

УДК 621.744.47

Іскович-Лотоцький Р.Д.

Вірник М.М.

Солона О.В.

(Вінницький державний аграрний університет)

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРОПРЕСОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ МАШИНИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

Розглядається моделювання робочого процесу вібропресової формувальної машини з гідроімпульсним приводом, що служить основою розробки математичної моделі та проектування машин з гідроприводом.

Given paper is devoted to the mathematical modeling of the vibration-pressing machine with hydraulic drive. Presented mathematical expressions prove considerable non-linearity of the model that should be taken into account during stability study of the hydraulic drive as well as during its performance quality investigation.

Вступ

В даний час у вітчизняній та зарубіжній практиці знаходять застосування вібромашини з різними типами віброзбуджувачів.

Постановка завдання

Для реалізації певних технологічних процесів, зокрема ущільнення формувальних сумішей у ливарному виробництві, необхідне вібраційне обладнання підвищеної вантажопід'ємності при мінімальній вазі та габаритах технологічної оснастки в поєднанні з простотою та широким діапазоном регулювання частоти і амплітуди створюваних вібрацій.

Основна частина

Дослідження [1] показали, що одним із перспективних напрямків розробки формувального обладнання, виявилось використання вібропресових формувальних машин з гідроімпульсним приводом, які в значній мірі задовольняють названим вище вимогам.

Як приклад, на рис. 1 представлена схема вібропресової формувальної машини (ВПФМ) з гідроімпульсним приводом, що розроблена у Вінницькому національному технічному університеті, і яка дозволяє отримувати широкий діапазон ливарних форм, як за габаритами, так і складністю конфігурації, за рахунок можливості створення не тільки статичного навантаження (пресування), але й динамічного навантаження (вібраційного або віброударного) за допомогою гідроімпульсного приводу з регульованими параметрами [2].

Вібропресова машина складається із станини 1, встановленої на пружних опорах 19, робочого столу 2 з опокою 3, ударника 4, жорстко з'єднаного із штоком 5 і розміщеного в корпусі 6, пневмоциліндра 7 для накладання постійної сили на формувальну суміш 8 при коливальних рухах столу 2.

Вібраційний рух столу 2 здійснюється за рахунок передачі на нього змінного зусилля від ударника 4, коливальний рух якого відбувається при подачі пульсуючого тиску в робочу камеру 9 корпусу ударника. Пульсуючий тиск створюється за допомогою гідроімпульсного приводу, до складу якого входить насосна станція з клапаном-пульсатором 10, розміщеним на вході робочої камери 9 ударника. Регулювання параметрів зміни пульсуючого тиску відбувається за участю вмонтованої рідинної пружини 11, з'єднаної плунжером 12 з поршнем ударника. Рух столу 2 з опокою відносно станини 1 можливий в межах стискання пружних елементів 13. На станині 1 з протилежних сторін поверхонь робочого столу 2 вздовж напрямку його руху встановлено регульовані упори 14. Навантаження суміші 8 здійснюється знизу внаслідок прикладання до неї імпульсу сили з боку корпусу 6 ударника, закріпленого на нижньому боці робочого столу 2.

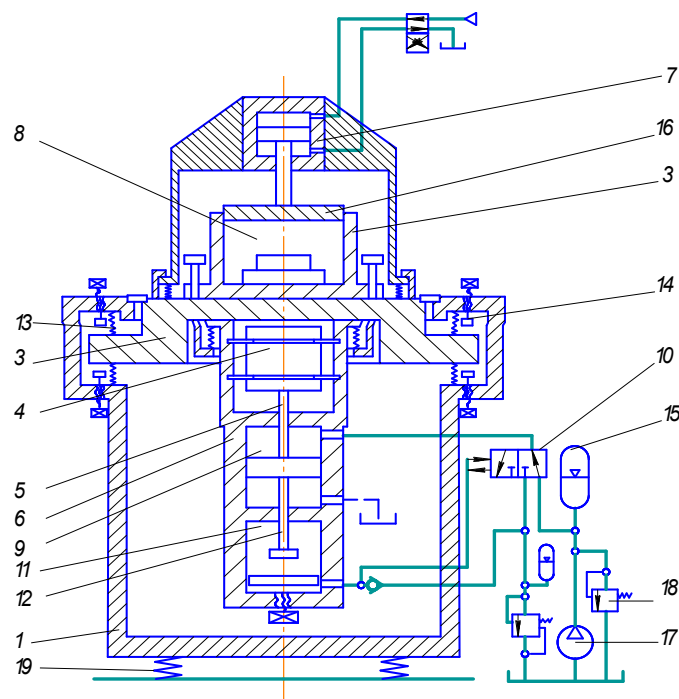


Рис. 1. - Вібропресова формувальна машина з гідроімпульсним приводом

Імпульс сили виникає в момент підвищення тиску в штоковій порожнині 9 робочого циліндра внаслідок спрацювання зіпарного елемента клапана-пульсатора 10 і розрядці гідроакумулятора 15.

Цей процес супроводжується прискореним рухом робочого столу з опкою уверх, а ударника – вниз. Найбільша ефективність процесу ущільнення суміші досягається під час прискореного руху вгору робочого столу разом з опкою з прискоренням, яке в десятки разів перевищує прискорення вільного падіння. Таке перевантаження на робочому столі забезпечується гідроімпульсним приводом з підключенням «на вході» клапана-пульсатора 10 у поєднанні з додатковим або вільним притискуванням формувальної суміші 8 пресовою колодкою 16. Використання схеми підключення клапана-пульсатора 10 «на вході» викликає необхідність застосування акумулятора 15, який створює при своїй розрядці додатковий потік рідини, миттєва витрата якої значно перевищує витрату насоса 17 гідроприводу. Для регулювання параметрів вібраційних коливань столу використовується зміна тиску в порожнині гідроакумулятора 15, що здійснюється настройкою запобіжно-переливного клапана 18.

Розробку динамічної моделі гідроімпульсного приводу вібропресової формувальної машини доцільно почати з розгляду структурно-розрахункової схеми машини (рис. 2), яку можна подати багатомасовою системою, елементи якої взаємодіють між собою за допомогою пружних та дисипативних ланок.

Робочий цикл приводу машини у відповідності із структурною схемою умовно поділений на низку послідовних етапів:

- підйом тиску p_A у порожнині гідроакумулятора до значення $p_{Аном}$ (процес зарядки гідроакумулятора);

- після зворотного спрацювання клапана-пульсатора порожнина гідроакумулятора з'єднується з порожниною гідроциліндра ударника, тиск p_U в якій зростає до p_A ;

- під дією тиску p_U робочої рідини починають рух вгору корпус приводу ударника сумісно з робочим столом та прес-аркою, пресовий поршень сумісно з пресовою колодкою, а ударник – донизу, шток якого стискає рідинну пружину, що викликає збільшення тиску p_p в рідинній пружині.

Тиск p_U зменшується за рахунок переміщення поршня ударника і витікання рідини. Переміщення рухомих мас викликає деформацію пружних елементів:

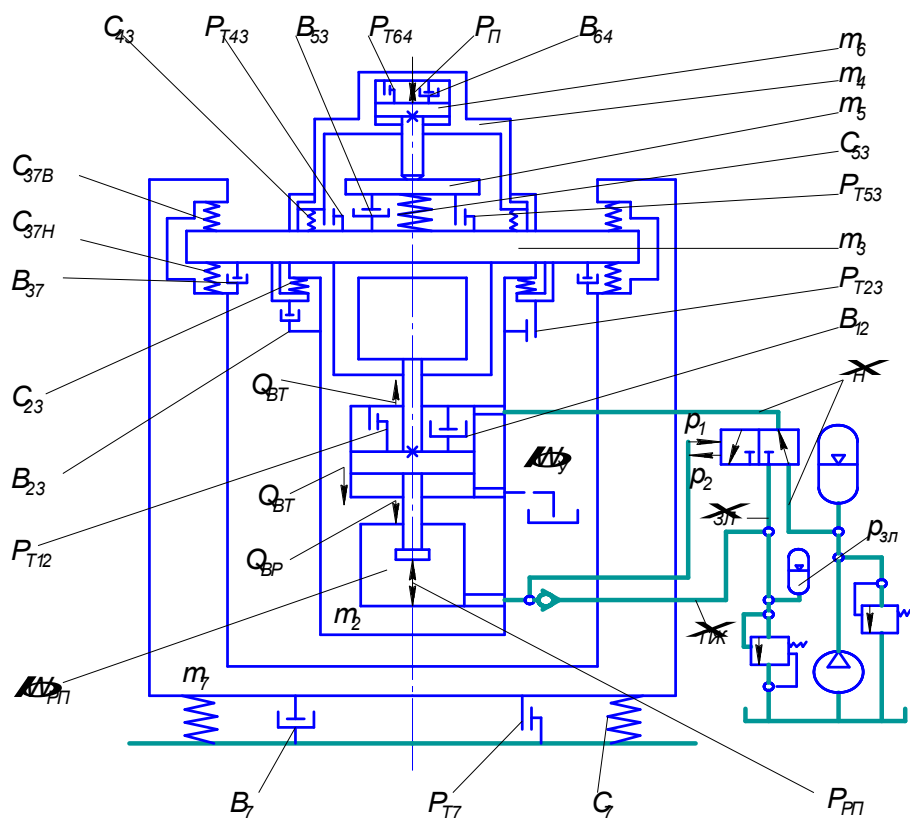


Рис. 2. - Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного приводу вібропресової формувальної машини

Тиск p_y зменшується за рахунок переміщення поршня ударника і витікання рідини. Переміщення рухомих мас викликає деформацію пружних елементів:

- в результаті збільшення тиску p_p в рідинній пружині до величини p_1 прямого спрацьовування пульсатора, клапан-пульсатор з'єднує порожнину гідроциліндра приводу ударника із зливною магістраллю, внаслідок чого тиск p_y починає знижуватись. Порожнина гідроаккумулятора відокремлюється від порожнини гідроциліндра приводу ударника, внаслідок чого розпочинається процес зарядження гідроаккумулятора. Основні рухомі маси, за рахунок інерційності, продовжують рух в тих же напрямках, що й впродовж третього етапу;

- після зниження тиску p_y в порожнині гідроциліндра нижче величини тиску $p_{3л}$, ударник, внаслідок дії тиску p_p , починає рух вгору. При цьому тиск p_p в рідинній пружині, завдяки переміщенню штока ударника і збільшенню об'єму, знижується, а тиск p_y в порожнині гідроциліндра приводу ударника, внаслідок цього ж переміщення ударника і зменшення об'єму порожнини гідроциліндра, зростає. Внаслідок зниження тиску p_p в порожнині рідинної пружини корпус приводу ударника сумісно з робочим столом і пресаркою, а також пресовий поршень сумісно з пресовою колодкою і станина починають рух донизу;

- внаслідок зниження тиску p_p в рідинній пружині до величини p_2 зворотного спрацьовування пульсатора, відбувається переключення клапана-пульсатора на з'єднання порожнини гідроциліндра ударника з порожниною гідроаккумулятора, і тиск p_y збільшується до p_A ;

- наприкінці етапу 6, за рахунок збільшення тиску p_y в порожнині приводу ударника, робочий стіл сумісно з корпусом приводу ударника рухаються вгору, а ударник – вниз. Далі робочий цикл повторюється починаючи з етапу 3.

Послідовність здійснення безударного режиму роботи ілюструється циклограмою, показаною на рис. 3. По горизонталі відкладені тривалість етапів циклу, а по вертикалі – умовні співвідношення тисків в порожнинах приводу і переміщення рухомих мас.

Циклограму побудовано у відповідності з розглянутою послідовністю етапів робочого циклу приводу ВПФМ. Умовно тривалість етапів циклу приймається однаковою, у дійсності ж тривалість етапів може відрізнятись на порядок і більше. Експериментальними дослідженнями вібраційних машин з гідроприводом встановлено, що сумарна тривалість етапів 3–4 циклу на порядок більша часу скидання тиску (етап 5) в порожнині приводу ударника, який співвідноситься з часом його набору (етап 2).

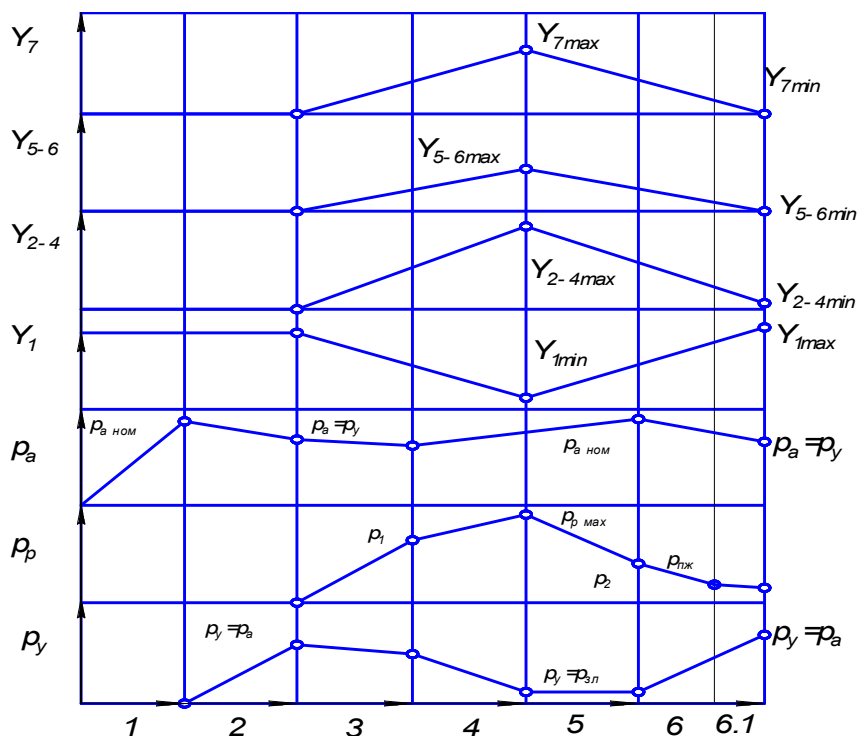


Рис. 3. - Циклограма роботи приводу ВПФМ в безударному режимі

При побудові схеми робочого циклу використані такі умовні позначення: p_y – тиск в порожнині гідроциліндра приводу ударника; p_p – тиск в порожнині рідинної пружини; p_a – тиск в порожнині гідроаккумулятора високого тиску; Y_i ($i=1\dots7$) – поточне значення координат відповідно ударника, корпуса приводу ударника, робочого столу із встановленим на ньому оснащенням, з'ємної прес-арки, пресової колодки, пресового поршня, станини; $Y_{MAX i}$ ($i=1\dots7$) – максимальне значення переміщень основних рухомих мас; $Y_{MIN i}$ ($i=1\dots7$) – мінімальне значення переміщень основних рухомих мас.

Вібропресова формувальна машина, конструктивна схема якої наведена на рис. 1, може бути класифікована як високошвидкісний гідравлічний пристрій із зворотно-поступальним рухом робочого органу.

Теорії та розрахункам аналогічних пристроїв присвячені роботи [2,3]. Однак ВПФМ, що розглядається у даній роботі, має свої особливості, що обумовлює необхідність проведення додаткових досліджень з метою використання отриманих результатів при проектуванні машин, подібного типу.

Використовуючи загальну теорію гідравлічних вібраційних машин, структурну схему ВПФМ та послідовність здійснення етапів її робочого циклу, було розроблено фізичну (динамічну) багатомасову модель безударного режиму роботи приводу ВПФМ (рис. 4).

Прийнято такі позначення параметрів динамічної моделі: f_H – прохідна площа каналів подачі та зливу робочої рідини від пульсатора до порожнини робочого гідроциліндра; $f_{3Л}$ – прохідна площа каналу зливу робочої рідини з пульсатора; f_A – площа поперечного перерізу гідролінії від акумулятора до пульсатора; ξ_a – коефіцієнт опору каналів подачі робочої рідини від гідроаккумулятора до порожнини робочого гідроциліндра; $\xi_{пж}$ – коефіцієнт опору каналів підживлення рідинної пружини; B_{12} , B_{37} , B_7 – коефіцієнти демпфування в виразах

для сил в'язкого тертя при русі ударника, робочого столу і станини відповідно; $F_{T12} \dots F_{T7}$ – постійні складові зведених сил сухого тертя; C_{37H} , C_{37B} , C_7 і Δ_{37H} та Δ_{37B} – лінійна жорсткості і відповідний їм монтажний натяг нижніх та верхніх пружин підвіски робочого столу в станині, пружних опор під станиною; C_{53} , B_{53} , P_{T53} – відповідно лінійна жорсткість, постійна складова зведеної сили сухого тертя, коефіцієнт демпфування формувальної суміші; C_y – коефіцієнт жорсткості рідини в порожнині робочого гідроциліндра; C_p – коефіцієнт жорсткості рідини в порожнині рідинної пружини; $i_{ya} = F_y / f_A$ – передаточне число від гідроаккумулятора до порожнини робочого гідроциліндра; $i_{3л} = F_{pH} / f_{3л}$ – передаточне число від порожнини рідинної пружини до зливної магістралі.

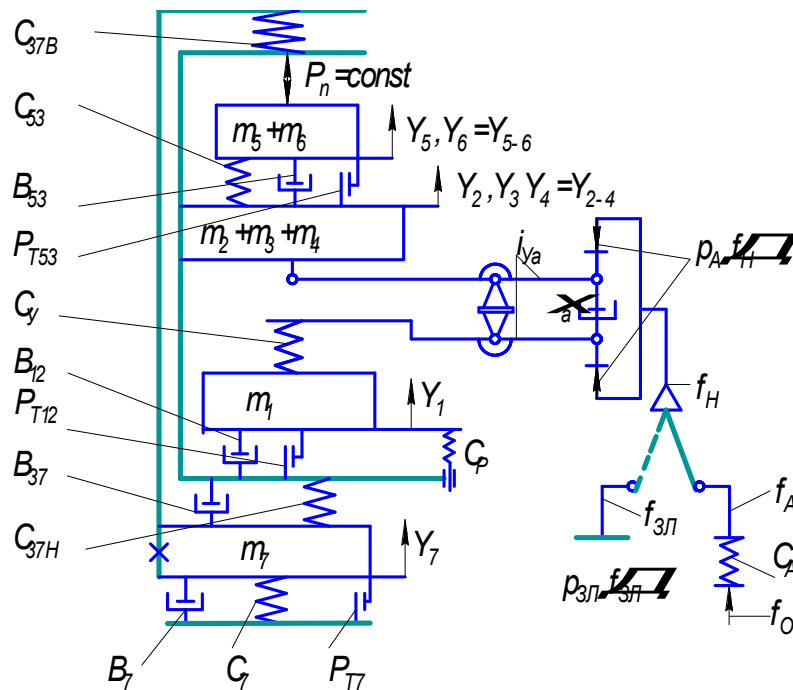


Рис. 4. - Динамічна модель приводу ВПФМ

Функціонування гідравлічного пристрою забезпечується характеристиками типових елементів, які входять до його складу. Це виконавчі елементи, порожнини, розподільні, керувальні пристрої та гідравлічні магістралі. Основними типовими елементами запропонованої машини є: елементи поступального руху (ударник, робочий стіл та станина); штокова порожнина гідроциліндра приводу ударника, рідинна пружина та гідроаккумулятор; напірна та зливна магістралі.

Рухомі елементи машини здійснюють переміщення під дією тиску робочої рідини. Їхніми основними характеристиками є маса та ефективна площа, на яку діє тиск рідини.

Гідравлічні магістралі являють собою систему місцевих опорів, які суттєво впливають на процеси наповнення та спорожнення порожнин, а отже, на динамічні та енергетичні характеристики приводу. Цей вплив обумовлений перетіканням рідини з порожнин більш високого тиску в порожнини низького тиску через спеціальні отвори і канали чи через погане ущільнення, а також обумовлено величиною витікань робочої рідини у дренажну систему. Крім того, динамічні та енергетичні характеристики приводу залежать від сил шкідливого опору, які діють на елементи при поступальному русі. Математична модель процесу роботи машини повинна містити інформацію про всі типові елементи та передбачати можливість зміни їхнього стану.

При розробці математичної моделі приводу ВПФМ, структурна схема якого наведена на рис. 2, обмежимося періодом, рівним часу одного робочого циклу, та прийнемо такі допущення: температура і в'язкість робочої рідини постійні; коефіцієнти витрат робочої

рідини через канали та отвори вузлів гідроприводу постійні; робочу рідину можна стискати, а коефіцієнт стиснення залежить від тиску у межах від 0 до 50 МПа і зі збільшенням тиску є величиною сталою; параметри формувальної машини прийнято зосередженими; сухе, в'язке і квадратичне тертя вважається зосередженим опором рухові і відображається відповідним коефіцієнтом; пружність робочої рідини зосереджена у порожнинах гідроприводу; хвильові процеси в матеріалі деталей машин та у гідролініях (каналах) гідроприводу, заповнених робочою рідиною, не враховуються; тиск робочої рідини в гідроаккумуляторі вважається сталим і процес зарядки аккумулятора від насосу не розглядається; витрати робочої рідини на перемикання пульсатора гідророзподільника не враховується, а його перемикання вважаються релейними; маса рідини в порожнинах і в гідролініях не враховується.

В основі математичного моделювання робочого процесу ВПФМ покладені рівняння нерозривності потоку робочої рідини в каналах та порожнинах виконавчих механізмів та рівняння рівноваги сил на виконавчих органах. Вказані рівняння записують для кожного із окремих етапів робочого циклу.

Як приклад розглянемо етап, коли тиск в порожнині гідроциліндра ударника досягає величини, достатньої для подолання опору, який визначається вагою рухомих частин машини, зусиллям попереднього затягування пружних елементів і силами тертя в рухомих елементах.

Витрата робочої рідини, що надходить у гідроциліндр ударника

$$Q_y = Q_{np} + Q_{cm} + Q_{em}, \quad (1)$$

де $Q_{np} = S_y (\dot{y}_3 - \dot{y}_1)$ – витрата робочої рідини на переміщення поршня; $Q_{cm} = \beta \cdot W_y \cdot p_y$ – витрата робочої рідини на стиснення в порожнині робочого гідроциліндра; Q_{em} – витрата робочої рідини на перетікання в ущільненнях поршня і штока гідроциліндра, що визначається рівнянням

$$Q_{em} = \frac{\pi \cdot D_n \cdot \delta_n^3 \cdot p_y}{12 \cdot \rho \cdot \nu \cdot L_n} + \pi \cdot D_n \cdot \frac{\delta_n}{2} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot \delta_{ш}^3 \cdot p_y}{12 \cdot \rho \cdot \nu \cdot L_{ш}}. \quad (2)$$

Перша похідна від тиску в порожнині гідроциліндра ударника (швидкість зміни тиску) визначається з рівняння

$$\dot{p}_y = \frac{1}{\beta \cdot W_{y0}} \cdot \left\{ \sqrt{\frac{2 \cdot |p_a - p_y|}{\xi_H \cdot \rho}} \cdot \text{sign}(p_a - p_y) - Q_{em} \right\}. \quad (3)$$

У наведених рівняннях позначено: D_n та $D_{ш}$ – діаметр поршня та штока гідроциліндра, відповідно; δ_n та $\delta_{ш}$ – зазор на сторону у спряженнях поршня та штока гідроциліндра, відповідно; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини; L_n та $L_{ш}$ – довжина циліндричного спряження поршня та штока гідроциліндра, відповідно; S_y – ефективна площа поршня гідроциліндра; p_y – тиск в порожнині гідроциліндра ударника; W_y – об'єм порожнини гідроциліндра ударника.

Під дією тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра ударника розпочинається рух корпусу ударника сумісно з робочим столом вгору, а ударника – вниз.

Рівняння динамічного балансу сил, прикладених до рухомих мас ударника, має вигляд

$$F_y + F_g = F_{рп} + F_{ін} + F_{em} + F_{cm}, \quad (4)$$

де $F_y = p_y \cdot S_y$ – сила, що створюється робочим гідроциліндром;

$F_g = m_1 \cdot g$ – сила тяжіння ударника;

$F_{рп} = p_p \cdot S_{рп}$ – сила, яка діє з боку рідинної пружини;

$F_{ін} = m_1 \cdot \ddot{y}_1$ – сила інерції, що діє на ударник;

$F_{em} = B_{12}$ – коефіцієнт в'язкого тертя між масами m_1 і m_2 , що визначається за формулою

$$B_{12} = \left(\frac{D_n \cdot L_n}{\delta_n} + \frac{D_{ш} \cdot L_{ш}}{\delta_{ш}} + \frac{D_{нр} \cdot L_{нр}}{\delta_{нр}} \right) \cdot \rho \cdot \pi \cdot \nu,$$

де D_n – діаметр спряження плунжера рідинної пружини із втулкою; L_n – довжина циліндричного спряження плунжера рідинної пружини з корпусом; δ_n – зазор на сторону у спряженні плунжера рідинної пружини; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини.

Підставляючи складові в рівняння (4), отримуємо

$$m_1 \cdot \ddot{y}_1 = S_{y,py} + m_1 \cdot g - S_n p_n - B_{12} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_{2-4}) - F_m \cdot \text{sign}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{2-4}). \quad (5)$$

Аналогічний підхід до розгляду кожного з етапів робочого циклу системи дозволяє отримати математичні залежності взаємозв'язаних рухів виконавчих елементів системи.

Так наприклад, внаслідок зниження тиску в порожнині рідинної пружини, корпус ударника сумісно з робочим столом починають рух донизу, що описується таким диференціальним рівнянням

$$\begin{aligned} (m_2 + m_3 + m_4) \cdot \ddot{y}_{2-4} = & -C_{37H} \cdot (A_{37H} + y_7 - y_{2-4}) + \\ & + C_{37B} \cdot (A_{37B} - y_7 + y_{2-4}) + C_{53} \cdot (y_{2-4} - y_{5-6}) - \\ & - B_{37} \cdot (\dot{y}_{2-4} - \dot{y}_7) - B_{53} \cdot (\dot{y}_{2-4} - \dot{y}_{5-6}) - F_{T53} \times \\ & \times \text{sign}(\dot{y}_{2-4} - \dot{y}_{5-6}) + (m_2 + m_3 + m_4) \cdot g - S_{y,py} + \\ & + S_{p,pp} - B_{12} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_{2-4}) - F_{T12} \cdot \text{sign}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{2-4}). \end{aligned} \quad (6)$$

Процес переміщення станини (маси m_7) описується диференціальним рівнянням, яке отримано з рівняння динамічної рівноваги маси m_7

$$\begin{aligned} m_7 \ddot{y}_7 = & C_{376} (A_{376} + y_{2-4} - y_7) - \\ & C_{37H} (A_{37H} + y_7 - y_{2-4}) + C_7 (A_7 - y_7) - \\ & - B_{37} (\dot{y}_7 - \dot{y}_{2-4}) - B_7 \dot{y}_7 - F_{T7} \text{sign}(\dot{y}_7) - m_7 g. \end{aligned} \quad (7)$$

Таким чином, як показав аналіз дослідженої системи, її робочий цикл від запуску до зупинки доцільно поділяти на шість етапів, причому усталений режим складається з чотирьох етапів. Слід зазначити, що описані етапи робочого циклу вібропресової машини з гідроімпульсним приводом є одним з наближень до реального процесу.

Висновки

Аналіз результатів теоретичних досліджуваної динамічної та математичної моделей з припасовуванням виділених етапів дозволив отримати достатньо громізку систему диференціальних рівнянь, рішення якої досить важко отримати відомими аналітичними методами внаслідок суттєвих нелінійностей системи. Разом з тим даний аналіз вказує шляхи прийняття додаткових припущень, які дозволять суттєво спростити розрахункову схему та динамічну модель з виходом на розробку методики інженерного розрахунку вібропресової формувальної машини з гідроімпульсним приводом.

Література

1. Іскович-Лотоцький Р.Д., Матвеев І.Б., Крат В.А. *Машини вібраційного і віброударного действия*. – Київ: Техніка, 1982.-208 с.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д., Вірник М.М., Рагозін О.А. *Вібропресова формувальна машина з гідроімпульсним приводом // Вестник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», Машиностроение, 1999. – Випуск № 36. – Т №1. – С.94-99.*
3. Вірник М.М., Іскович-Лотоцький Р.Д., Веселовська Н.Р. *Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: Монографія*. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2007. – 198 с.