданий проміжок часу, з моменту подавання сигналу на електромагніт ЕГК, з блока керування подається

ще один відповідний сигнал на ЕГК, який забезпечує переміщення якоря ЕГК та через жорсткий штовхач переміщення золотника ЕГК у крайнє ліве положення, що зупиняє витікання рідини з нагнітаючої гідролінії у систему, та забезпечує витікання рідини з робочої порожнини виконавчого гідроциліндра через виконавчу гідролінію та внутрішні канали електрогідравлічного клапана у бак. Після чого цикл повторюється. Використання блока керування та давачів тиску D_1, D_2 і переміщення D_3 , дає змогу відслідковувати зміни параметрів тиску у приводі та відповідне переміщення штока виконавчого гідроциліндра, а також робити відповідні корективи або зміну робочих параметрів у технологічний процес, на відстані та безпосередньо під час роботи.

Під час аналізу динаміки вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням, робочий процес можна розподілити на такі умовні фази:

- 1) зростання тиску у нагнітаючій порожнині до заданого значення p_1 ;
- 2) подання електричного імпульсу з блока керування на електромагніт електрогідравлічного клапана;
- 3) переміщення якоря електромагніту та відповідне переміщення золотника електрогідравлічного клапана у праве положення, відкриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої гідролінії у виконавчу, та переміщення поршня у виконавчому циліндрі;
- 4) повне відкриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої у робочу гідролінію, зменшення тиску у нагнітаючій гідролінії і розрядження циклового гідроаккумулятора;
- 5) подавання електричного сигналу з блока керування на електромагніт ЕГК;
- 6) переміщення якоря електромагніту та відповідне переміщення золотника електрогідравлічного клапана у ліве положення, закриття каналу, через який витікає рідина з нагнітаючої у робочу гідролінію, відкриття каналу, через який рідина з робочої порожнини під дією технологічного зусилля на поршень виконавчого циліндра, витікає у бак;
- 7) постійне відслідковування зміни тиску та переміщення поршня виконавчого циліндра за допомогою давачів.

Розділимо роботу на фази. Очікувані переміщення штока виконавчого циліндра, якоря електромагнітного клапана та відповідні зміни вхідного сигналу та зміна тиску зображені на рис. 2.

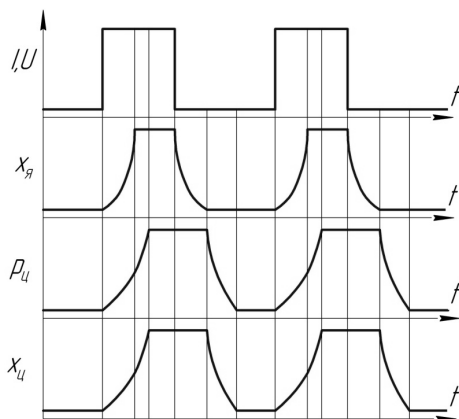


Рис. 2. Очікуваний характер зміни параметрів у гідроімпульсному приводі з електрогідравлічним керуванням

Для полегшення математичного аналізу, що описує динаміку реального гідроімпульсного приводу, приймаємо такі припущення:

- 1) фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності, густина, динамічна в'язкість) постійні на всіх фазах робочого циклу гідроімпульсного приводу;
- 2) через малу довжину гідроканалів вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням хвильовими процесами можна знехтувати;
- 3) коефіцієнти витрат через відповідні перерізи є сталими величинами;
- 4) термодинамічний процес в гідросистемі – ізотермічний;
- 5) зміна тиску в керуючих порожнинах внаслідок малого їх об'єму відбувається миттєво;

б) зважаючи на порівняно малі швидкості запірних елементів ВМ з електрогідравлічним керуванням та невелику їх масу, ударними явищами в кінці ходів нехтуємо;

7) витоки рідини через золотникові перекриття і зазори між поверхнями напрямних частин та спряженими з ними поверхнями малі порівняно з потоками під час комутації розподільних елементів і у рівняннях витрат не враховуються;

Провівши опис та аналіз структурно-розрахункової схеми, доцільно перейти до розгляду динамічної моделі, яка зображена на рис. 3.

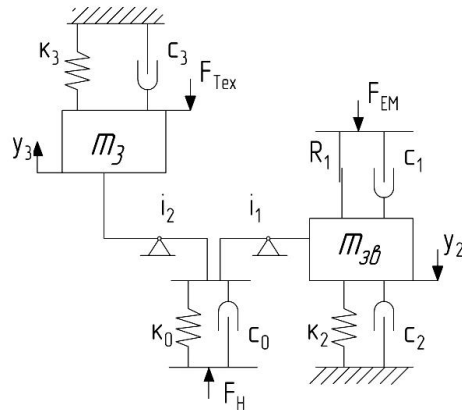


Рис. 3. Спрощена динамічна модель гідроімпульсного приводу:

m_{36} – зведена маса якоря та золотника електрогідравлічного клапана; m_3 – зведена маса поршня виконавчого циліндра та виконавчої ланки, що до нього кріпиться; F_{EM} – сила тяги електромагніту; F_{mex} – технологічне зусилля, що діє на поршень виконавчого циліндра; F_H – зусилля, яке створює насос; y_1, y_2 – відповідне переміщення якоря, золотника електромагнітного клапана та поршня виконавчого циліндра; R_1, c_1 – коефіцієнти, які враховують видовження якоря електромагніту ЕГК y_1 , силу струму I та сухе тертя; k_2, c_2 – жорсткість та в'язкість рідини у крайніх порожнинах золотника; k_3, c_3 – жорсткість пружини та коефіцієнт в'язкого тертя у виконавчому циліндрі; k_0, c_0 – жорсткість та в'язкість гідравлічної системи, що залежить від сумарного об'єму напірної $W_2 = W_0 + W_a$ та зливної W_{23} гідроліній; c_1, c_2, c_3 – коефіцієнти в'язкого опору; i_1, i_2 – передаточні відношення, що залежать від площі поперечного перерізу нагнітаючої гідролінії f_0 та площами поперечного перерізу внутрішніх каналів електрогідравлічного клапана f_1 і виконавчої гідролінії f_2 .

Враховуючи, що жорсткість штока, через який передається зусилля від якоря електромагніту до золотника, та його прогин достатні для того, щоб забезпечити жорстке передавання тягового зусилля якоря F_T на золотник, в подальших розрахунках враховуватись не буде. Зважаючи на таке спрощення, маси якоря m_1 і золотника m_2 розглядаємо як зведену масу m_{36} .

Математичним описом спрощеної динамічної моделі прямого ходу є система рівнянь, що наведена нижче:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_{3П} = i_2 k_0 (y_{02} - y_{3П}) - k_3 y_{3П} - i_2^{0.5} c_0 (\dot{y}_{02} - \dot{y}_{3П}) - c_3 y_{3П} - F_{mex}; \\ m_{36} \ddot{y}_{2П} = F_{EM} - k_2 y_{2П} - (c_1 + c_2) \dot{y}_{2П} - R_1 y_{2П}. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_{3П} = F_{mex} - i_2 k_0 (y_{02} - y_{3П}) + k_3 y_{3П} - i_2^{0.5} c_0 (\dot{y}_{02} - \dot{y}_{3П}) - c_3 y_{3П}; \\ m_{36} \ddot{y}_{2П} = F_{EM} - i_2 k_0 (y_{01} - y_{23}) - i_1^{0.5} c_0 (\dot{y}_{01} - \dot{y}_{23}) - k_2 y_{23} - (c_1 + c_2) \dot{y}_{23} - R_1 y_{23}. \end{cases} \quad (2)$$

Для перевірки результатів динамічної моделі слід виконати математичні дослідження. Як відомо швидкодія переміщення стола вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням

залежить від швидкості переміщення золотника електрогідравлічного клапана x'_3 , що забезпечує миттєве перетікання рідини через канали ЕГК у виконавчу гідролінію W_B та робочу порожнину виконавчого циліндра W_{II} . Таке переміщення золотника забезпечується швидкістю переміщення якоря ЕМЕК $x'_я$, що описується рівнянням руху:

$$m_1 \frac{d^2 x_я}{dt^2} = F_T(U, I) - F_{II}(x_я) - F_c \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (3)$$

де $F_T(U, I)$ – сила тяги електромагніту, яка залежить від сили струму I та напруги U , що подається на електромагніт; $F_{II}(x_я)$ – сила протидії, яка залежить від положення якоря $x_я$; $F_c \left(\frac{dx}{dt} \right)$ – сила супротиву, яка залежить від швидкості руху якоря $x'_я$.

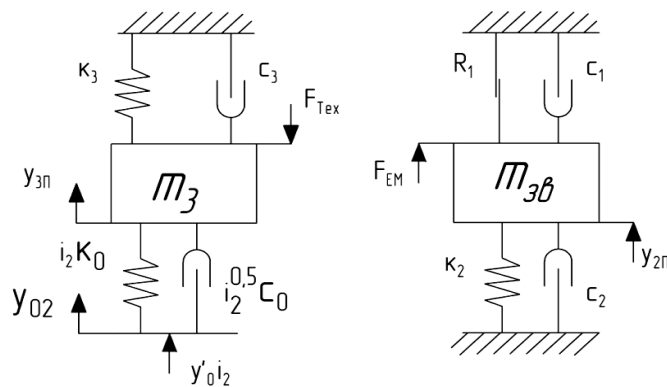


Рис. 4. Спрощена динамічна модель прямого ходу виконавчого циліндра

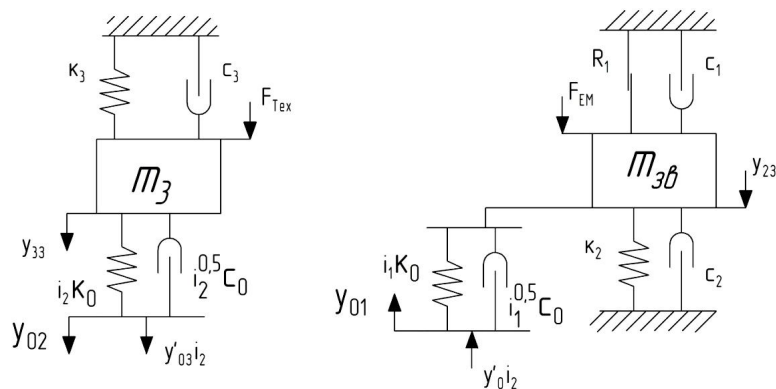


Рис. 5. Спрощена динамічна модель зворотного ходу виконавчого циліндра

Ці складові рівняння руху якоря ЕМЕК знаходимо з таких виразів:

$$F_T = \frac{dW_{мех}}{ds}, \quad (4)$$

де $dW_{мех}$ – механічна енергія, затрачена під час переміщення якоря на відстань ds . $W_{мех}$ знаходимо за формулою:

$$W_{мех} = \int_0^{y_в} i' dy - \int_0^{y_в} idy, \quad (5)$$

тут i' являється функцією від y , яка зображена у вигляді характеристик намагнічування.

Підставивши (4) в (5), отримаємо :

$$F_T = -\frac{d}{ds} \int_0^{y_6} idy . \quad (6)$$

Записавши рівняння руху електромагніту, запишемо рівняння руху золотника електор-о гідравлічного клапана, який жорстко з'єднаний через стержень з якорем електромагніту, що має такий вигляд:

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_T (U, I) - F_{mp.3} - F_{зідр} , \quad (7)$$

де $F_{mp.3}$ – сили тертя, що діють на золотник; $F_{зідр}$ – сили гідравлічного супротиву.

Оскільки зобразивши на рис. 3 спрощену схему розрахунку, рівняння (3) та (7) об'єднаємо і запишемо з урахуванням зведеної маси :

$$m_{зв} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_T (U, I) - F_{II} (x_3) - F_c \left(\frac{dx}{dt} \right) - F_{mp.3} - F_{зідр} . \quad (8)$$

Описавши рівняння руху зведеної маси золотника та якоря ЕГК $m_{зв}$, запишемо рівняння руху поршня виконавчого циліндра. Це рівняння набуває такого вигляду:

$$m_3 \frac{d^2 x_{p.o}}{dt^2} = p_{II} f_{II} - F_{mp} - F_{mex} , \quad (9)$$

де p_{II} – тиск у порожнині циліндра; f_{II} – площа поршня циліндра; F_{mp} – сили тертя, що діють на поршень циліндра; F_{mex} – технологічне зусилля, що діє на поршень виконавчого циліндра.

Отже, ми отримали два рівняння (8) та (9), які описують рух двох ланок, що визначають режим роботи вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням.

Обидва рівняння взаємозалежні, оскільки всі складові, що знаходяться у правій частині рівняння (9), мають постійний характер, крім тиску у робочій порожнині виконавчого циліндра p_{II} та сил тертя, що діють на поршень циліндр F_{mp} . Через малу значимість зміни сили тертя F_{mp} її приймаємо постійно. Тому, зміну тиску p_{II} виведемо з такого рівняння:

$$Q_H = m d_3 x_3 \sqrt{p_H - p_{II}} , \quad (10)$$

де Q_H – подача насоса; m – коефіцієнт витрат; d_3 – діаметр отвору клапана, через який витікає рідина; p_H – тиск, що створюється насосом, x_3 – положення золотника електрогідравлічного клапана.

Провівши низку математичних перетворень, отримуємо:

$$p_{II} = p_H - \frac{Q_H^2}{m^2 d_3^2 x_3^2} . \quad (11)$$

З рівняння (11) видно, що зміна тиску у робочій порожнині виконавчого циліндра має змінний характер та залежить від положення золотника електрогідравлічного клапана x_3 , значення якого знаходимо з рівняння, що описує час переміщення якоря електромагніту ЕГК, враховуючи жорсткий зв'язок між золотником та якорем ЕГК.

Рівняння часу переміщення якоря електромагніту має такий вигляд:

$$t = \sqrt[3]{\frac{24 x_{зв}^2 m_{зв}}{U I y}} , \quad (12)$$

Провівши деякі перетворення, отримуємо:

$$x_{36} = \sqrt[2]{\frac{24t^2 m_{36}}{UIy}}, \quad (13)$$

Підставивши рівняння (13) в (11), отримаємо

$$p_{ц} = p_H - \frac{Q_H^2 UIy}{24m^2 d_3^2 t^3 m_{36}}. \quad (14)$$

Використавши формулу $t = \frac{(W_{\Sigma} + W_a + W_B) \Delta p}{kQ_H}$ для визначення часу набору рідини у нагнітаючій гідролінії з урахуванням внутрішніх порожнин каналів, для розрахунку максимально можливої частоти коливань виконавчого органа при заданих параметрах (витрата насоса, час відкриття клапана) та підставивши її у рівняння (14), одержимо:

$$p_{ц} = p_H - \frac{Q_H^3 UIy^3}{24m^2 d_3^2 (W_{\Sigma} + W_a + W_B)^3 \Delta p^3 m_{36}}. \quad (15)$$

Отже, ми отримуємо значення тиску у виконавчому циліндрі, який жорстко з'єднаний зі столом вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням. Керуючи часом відкриття та закриття золотника електрогідравлічного клапана, ми визначаємо частоту спрацювання виконавчої ланки. У загальному випадку робочі характеристики клапана, що регулює потік у системі, нам заделегіть відомий, тому робочі характеристики вібропрес-молота можливо дослідити за допомогою вищенаведених формул.

Висновки

1. Запропонована динамічна та математична моделі дають можливість визначити необхідні конструктивні параметри елементи ВІМ з ЕГК залежно від вимог технологічного процесу (частота, амплітуда, технологічне зусилля тощо)/

2. Дослідження запропонованих моделей ВІМ з ЕГК у сучасному математичному забезпеченні типу MATLAB, MathCAD, Adams, з подальшою експериментальною перевіркою ступеня адекватності цих моделей реальній системі, дасть змогу створити науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку.

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. / Процеси та машинивібраційних і віброударних технологій. Монографія. // Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с. 2. Іскович-Лотоцький Р. Д. / Основи теорії розрахунку процесів і обладнання для віброударного пресування: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 338 с. 3. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные машины // Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. – М.: Машиностроение, 1977. – 326с. 4. Яссе Э. Электромагниты – М.: Энергоиздат, 1934. – 192 с. 5. Гордон А. В. Электромагниты постоянного тока // Гордон А. В., Сливинская Я. Г. – М.: ГОСЭНЕРГОИЗДАТ, 1960. – 447с.