

ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАДИАЛЬНОГО ВИБРОТОЧЕНИЯ С ВСТРОЕННЫМ ШАРОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ТИПА

Роман Обертюх, Андрей Слабкий

Винницкий национальный технический университет

г. Винница, Хмельницкое шоссе 95

Roman Obertykh, Andrey Slabkiy

Vinnytsia National Technical University

Аннотация. Рассмотрена структурно-расчетная схема гидроимпульсного устройства для радиального виброточения с встроенным генератором импульсов давления (ГИД). На основе структурной схемы и циклограммы рабочего цикла устройства разработаны его динамическая и математическая модели, в которых гидравлическое звено представлена вязко-упругой моделью рабочей жидкости (энергонесителя), составленной из безынерционных упругого и диссипативного элементов (тела Кельвина-Фохта).

Ключевые слова: моделирование, динамика, модель, генератор импульсов давления, гидроимпульсное устройство, виброточение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Виброрезание и в частности виброточение, по сравнению с обычным точением имеет ряд известных технологических преимуществ, особенно при обработке вязких материалов типа нержавеющей сталей и титановых сплавов. Широкое внедрение в технологию механической обработки виброточения сдерживается отсутствием компактных устройств с широким диапазоном регулирования вибронатружения для реализации этого вида обработки.

В какой-то мере эту проблему можно решить с помощью гидроимпульсных устройств для виброточения, распределительно-силовые звенья которых является комбинацией гидравлического поршня с прорезной пружиной со встроенным в него ГИД. Такая конструкция устройства обеспечивает его малые габариты, что позволяет монтировать эти устройства непосредственно в резцедержателе токарного станка. Поскольку использование гидроимпульсного привода в устройствах для вибрационного резания в тех-

нической литературе не описано, то теоретическое и экспериментальное исследование динамических и других процессов в таких устройствах является важной научной и практической задачей.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Теоретическим исследованием гидроимпульсного привода и разработанных на его основе различных вибрационных и виброударных машин посвящено достаточно большое количество работ И.Б. Матвеева, Р.Д. Исковича-Лотоцкого, Р.Р. Обертюха, И.В. Севостьянова и др., в которых обоснованы основные положения и методы моделирования машин вибрационного и виброударного действия [1, 2, 3, 4, 12, 13, 14, 16, 19, 20].

Обычно, чтобы обеспечить достаточно высокую частоту вибраций исполнительного звена гидроимпульсных вибрационных машин, напорная полость гидроимпульсного привода этих машин имеет небольшой объем. Это позволяет гидравлическое звено этого привода представить в виде "упруго-сосредоточенной модели" [2, 6, 9, 20], составленной из безынерционных упругого k_{0r} и диссипативного c_{0r} элементов (тело Кельвина-Фохта), что может деформироваться с определенной скоростью. Экспериментальными исследованиями [2, 9, 15] подтверждена корректность предложенной модели гидравлического звена.

Поскольку гидросистемы разработанных авторами гидроимпульсных устройств для виброрезания [5, 6, 7, 17, 18] также имеют малый объем напорной полости, то модель их гидравлической звена целесообразно представить в виде тела Кельвина-Фохта.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Авторами работ [5, 6, 7, 17, 18] предложена конструкция малогабаритного гидроимпульсного устройства для радиального виброточения со встроенным ГИД, параметрического типа с клапанным запорно-распределительным элементом, встроенным в силовое звено — поршень-прорезную пружину (ППП), что при малых габаритах имеет высокую жесткость. Нагрузка реза осуществляется пакетом тарельчатых пружин (ПТП), а запорно-распределительный элемент ГИД (шарик или клапан) нагружено через регулятор давления открытия ГИД, основным силовым звеном которого является обычная цилиндрическая пружина сжатия.

С целью разработки корректной научной методики расчета и проектирования предложенного устройства целесообразно теоретически и экспериментально исследовать его динамику, разработав динамическую и математическую модели устройства.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Создание динамической модели гидроимпульсного устройства для виброточения со встроенным ГИД параметрического типа следует начать с рассмотрения его структурно-расчетной схемы (рисунок 1).

Основными звеньями устройства является силовое звено — ППП массой m_1 и встроенный однокаскадный ГИД параметрического типа, состоящий из шарика (запорный элемент ГИД) массой m_3 , толкателя массой m_4 и витой пружины с жесткостью k_3 и регулирующего винтового механизма. Пружинная часть ППП имеет жесткость k_2 и направляется в расточке корпуса устройства (условно не показан). Пружина встроенного ГИД с клапанным (шариковым) запорно-регулирующим элементом (ЗРЭ) и размещена внутри ППП. Сила жидкостного трения при перемещении ППП в расточке корпуса характеризуется коэффициентом c_2 вязкого сопротивления.

Давление "открытие" ГИД обуславлива-

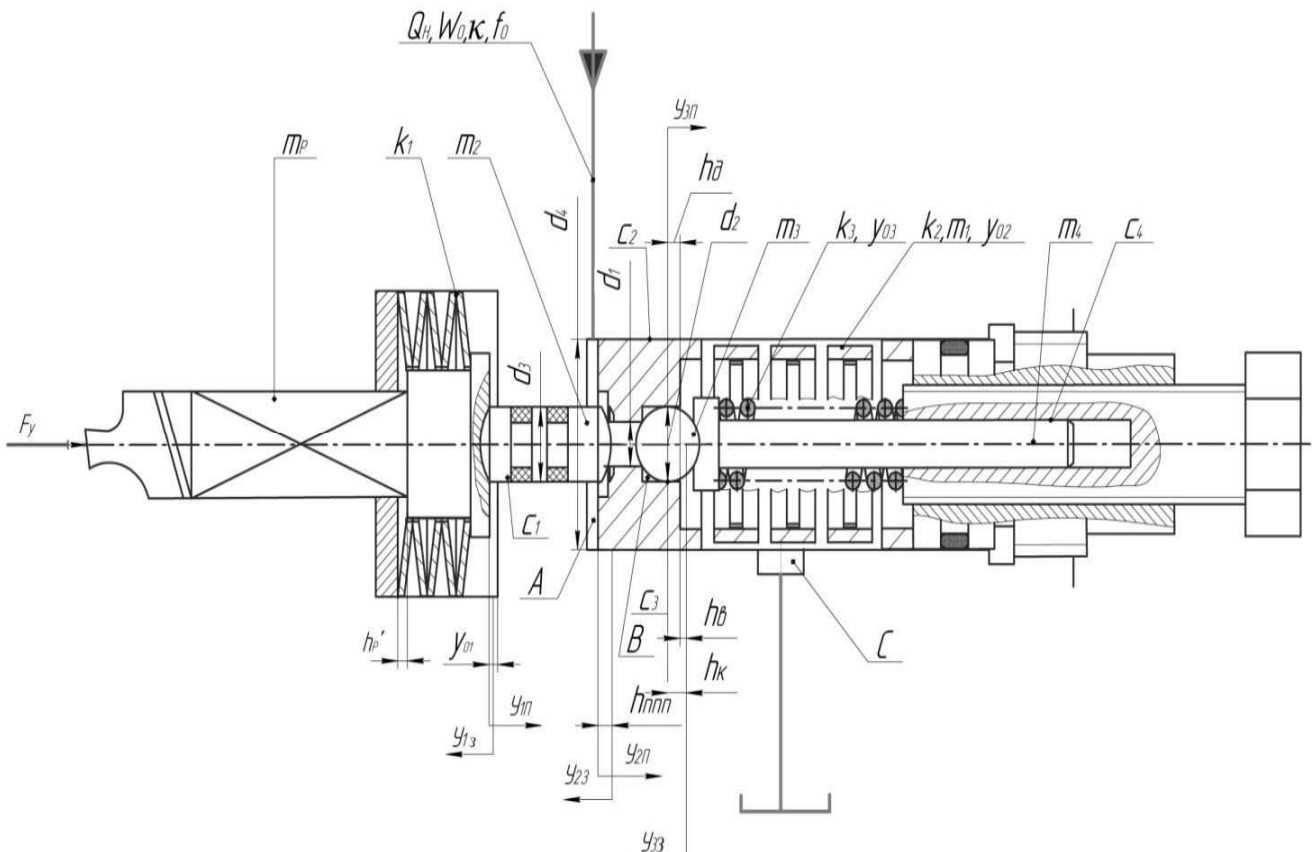


Рис. 1. Структурно-расчетная схема гидроимпульсного устройства для радиального виброточения со встроенным ГИД

Fig. 1. Structural calculation chart of hydropulse device for radial vibroturning with the built-in generator of pulses pressure (GPP) are considered

ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАДИАЛЬНОГО ВИБРОТОЧЕНИЯ С ВСТРОЕННЫМ ШАРОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ТИПА

ется площадью поперечного сечения $f_1 = \pi d_1^2 / 4$ контактирует с шариком — ЗРЭ ГИД с центральным отверстием диаметром d_1 в ППП и уровнем предварительной деформации y_{03} пружины регулятора давления ГИД, изменение которой осуществляется простым винтовым механизмом регулятора.

Рабочая жидкость (энергоноситель) в количестве Q_H (подача гидронасоса привода) подводится в напорную полость A устройства, которая отделяется от промежуточной полости B контактом ЗРЭ с отверстием диаметром d_1 . Промежуточная полость B от сливной C отделяется положительным перекрытием h_0 , образованным сопряжением ЗРЭ диаметром d_2 с внутренней центральной расточкой в поршневой части ППП. Площади f_1 и $f_2 = \pi d_2^2 / 4$ поперечного сечения ступеней ЗРЭ являются геометрическими элементами параметрического ГИД, обуславливающих процесс генерирования импульсов давления энергоносителя в гидросистеме привода устройства. Напорная и сливная гидролинии привода устройства организуются в виде гибких рукавов высокого давления, которые, соответственно, соединяются с гидронасосом и гидробаком гидросистемы (гидростанции) привода устройства.

Торец поршневой части ППП через сферическую поверхность контактирует с сферическим торцом толкателя массой m_2 и диаметром d_3 , размещенным в расточке корпуса и уплотненным резиновыми кольцами круглого сечения. Толкатель другим сферическим торцом сопрягается со сферической поверхностью цилиндрической части державки резца массой m_p , нагруженного пакетом тарельчатых пружин (ПТП) жесткостью k_1 (жесткость пакета). Угловые смещения резца при обработке исключаются сопряжением его прямоугольной (или квадратной) части державки с отверстием передней (по чертежу см. рисунок 1) крышки устройства.

Между внутренним торцом передней крышки и торцом перехода цилиндрической части державки резца в прямоугольную образован зазор h_p , который уменьшается на величину предварительной деформации y_{01} ПТП, вызываемой действием давления энер-

гоносителя на торец толкателя со стороны напорной полости A и силой прорезной пружины ППП и пружины регулятора давления ГИД: $h'_p = h_p - y_{01}$.

Жесткости k_1 , k_2 и k_3 соответственно ПТП, прорезной пружины ППП и витой пружины регулятора давления «открытие» ГИД целесообразно подбирать таким образом, чтобы ПТП деформировался за счет регулирования предварительных деформаций пружин ППП y_{02} и регулятора давления «открытие» ГИД y_{03} . При ненагруженном резце, согласно сделанного замечания, будет выполняться условие, в предположении что силы трения покоя в подвижных соединениях устройства малы по сравнению с упругими силами:

$$k_1 \cdot y_{01\max}^c = k_2 \cdot y_{02\max}^c + k_3 \cdot y_{03\max}^c, \quad (1)$$

где: $y_{01\max}^c$, $y_{02\max}^c$, $y_{03\max}^c$ — максимальные предварительные деформации ПТП, пружинной части ППП и пружины регулятора давления «открытие» ГИД при отсутствии давления энергоносителя в полости A устройства.

Процесс статического (не вибрационного) точения может происходить при условии:

$$k_2 \cdot y_{02\max}^c + k_3 \cdot y_{03\max}^c \geq k_1 \cdot y_{01\max}^c + \bar{F}_y, \quad (2)$$

где: $y_{01}^c < y_{01\max}^c$ — предварительная деформация ПТП, уменьшенная действием осевой составляющей силы резания \bar{F}_y (среднее значение силы). Дополнительная деформация пружин ППП и ЗРЭ ГИД может реализовываться за счет радиальной подачи S_r суппортом станка или дополнительной регулировкой этих пружин после установки устройства в резцедержатель станка до контакта с деталью, подлежащей обработке.

Из условия (2) получим:

$$y_{01}^c \leq (k_2 \cdot y_{02\max}^c + k_3 \cdot y_{03\max}^c - \bar{F}_y) / k_1. \quad (3)$$

Чтобы не было кинематического замыкания между торцом перехода цилиндрической части державки резца в прямоугольную и внутренним торцом передней крышки устройства (см. рис. 1), целесообразно величину

зазора h_p назначить такой, чтобы выполнялось условие:

$$h_p \geq y_{01\max}^c + 0,5 \text{ мм} , \quad (4)$$

В случае реализации равенства в условии (2): $y_{01\max}^c = y_{01}^c + \Delta y_{01}^c$, $y_{02\max}^c = y_{02}^c + \Delta y_{01}^c$ и $y_{03\max}^c = y_{03\max}^c + \Delta y_{01}^c$, тогда с учетом (1), найдем:

$$\Delta y_{01}^c = \bar{F}_y / (k_1 + k_2 + k_3). \quad (5)$$

Очевидно, что в результате дополнительной регулировки пружин ППП и ЗРЭ ГИД суппортом станка за счет радиальной подачи S_i :

$$\begin{aligned} y_{01\max}^c &= y_{01}^c + \Delta y_{01}^c, \\ y_{02\max}^c &= y_{02}^c + \Delta y_{01}^c, \\ y_{03\max}^c &= y_{03\max}^c + \Delta y_{01}^c. \end{aligned} \quad (6)$$

Учитывая равенства (1) и (6) в неравенстве (2), найдем:

$$\Delta y_{01}^c \geq \bar{F}_y / (k_1 + k_2 + k_3), \quad (7)$$

где: Δy_{01}^c — необходимое уменьшение предварительной деформации ПТП для реализации процесса статического резания. Из неравенства (7) следует, что минимальное значение $\Delta y_{01\min}^c = \bar{F}_y / (k_1 + k_2 + k_3)$, определяется только уровнем силы резания и жесткостями упругих элементов устройства.

С подведением в полость A устройства (см. рисунок 1) энергоносителя под давлением условие статического резания (2) изменится. Это условие можно определить из уравнения статического равновесия движущихся систем резца, ПТП, ППП и ЗРЭ ГИД:

$$k_2 \cdot y_{02\max} + k_3 \cdot y_{03\max} - p_0(f_4 - f_3) \geq k_1 \cdot y_{01} + \bar{F}_y, \quad (8)$$

где: $p_r = p_0$ — давление в напорной полости A устройства, что отвечает статическому равновесию его движущихся систем; $y_{02\max} > y_{02\max}^c$, $y_{03\max} > y_{03\max}^c$ — деформации упругих элементов ППП и ГИД, что автоматически определяются уровнем p_0 и также регулируются радиальной подачей S_i суппорта станка; — площадь поперечного сечения толкателя диаметром; $f_3 = \pi d_3^2 / 4$ — площадь поперечного сечения поршневой части ППП диаметром d_4 . $y_{01} < y_{01}^c$ — предварительная деформация ПТП, уменьшенная

действием давления p_0 на разницу площадей $(f_4 - f_3)$.

Из неравенства (8), найдем:

$$y_{01} \leq [k_2 \cdot y_{02\max} + k_3 \cdot y_{03\max} - \bar{F}_y - p_0(f_4 - f_3)] / k_1. \quad (9)$$

Величина y_{01} фактически есть максимально возможной амплитудой колебаний реза устройства.

Движение системы (прямой ход) ППП при неподвижном относительно ППП ЗРЭ ГИД начинается вследствие роста давления в полости A :

$$p_r \geq p_0 = \frac{(k_2 \cdot y_{02\max} + k_3 \cdot y_{03\max} - k_1 \cdot y_{01} - \bar{F}_y)}{(f_4 - f_3)}. \quad (10)$$

В момент начала движения ППП можно предположить, что контакт между ППП и системой резец — ПТП — толкатель (РПТП) разрывается и на пути их прямого хода эти системы движутся независимо. Согласно сделанным предположениям, давление «открытие» ГИД можно определить по уравнению:

$$p_1 \geq [k_2(y_{02\max} + h_{02}) / f_4 = k_3(y_{03\max} + h_{02}) / f_1], \quad (11)$$

где h_{02} — перемещение ППП за время роста давления в гидросистеме (напорной полости A) устройства от p_0 до p_1 .

С (10) перемещение h_{02} можно определить по двум вариантам:

а)

$$h_{02} = \left(y_{02\max} - \frac{k_3 \cdot f_4}{k_2 \cdot f_1} y_{03\max} \right) / \left(\frac{k_3 \cdot f_4}{k_2 \cdot f_1} - 1 \right), \quad (12)$$

б)

$$h_{02} = \left(y_{03\max} - \frac{k_2 \cdot f_1}{k_3 \cdot f_4} y_{02\max} \right) / \left(\frac{k_2 \cdot f_1}{k_3 \cdot f_4} - 1 \right). \quad (13)$$

Анализ этих вариантов показывает, что отношение:

$$(k_3 \cdot f_4) / k_2 \cdot f_1 \neq 1 \text{ та } (k_3 \cdot f_4) / k_2 \cdot f_1 > 1$$

и

$$(k_2 \cdot f_1) / k_3 \cdot f_4 \neq 1 \text{ та } (k_2 \cdot f_1) / k_3 \cdot f_4 > 1. \quad (14)$$

По конструкции устройства и механическими характеристиками упругих элементов ППП и ГИД $y_{02\max} < y_{03\max}$, $k_2 \gg k_3$ и $f_1 \ll f_4$, тогда с учетом (14) по варианту а) (см. (12) перемещение h_{02} является отрицательной величиной, поскольку:

$y_{02\max} - \frac{k_3 \cdot f_4}{k_2 \cdot f_1} y_{03\max} < 0$, что не имеет физического смысла.

По варианту б) (см. (13):

$$y_{03\max} - \frac{k_2 \cdot f_1}{k_3 \cdot f_4} y_{02\max} > 0, \quad (15)$$

откуда:

$$y_{03\max} > \frac{k_2 \cdot f_1}{k_3 \cdot f_4} y_{02\max}. \quad (16)$$

Из условия $(k_2 \cdot f_1) / (k_3 \cdot f_4) > 1$, найдем:

$$k_2 / k_3 > f_4 / f_1, \quad (17)$$

$$f_1 > (k_3 \cdot f_4) / k_2. \quad (18)$$

Предварительные расчетные исследования влияния изменения параметров прорезной пружины на ее жесткость и силовую характеристику позволили установить оптимальный диапазон изменения предварительной деформации $y_{02\max}$ пружинной части ППП. Этот диапазон лежит в пределах 1,0...2,5 мм, что позволяет назначить зазор $h_p = 1,5...2,0$ мм. Поскольку $k_2 \gg k_3$, а жесткости k_2 и k_1 могут быть сопоставимыми, то деформация $y_{02\max}$ (см. (1)) фактически определяет величину предварительной деформации $y_{01\max}$ ПТП и зазор h_p . При условии $y_{01\max} \approx y_{02\max}$, $h_p = 1,5...3$ мм.

По данным теоретических и экспериментальных исследований во время виброрезания на частотах вибраций до 200 Гц требуемая стойкость инструмента обеспечивается, если амплитуда вибраций не превышает 1,0...2,0 мм [7]. Такие параметры достигаются в гидроимпульсном приводе при достаточной жесткости его гидросистемы, которая реализуется при малых объемах напорных гидролиний и полости W_0 . В работах [2, 3, 6, 9] для таких систем используют "упруго-сосредоточенную" модель энергоносителя, пренебрегая массой жидкости в напорном объеме, а гидравлическое звено привода представляется телом Кельвина-Фохта [18, 19] в виде вязко-упругой модели, составленной из параллельно соединенных безынерционных упругого k_{0r} и диссипативного c_{0r} элементов. В процессе работы гидроимпульсного привода гидравлическое звено

деформируется с определенной скоростью и взаимодействует с другими звеньями (массами) привода через передаточные отношения i_{oj} (здесь $j = 1, 2, 3, \dots, n$ — порядковый номер звена привода).

Как показано в работах [6, 9] жесткость k_{0r} безынерционного упругого элемента можно определить относительно усредненных площадей поперечного сечения напорной f_0 и сливной $f_{03л}$ полостей, которые рассчитываются по простым зависимостям [14, 19]:

$$f_0 = \sum_{i=1}^n (l_i f_i) / \sum_{i=1}^n l_i; \quad (19)$$

$$f_{03л} = \sum_{i=1}^n (l_{i3л} f_{i3л}) / \sum_{i=1}^n l_{i3л}, \quad (20)$$

где: l_i , f_i , $l_{i3л}$, $f_{i3л}$ — соответственно, длина и площадь сечения i -го гидроканала (гидролинии) напорной и сливной полости гидросистемы привода. В процессе работы гидроимпульсного привода жесткости k_{0r} и $k_{03л}$ изменяются, поскольку суммарные объемы напорной W_Σ и сливной $W_{\Sigma3л}$ полостей являются переменными, но переменные части этих объемов малы по сравнению с постоянными, поэтому, в целях упрощения математических выкладок при разработке математических моделей привода, сменными частями объемов W_Σ и $W_{\Sigma3л}$ можно пренебречь. Это допущение позволяет считать жесткости $k_{0r} = k_0 = const$ и $k_{03л} = const$. Кроме того, как правило, для жестких гидросистем гидроимпульсного привода $W_0 \ll W_{03л}$ (здесь W_0 и $W_{03л}$ — соответственно начальные объемы напорной и сливной полостей гидросистемы привода). Поскольку по известной зависимости [2, 9] жесткость безынерционного упругого элемента:

$$k_0 = f_0^2 \kappa W_0^{-1}, \quad (21)$$

(здесь κ — приданный модуль упругости гидросистемы привода при предположении $\kappa = const$) определяется относительно W_0 , то, учитывая сказанное, $k_0 \gg k_{03л}$, что позволяет не рассматривать влияние на динамику привода гидрозвена сливной полости и сливных гидролиний. Такое допущение идентично

традиционным подходам к моделированию гидравлических систем, где воздействием давления энергоносителя в сливных гидролиниях пренебрегают, считая его равным нулю.

В работах [2, 3, 6, 9] показано, что при допущении $W_0 = const$ и $k_0 = const$, жесткость гидравлического звена привода можно привести к любой площади поперечного сечения элементов ГИД, гидродвигателя т.п. по формуле:

$$k_{oj} = i_{oj} \cdot k_0, \quad (22)$$

где: $i_{oj} = f_j^2 \cdot f_0^{-2}$ — передаточное отношение от гидравлического звена к соответствующему звену ГИД, гидродвигателя т.д., $j = 1, 2, 3, \dots, n$ — порядковый номер звена элементов привода.

Сила F_{f_0} вязкого сопротивления безынерционного диссипативного элемента c_0 в предложенной модели [9] гидравлического звена находится по закону Ньютона:

$$F_{f_0} = c_0 \bar{x}_{or} \approx c_0 \cdot \dot{x}_{or} \quad (23)$$

где: $\dot{x}_{or} = dx_{or} / dt$ — скорость деформации гидравлического звена (тела Кельвина-Фохта) (\bar{x}_{or} — средняя скорость деформации гидравлической звена); $c_0 = \mu \pi d_0 / 4$ — коэффициент вязкого сопротивления деформирования гидравлического звена, μ — динамическая вязкость энергоносителя; $d_0 = 2\sqrt{(f_0 / \pi)}$ — диаметр усредненной напорной полости гидролинии. При $k_0 = const$, как показано в работах [3, 6, 9], давление энергоносителя в напорной усредненной гидролинии связана с деформацией гидравлического звена простой зависимостью:

$$p_r = x_{or} \cdot k_0 \cdot f_0^{-1}. \quad (24)$$

Деформацию x_{or} можно приводить к площади поперечного сечения любого элемента привода по формуле [9]:

$$x_{f_j} = x_{or} \cdot i_{0j}^{-0,5}. \quad (25)$$

В случае сведения диссипативного элемента гидравлического звена к соответствующим площадям гидроимпульсного привода, диссипативную силу сопротивления можно определить по формуле [9], аналогичной (23) с учетом скорости движения звена привода:

$$F_{ff} = i_{0j}^{-0,5} c_0 (\dot{x}_{ff} \mp \dot{y}_j), \quad (26)$$

где \dot{x}_{ff} , \dot{y}_j — соответственно, приведенная к определенной площади поперечного сечения звена привода скорость деформации гидравлического звена и скорость звена привода.

Рабочий цикл гидроимпульсного устройства для виброрезания можно представить ориентировочной циклограммой (рисунок 2), на которой изображены условные кривые изменения во времени (на каждом графике кривой по оси абсцисс нанесены соответствующие отрезки времени) давления p_r (деформации x_{or} гидравлической звена) в напорной полости A (см. рисунок 1) (кривая 1), перемещение y_1 системы РПТТ (резца, кривая 2), перемещение y_2 ППП (кривая 3), перемещение y_3 шарикового клапана ГИД (ЗРЭ ГИД) (кривая 4). Экспериментально установлено [2, 9], что в гидроимпульсных приводах первый импульс давления отличается от последующих, поэтому каждая кривая циклограммы содержит два импульса давления и перемещений: первый и следующий.

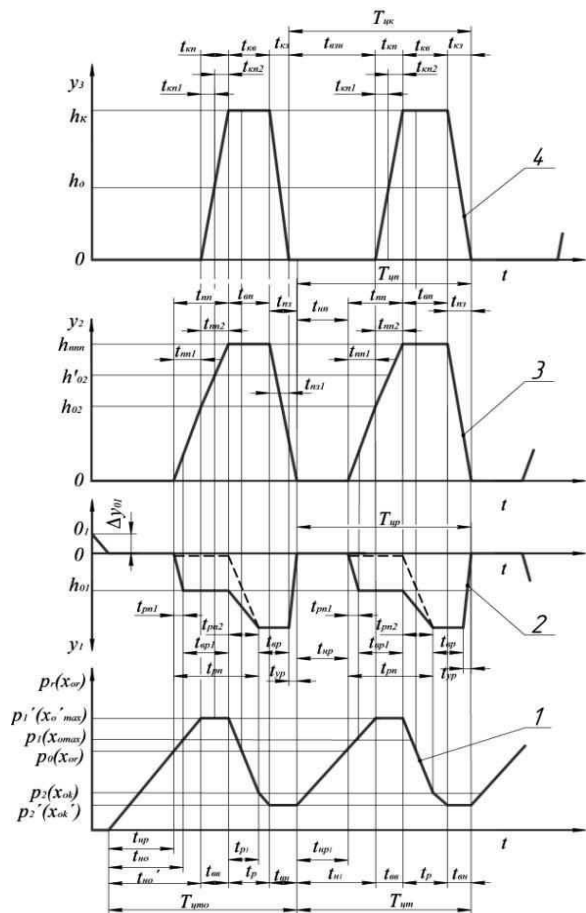
Учитывая очень малый объем камеры B и малую длину и объем щели между седлом и ЗРЭ ГИД во время его открытия и соединения камер A и B , на циклограмме отсутствует кривая изменения давления в камере B (см. рисунок 2), которая идентична кривой 1. Исследованиями ГИД гидроимпульсных приводов установлено [9], что в промежуточных камерах типа B при срабатывании запорных элементов давление энергоносителя уравнивается с давлением в напорной полости практически за миллионные доли секунды, то есть мгновенно. Это позволяет в уравнениях динамики, что описывают процессы работы гидроимпульсных приводов, не учитывать изменение давления энергоносителя в таких малых полостях.

Согласно циклограммы (см. рисунок 2) рабочий цикл устройства можно разделить на отдельные условные фазы. К каждой фазе рабочего цикла устройства можно составить математическую модель в виде системы дифференциальных уравнений движения звеньев устройства уравнений расходов энергоносителя и условий однозначности.

С целью упрощения математического описания работы привода устройства, от-

ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАДИАЛЬНОГО ВИБРОТОЧЕНИЯ С ВСТРОЕННЫМ ШАРОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ТИПА

дельные фазы рабочего цикла можно объединить в прямой и обратный ходы звеньев устройства. Динамические модели гидроимпульсного устройства для виброточения на основе его структурно-расчетной схемы (см. рисунок 1) и представления гидравлического звена в виде тела Кельвина-Фохта можно изобразить в виде трехмассовых систем как для прямого (рисунок 3, а), так и обратного (рис. 3, б) ходов звеньев устройства.



1 — кривая изменения давления энергоносителя в напорной полости (деформации гидравлической звена); 2 — кривая перемещения РПТПТ (резца); 3 — кривая перемещения ППП; 4 — кривая перемещения шарикового клапана ГИД

Рис. 2. Циклограмма рабочего цикла гидроимпульсного устройства для виброточения
Fig. 2. Timeline workflow hydropulse device for vibroturning

На этих динамических моделях, кроме ранее описанных, нанесены еще следующие величины: $i_{01(02)}$ — передаточное отношение

от гидравлического звена устройства к ЗРЭ ГИД, которое во время прямого хода этого звена устройства и ППП принимает следующие значения в зависимости от значения текущих координат $y_{2П}$ и $y_{3П}$ а именно за: $0 \leq y_{2П} \leq h_{02}$ и $y_{3П} = 0$ — $i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$; $h_{02} < y_{2П} \leq h_{mm}$ и $0 < y_{3П} < h_k$ — $i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$; $i_{02(01)}$ — передаточное отношение между предварительно упомянутыми звеньями устройства, но во время обратного хода: $i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$ при $0 \leq y_{3П} \leq h_k$ и $0 \leq y_{2П} \leq (h_{mm} - h_p)$ та $i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$ при $y_{2П} = h_k$ и $h_{mm} - h_p < y_{2П} \leq h_{mm}$; $i_{04} = f_4^2 \cdot f_0^{-2}$ — передаточное отношение от гидравлического звена к ППП при $0 \leq y_{2П} \leq h_{02}$ та $y_{2П} > h_{mm} - h_p$; $i_{05} = (f_4 - f_2 + f_1)^2 \cdot f_0^{-2}$ — передаточное отношение от гидравлического звена к ППП $h_{02} \leq y_{2П} \leq h_{mm}$ и $y_{2П} \leq h_{mm} - h_p$; $i_{03} = f_3^2 \cdot f_0^{-2}$ — передаточное отношение от гидравлического звена к системе РПТПТ;

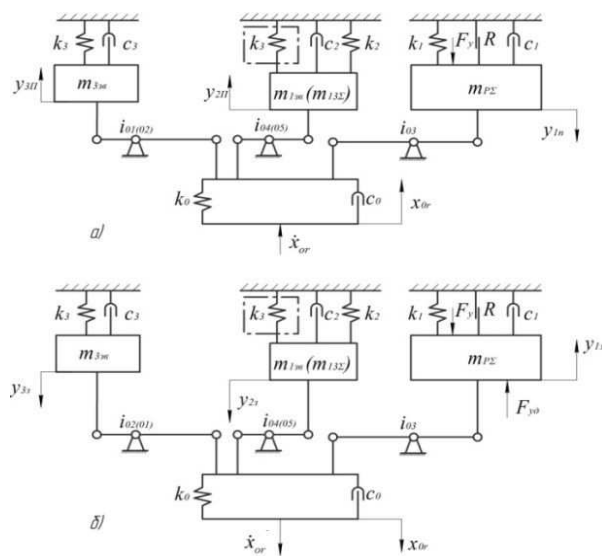


Рис. 3. Динамические модели гидроимпульсного устройства для радиального виброточения для прямого (а) и обратного (б) ходов звеньев
Fig. 3. Dynamic models hydropulse device for radial vibroturning for direct (a) and inverse (b) moves links

R — сила сухого (или полусухого) трения в сопряжении прямоугольного (или квадратного) сечения державки резца с соответствующим профильным отверстием на-

правляющей крышки (см. рисунок 1); c_1 — коэффициент вязкого трения в сопряжении толкателя системы РПТП с отверстием его размещения в корпусе устройства; F_{y_d} — сила ударного взаимодействия ППП и системы РПТП, которую можно определить по закону сохранения количества движения:

$$F_{y_d} = m_{13\Sigma} \cdot \dot{y}_{23} / t_{y_d}, \quad (27)$$

где: t_{y_d} — время действия силы F_{y_d} .

Поскольку во время прямого и обратного ходов ППП и ЗРЭ ГИД эти звенья устройства некоторое время двигаются как одно целое, то прямое движение массы начнется при условии $y_{2П} \geq h_{02}$, а обратное перемещение ЗРЭ ГИД закончится ($y_{33} = 0$), когда $y_{23} = h_{nmn} - h_p$.

При указанных значениях текущих перемещений ППП и ЗРЭ ГИД на приведенную массу ППП и ЗРЭ ГИД $m_{13\Sigma}$ будет действовать соответствующая сила пружины регулятора давления «открытие» ГИД (см. рисунок 3, где жесткость k_3 , что связанная с массой $m_{13\Sigma}$ соответственно обозначены прямоугольником с штрихпунктирных линий и круглыми скобками).

В реальной системе привода устройства все факторы влияющие на его динамику являются переменными и во многом меняются случайным образом. Попытки учесть большое число таких факторов создало бы практически непреодолимые математические трудности при построении математической модели устройства, поэтому целесообразно, кроме изложенных, принять допущение, аналогичные приведенным в работах [2, 9].

На основании изложенных соображений и принятой системы допущений, динамические модели (см. рисунок 3, а, б) прямого и обратного ходов звеньев гидроимпульсного устройства для виброточения, путем приведения гидравлического звена привода устройства к его движущимся звеньям, можно представить в виде простых моделей: прямого и обратного ходов ППП (рисунок 4, б, в) и системы РПТП (рисунок 4, г, д, е). Полученные динамические модели и структурно-расчетная схема (см. рисунок 1) содержат базовую информацию достаточную для построения математических моделей

прямого и обратного ходов движущихся масс $m_{13\epsilon}$, $m_{13\Sigma}$, $m_{33\epsilon}$ и $m_{p\Sigma}$ звеньев устройства. Важной составной частью этих моделей является уравнение связи — уравнения расхода энергоносителя, замыкающие уравнения движения масс $m_{13\epsilon}$, $m_{13\Sigma}$, $m_{33\epsilon}$ и $m_{p\Sigma}$. Поскольку время продолжительности динамических процессов во всех известных численных методах решения дифференциальных уравнений и их анализа является независимым аргументом, что может соответствующим образом разделяться на очень маленькие промежутки (шаги), то для построения уравнений расходов энергоносителя через проходные сечения ЗРЭ ГИД (см. рисунок 1) можно воспользоваться методикой разработанной в работах [2, 9].

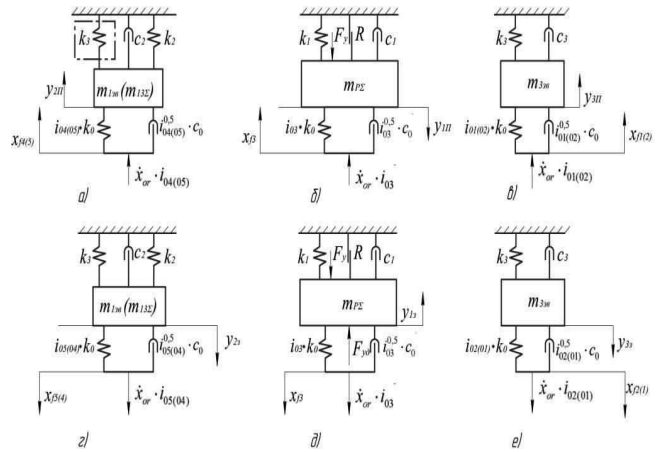


Рис. 4. Динамические модели прямого (а, б, в) и обратного (г, д, е) ходов ППП, системы РПТП и ЗРЭ ГИД

Fig. 4. Dynamic models for direct and inverse moves links PPP, system RPTPT and ZRP

Согласно с этими разработками деформация гидравлического звена гидросистемы привода устройства будет изменяться по закону для ходов звеньев устройства:

прямого —

$$x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma l_{П}} \cdot t \cdot f_0^{-1} \quad (28)$$

и части обратного хода для $0 \leq y_{23} < h_{02}$ и $Q_{\Sigma l'_{3}}$;

обратного для $h_g \leq y_{33} \leq h_k$ —

$$x_{or} = x_{ok} + Q_{\Sigma l'_{3}} \cdot t' \cdot f_0^{-1} = x_{o\max} i_{21}^{0.5} + Q_{\Sigma l'_{3}} \cdot t' \cdot f_0^{-1}, \quad (29)$$

где $Q_{\Sigma l_{П}}$, $Q_{\Sigma l'_{3}}$ — соответственно, суммарный расход энергоносителя через гидроканалы и

ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАДИАЛЬНОГО ВИБРОТОЧЕНИЯ С ВСТРОЕННЫМ ШАРОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ТИПА

открытую щель ЗРЭ ГИД, которая соответствует определенным перемещением ППП, ЗРЭ ГИД и системы РПТПТ на пути прямого (индекс $l = 1 \dots 4$) и обратного (индекс $l' = 1 \dots 4$) ходов; t, t' — соответственно, текущее время изменения x_{or} для определенного „ l ” изменения $Q_{\Sigma l}$ или $Q_{\Sigma l'}$, которое можно разделить на условные интервалы $[0, t_H]$, $[t_H, t_1]$, $[t_1, t_2], \dots, [t_{l-1}, t_{l+1}]$, $[0, t'_1], \dots, [t'_{l-1}, t'_{l+1}]$, $[t'_{l+1}, t'_H]$.

Количество необходимых интервалов времени и соответствующие им изменение деформации гидравлического звена x_{or} и суммарные расходы энергоносителя $Q_{\Sigma l}$ и $Q_{\Sigma l'}$, можно установить на основе по фазного анализа рабочего процесса устройства и зависимостей (28) и (29). В результате получим для ходов движущихся звеньев устройства:

прямого —

- 1) $x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt$ при: $y_{1\Pi} = 0, y_{2\Pi} = 0,$
 $y_{3\Pi} = 0, 0 \leq t \leq t_H,$
 - 2) $x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 1\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ при:
 $0 \leq y_{1\Pi} \leq h_{01}, 0 \leq y_{2\Pi}, y_{3\Pi} \leq h_{02}, y_{3\Pi} = 0;$
 $t_H < t \leq t_1, t = t_1$ при $y_{2\Pi} = h_{02},$
 $y_{3\Pi} = 0,$
 - 3) $x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 2\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ при $y_{1\Pi} = h_{01}$
 $h_{02} < y_{2\Pi} < h_{nmn}, 0 \leq y_{3\Pi} \leq h_\delta,$ (30)
 $t_1 < t \leq t_2, t = t_2$ при $y_{3\Pi} = h_\delta,$
 - 4) $x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ при $h_{01} < y_{1\Pi} \leq h_p,$
 $h_\delta < y_{3\Pi} \leq h_\kappa, h_{02} < y_{2\Pi} \leq h_{nmn},$
 $t_2 < t \leq t_3, t = t_3$ при $y_{3\Pi} = h_\kappa,$
 $y_{2\Pi} = h_{nmn},$
 - 5) $x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 4\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1}$
при $y_{1\Pi} = h_p,$
 $y_{3\Pi} = h_\kappa, t_3 < t \leq t_4, t = t_4$ при $y_{1\Pi} = h_p,$
- обратного —
- 1) $x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 13} \cdot t' \cdot f_0^{-1}$ при: $y_{13} = 0,$
 $y_{23} = 0, y_{33} = 0, 0 \leq t' \leq t'_1,$
 - 2) $x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 23} \cdot t' \cdot f_0^{-1}$ при $y_{13} = 0;$

$$0 \leq y_{33} \leq (h_{nmn} - h_p), 0 \leq y_{33} \leq h_\delta,$$

$$t'_1 \leq t' \leq t'_2, t' = t'_2 \text{ при } y_{33} = h_\delta, \quad (31)$$

$$3) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 33} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ при}$$

$$y_{13} = 0, h_{nmn} - h_p < y_{23} \leq h_{nmn}, h_\delta < y_{33} \leq h_\kappa,$$

$$t'_2 \leq t' \leq t'_3, t' = t'_3 \text{ при } y_{33} = h_\kappa,$$

$$4) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 43} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ при}$$

$$y_{13} = h_p, y_{23} = h_{nmn}, y_{33} = h_\kappa,$$

$$t'_3 \leq t' \leq t'_4, t' = t'_4 \text{ при } y_{13} = h_p,$$

$$5) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t'_H} Q_H dt \text{ при } y_{13} = h_p,$$

$$y_{23} = h_{nmn}, y_{33} = h_\kappa, t = t'_H$$

где $Q_{\Sigma 1\Pi} = f_4 \cdot \dot{y}_{2\Pi} - f_3 \cdot \dot{y}_{1\Pi}$ — на интервале $(t_H, t_1]$, $Q_{\Sigma 2\Pi} = f_2 \cdot \dot{y}_{3\Pi} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{2\Pi}$ — на интервале $(t_1, t_2]$,

$Q_{\Sigma 3\Pi} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{3\Pi} - h_\delta) + |(y_{3\Pi} - h_\delta)|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{or}} =$
 $= Q_H - f_2 \cdot \dot{y}_{3\Pi} - (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{2\Pi}$ — на интервале $(t_2, t_3]$,

$Q_{\Sigma 4\Pi} = Q_{\Sigma 13} = \frac{\xi_3 \pi d_2 [(h_\kappa - h_\delta) + |(h_\kappa - h_\delta)|]}{\sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{or}}} = Q_H$ — на интервалах $(t_3, t_4]$ и $[0, t'_1]$,

$Q_{\Sigma 23} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{33} - h) + |(y_{33} - h_\delta)|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{or}} =$
 $= Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{33} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{23}$ — на интервале $[t'_1, t'_2]$, $Q_{\Sigma 33} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{33} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{23}$, — на интервале $[t'_2, t'_3]$, $Q_{\Sigma 43} = Q_H + f_4 \cdot \dot{y}_{23}$, — на интервале $[t'_3, t'_4]$. Для определения $Q_{\Sigma 3\Pi}$, $Q_{\Sigma 13}$ и $Q_{\Sigma 23}$ можно использовать как левые, так и правые части приведенных выражений.

Уравнения, которые характеризуют изменение деформации гидравлической звена x_{or} на прямом и обратном ходах движущихся звеньев устройства, и неравенства, входящие в (30) и (31) являются уравнениями расхода энергоносителя и условиями однозначности математических моделей прямого и обратного ходов звеньев устройства. Завершенные математические модели прямого и обратного ходов звеньев устройства, кроме уравнений и условий, которые входят в уравнения (30) и (31), также содержат уравнения движения масс $m_{p\Sigma}, m_{136}(m_{13\Sigma})$ и m_{336} , составленным на основе динамических моделей (см. рисунок 4) и принципа Д'Аламбера для ходов:

прямого —

$$m_{p\Sigma} \cdot \ddot{y}_{1\Pi} = i_{03} \cdot k_0(x_{f_3} - y_{1\Pi}) - k_1(y_{1\Pi} - y_{01}) - c_1 \dot{y}_{1\Pi} - R - F_y - i_{03}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{1\Pi}),$$

$$m_{13\Sigma} \cdot \ddot{y}_{2\Pi} = i_{04} \cdot k_0(x_{f_4} - y_{2\Pi}) - k_2(y_{2\Pi} + y_{02}) - k_3(y_{2\Pi} + y_{03}) - c_2 \dot{y}_{2\Pi} - i_{04}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_4} - \dot{y}_{2\Pi}), \quad (32)$$

при $0 \leq y_{2n} \leq h_{02}$,

$$m_{136} \cdot \ddot{y}_{2\Pi} = i_{05} \cdot k_0(x_{f_5} - y_{2\Pi}) - k_2(y_{2\Pi} + h_{02} + y_{02}) - c_2 \dot{y}_{2\Pi} - i_{05}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_5} - \dot{y}_{2\Pi}), \text{ при } h_{02} \leq y_{2n} \leq h_{mn},$$

$$m_{336} \cdot \ddot{y}_{3\Pi} = i_{01(02)} \cdot k_0(x_{f_{1(2)}} - y_{3\Pi}) - k_3(y_{3\Pi} + h_{02} + y_{03}) - c_3 \dot{y}_{3\Pi} - i_{01(02)}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_{1(2)}} - \dot{y}_{3\Pi}),$$

обратного —

$$m_{p\Sigma} \cdot \ddot{y}_{13} = F_{y\partial} + i_{03} \cdot k_0[x_{f_3} + (y_{13} - h_p)] - k_1 \dot{y}_{13} - R - F_y - i_{03}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{13}),$$

$$m_{136} \cdot \ddot{y}_{23} = k_2(y_{02} + h_{mn} - y_{23}) - i_{05} \cdot k_0[(x_{f_5} - (h_{mn} - y_{23}))] - c_2 \dot{y}_{23} - i_{05}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_5} - \dot{y}_{23}) \text{ при } 0 \leq y_{23} \leq h_{mn} - h_p,$$

$$m_{336} \cdot \ddot{y}_{33} = k_3(y_{03} + h_k - y_{33}) - i_{02(01)} \cdot k_0[(x_{f_{2(1)}} - (h_k - y_{33}))] - c_3 \dot{y}_{33} - i_{02(01)}^{0,5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_{2(1)}} - \dot{y}_{33}). \quad (33)$$

В системе дифференциальных уравнений (32) и (33), кроме ограничений по времени действующих процессов и ходов подвижных звеньев устройства, которые входят в (30) и (31) (условия однозначности), необходимо ввести еще такие дополнительные условия для ходов масс $m_{p\Sigma}$, $m_{136}(m_{13\Sigma})$ и m_{336} :

прямого —

для ($y_{1\Pi} > 0, F_y = 0$ — разрыв контакта между резцом и обрабатываемой деталью (см. рисунок 1),

$$\begin{cases} y_{3\Pi} = 0, i_{01(02)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_{1(2)}} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}, \\ y_{3\Pi} > 0, i_{01(02)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та} \\ x_{f_{1(2)}} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}, \\ i_{01} = i_{02} \cdot i_{21} = i_{02} \cdot i_{02}^{-1}, i_{12} = i_{21}^{-1}, \end{cases} \quad (34)$$

(здесь x_{f_1} и x_{f_2} — соответственно деформации гидравлического звена, приведенные к площадям поперечного сечения ЗРЭ ГИД f_1 и f_2) $x_{f_3} = x_{or} \cdot i_{03}^{-0,5}$ — деформация гидравлического звена, приведена к площади поперечного сечения толкателя f_3 (см. рисунок 1), $x_{f_4} = x_{or} \cdot i_{04}^{-0,5}$, $x_{f_5} = x_{or} \cdot i_{05}^{-0,5}$ — соответственно, деформация гидравлической звена, приведена к площадям поперечного сечения

f_4 и $(f_4 - f_2 + f_1)$, $\dot{x}_{f_1} = \dot{x}_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}$, $\dot{x}_{f_2} = \dot{x}_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}$, $\dot{x}_{f_3} = \dot{x}_{or} \cdot i_{03}^{-0,5}$, $x_{f_4} = x_{or} \cdot i_{04}^{-0,5}$, $x_{f_5} = x_{or} \cdot i_{05}^{-0,5}$ — соответственно, текущие скорости деформации гидравлического звена, приведенные к площадям f_1 , f_2 , f_3 , f_4 та $(f_4 - f_2 + f_1)$, $\dot{y}_{1\Pi}$, $\dot{y}_{2\Pi}$, $\dot{y}_{3\Pi}$, $\ddot{y}_{1\Pi}$, $\ddot{y}_{2\Pi}$, $\ddot{y}_{3\Pi}$ — соответственно, текущие скорости и ускорения масс $m_{136}(m_{13\Sigma})$,

$m_{p\Sigma}$, та m_{336} , $x_{o\max} \leq x_{or} \leq (x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t_4 \cdot f_0^{-1})$, обратного —

при: $y_{23} \leq h_{mn} - h_p$, масса $m_{p\Sigma}$ неподвижная ($y_{13} = 0$),

$h_{mn} - h_p < y_{23} \leq h_{mn}$, $y_{13} \neq 0$, $\dot{y}_{13} \neq 0$ та $\ddot{y}_{13} \neq 0$,

$F_{y\partial} = m_{13\Sigma} \dot{y}_{23} / t'$; $t'_2 < t' < t'_3$, при нахождении

$$F_{y\partial} t' \approx 0,5(t'_2 + t'_3) = t_{y\partial},$$

$y_{13} < h_p$, $F_y = 0$, а при $y_{13} = h_p$, $F_y \neq 0$,

$$\begin{cases} y_{33} \leq h_k - h_\partial, i_{02(01)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \\ \text{и } x_{f_{2(1)}} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}, \end{cases} \quad (35)$$

$$\begin{cases} y_{33} > h_k - h_\partial, i_{02(01)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ и } x_{f_{2(1)}} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}, \\ (x_{o\max} - Q_{\Sigma 13} \cdot t'_1 \cdot f_0^{-1}) \leq x_{or} \leq x_{ok}, \dot{y}_{13}, \dot{y}_{23}, \dot{y}_{33} \end{cases}$$

\ddot{y}_{13} , \ddot{y}_{23} , \ddot{y}_{33} — соответственно, текущие скорости и ускорения масс $m_{p\Sigma}$, $m_{136}(m_{13\Sigma})$ та m_{336} .

По методике, изложенной в работе [9], дифференциальные уравнения систем (32) и (33) можно привести к виду, которые наглядно подчеркивают колебательное движение масс $m_{p\Sigma}$, $m_{136}(m_{13\Sigma})$ и m_{336} во время ходов звеньев устройства для виброточения:

прямого —

$$\begin{cases} \ddot{y}_{1\Pi} + 2\beta_1 \dot{y}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{1\Pi} - \omega_{\alpha_1}^2 \cdot y_{01} + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} = \\ = \omega_{0r}^2 i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}, \\ \ddot{y}_{2\Pi} + 2\beta_2 \dot{y}_{2\Pi} + \omega_{\Sigma 2}^2 \cdot y_{2\Pi} - \omega_{\alpha_1}^2 \left[\frac{\delta_1 \cdot y_{02}}{(\gamma_1^{-1} + \gamma_2^{-1})} + \delta_2 \gamma_2 y_{03} \right] = \\ = \gamma \omega_{0r}^2 i_{43}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}, \text{ при } 0 \leq y_{2n} \leq h_{02}, \end{cases} \quad (36)$$

$$\begin{cases} \ddot{y}_{2\Pi} + 2\beta_3 \dot{y}_{2\Pi} + \omega_{\Sigma 3}^2 \cdot y_{2\Pi} - \omega_{\alpha_1}^2 \delta_1 \gamma_1 (h_{02} + y_{02}) = \\ = \gamma_1 \omega_{0r}^2 \cdot i_{53}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}, \text{ при } h_{02} \leq y_{2n} \leq h_{mn}, \\ \ddot{y}_{3\Pi} + 2\beta_4 \dot{y}_{3\Pi} + \omega_{\Sigma 4}^2 \cdot y_{3\Pi} - \omega_{\alpha_1}^2 \delta_2 \gamma_2 (h_{02} + y_{02}) = \\ = \gamma_2 \omega_{0r}^2 \cdot i_{13(23)}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}, \end{cases}$$

обратного —

$$\begin{cases} \ddot{y}_{13} + 2\beta'_1 \dot{y}_{13} + \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{13} - \gamma^{-1} \cdot \dot{y}_{23} \cdot t_{y\partial}^{-1} + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} = \\ = \omega_{0r}^2 i_{03}^{0,5} \cdot (x_{or} + i_{03}^{0,5} \cdot h_p), \end{cases}$$

ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ВИБРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАДИАЛЬНОГО ВИБРОТОЧЕНИЯ С ВСТРОЕННЫМ ШАРОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ТИПА

$$\begin{aligned} & \ddot{y}_{23} + 2\beta'_2 \dot{y}_{23} + \omega_{\Sigma 3}^2 (y_{23} - h_{nm}) - \omega_{01}^2 \delta_1 \gamma_1 y_{02} = \\ & = -\gamma_1 \omega_{0r}^2 i_{53}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}, \text{ при } 0 \leq y_{23} \leq h_{nm} - h_p, \\ & \ddot{y}_{23} + 2\beta_2 \dot{y}_{23} + \omega_{\Sigma 2}^2 \cdot y_{23} - \omega_{01}^2 \times \\ & \times \left[\frac{\delta_1}{(\gamma_1^{-1} + \gamma_2^{-1})} \cdot (y_{02} + h_{nm} - h_p) + \delta_2 \gamma (h_k + y_{03}) \right] = \\ & = -\gamma \omega_{0r}^2 i_{43}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} \cdot \left[x_{or} - i_{43}^{0,5} \cdot i_{03}^{0,5} (h_{nm} + h_p) \right], \\ & \text{при: } (h_{nm} - h_p) < y_{23} \leq h_{nm}, \\ & \ddot{y}_{33} + 2\beta'_4 \dot{y}_{33} + (\omega'_{\Sigma 4})^2 \cdot y_{33} + \omega_{01}^2 \delta_2 \gamma_2 (h_k + y_{03}) = \\ & = -\gamma_2 \omega_{0r}^2 i_{23(13)}^{0,5} i_{03}^{0,5} (x_{or} - i_{23(13)}^{0,5} i_{03}^{0,5} h_k), \\ & \text{где: } \beta_1 = 0,5 m_{p\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{1II}^{-1} - 1)], \\ & \beta_2 = 0,5 m_{13\Sigma}^{-1} [c_2 + c_0 i_{04}^{0,5} (\dot{x}_{f_4} \cdot \dot{y}_{2II}^{-1} - 1)], \\ & \beta_3 = 0,5 m_{136}^{-1} [c_2 + c_0 i_{05}^{0,5} (\dot{x}_{f_5} \cdot \dot{y}_{2II}^{-1} - 1)], \\ & \beta_4 = 0,5 m_{336}^{-1} [c_3 + c_0 i_{01(02)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{1(2)}} \cdot \dot{y}_{3II}^{-1} - 1)], \\ & \beta'_1 = 0,5 m_{p\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{13}^{-1} - 1)], \\ & \beta'_2 = 0,5 m_{13\Sigma}^{-1} [c_2 + c_0 i_{04}^{0,5} (\dot{x}_{f_4} \cdot \dot{y}_{23}^{-1} - 1)], \\ & \beta'_3 = 0,5 m_{136}^{-1} [c_2 + c_0 i_{05}^{0,5} (\dot{x}_{f_5} \cdot \dot{y}_{23}^{-1} - 1)], \\ & \beta'_4 = 0,5 m_{336}^{-1} [c_3 + c_0 i_{02(01)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{2(1)}} \cdot \dot{y}_{33}^{-1} - 1)] - \text{соот-} \\ & \text{ветственно, приведенные коэффициенты} \\ & \text{демпфирования (затухания) во время пря-} \\ & \text{мого и обратного ходов масс } m_{p\Sigma}, m_{136} (m_{13\Sigma}) \\ & \text{и } m_{336}, \omega_{\Sigma 1} = \sqrt{m_{p\Sigma}^{-1} (i_{03} k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{0r}^2 i_{03} + \omega_{01}^2} - \\ & \text{собственная круговая частота колебаний} \\ & \text{системы гидравлическое звено (ГЗ) -} \\ & \text{РПТТ (ГЗ - РПТТ)}, \omega_{0r} = \sqrt{k_0 / m_{p\Sigma}} - \text{соб-} \\ & \text{ственная частота колебаний ГЗ относительно} \\ & \text{массы } m_{p\Sigma}, \omega_{\Sigma 2} = \sqrt{m_{13\Sigma}^{-1} (i_{04} k_0 + k_2 + k_3)} = \\ & = \sqrt{\gamma \cdot \omega_{0r}^2 i_{03} i_{43}^{-1} + \omega_{01}^2 (\delta_1 \gamma^{-1} (\gamma_1^{-1} + \gamma_2^{-1}) + \delta_2)} = \\ & = \sqrt{\gamma \left[\omega_{0r}^2 i_{03} i_{43}^{-1} + \omega_{01}^2 (\delta_1 \gamma^{-1} \gamma_{12} + \delta_2) \right]} - \text{собствен-} \\ & \text{ная круговая частота колебаний системы ГЗ} \\ & \text{- ППП - ЗРЭ ГИД относительно массы } m_{13\Sigma} \\ & , \omega_{\Sigma 3} = \sqrt{m_{136}^{-1} (i_{04} k_0 + k_2)} = \\ & = \gamma_2^{0,5} (i_{03} \cdot i_{13(23)}^{-1} \omega_{0r}^2 + \omega_{01}^2 \cdot \delta_1)^{0,5} - \text{собственная} \\ & \text{круговая частота колебаний системы ГЗ -} \\ & \text{ППП относительно массы } m_{136}, \\ & \omega_{\Sigma 4} = \sqrt{m_{336}^{-1} (i_{01(02)} k_0 + k_3)} = \sqrt{\gamma_2 \cdot \omega_{0r}^2 i_{13(23)}^{-1} + \omega_{01}^2 \delta_2}, \end{aligned}$$

$\omega'_{\Sigma 4} = \sqrt{m_{336}^{-1} (i_{02(01)} k_0 + k_3)} = \sqrt{\gamma_2 \cdot \omega_{0r}^2 i_{03(13)}^{-1} + \omega_{01}^2 \delta_2}$ — соответственно, собственная частота колебаний системы ГЗ — ЗРЭ ГИД относительно массы m_{336} во время ее прямого и обратного ходов, $\delta_1 = k_2 / k_1$, $\delta_2 = k_3 / k_1$, $\gamma = m_{p\Sigma} / m_{13\Sigma}$, $\gamma_1 = m_{p\Sigma} / m_{136}$, $\gamma_2 = m_{p\Sigma} / m_{336}$, $\gamma_{12} = \gamma_1 \cdot \gamma_2 / (\gamma_1 + \gamma_2) = m_{p\Sigma} / (m_{136} + m_{336})$, $i_{43} = f_3^2 \cdot f_4^{-2}$, $i_{53} = f_3^2 \cdot (f_4 - f_2 + f_1)^{-2}$, $i_{13} = f_3^2 \cdot f_1^{-2}$, $i_{23} = f_3^2 \cdot f_2^{-2}$ — внутренние передаточные отношения между системами гидроимпульсного устройства для радиального виброточения.

В работе [9] доказано, что переменная часть коэффициентов демпфирования β_k и β'_k (здесь $k = 1, \dots, 4$) существенно меньше их постоянной части, что позволяет принять эти коэффициенты постоянными и рассчитывать по простым зависимостям [9]:

$$\begin{cases} \beta_1 = \beta'_1 = 0,5 m_{p\Sigma}^{-1} \cdot c_1, & \beta_2 = \beta'_2 = 0,5 m_{13\Sigma}^{-1} \cdot c_2, \\ \beta_3 = \beta'_3 = 0,5 m_{136}^{-1} \cdot c_2 = \gamma_3 \cdot \beta_2, \\ \beta_4 = \beta'_4 = 0,5 m_{336}^{-1} \cdot c_3, \end{cases} \quad (38)$$

где: $\gamma_3 = m_{36} \cdot m_{13\Sigma}^{-1}$.

Сила резания и ее составляющие, в частности F_y , и сила сухого трения R в процессе работы устройства для виброточения могут, в принципе, изменяться по определенным законам, характер которых зависит от большого количества факторов, некоторые из которых меняются случайным образом. Попытки учесть в математических моделях (36) и (37) изменчивость сил F_y и R значительно усложнило бы анализ этих моделей.

Очевидно целесообразно в названных моделях оперировать усредненными значениями этих сил, считая их постоянными, которые в комплексе с другими свободными членами систем дифференциальных уравнений (36) и (37) являются постоянными составляющими ускорений масс $m_{p\Sigma}$, $m_{136} (m_{13\Sigma})$ и m_{336} во время их прямого и обратного ходов.

Введением в уравнение систем (36) и (37) новых переменных:

$z_{1II} = y_{1II} - \omega_{o_1}^2 \cdot y_{o_1} / \omega_{\Sigma 1}^2 + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2,$
 $z_{2II} = y_{2II} + \omega_{o_1}^2 (\delta_1 y_{o_2} \gamma_{12} + \delta_2 y_{o_3} \gamma_2) / \omega_{\Sigma 2}^2$
 при $0 \leq y_{2n} \leq h_{o_2},$
 $z_{2II} = y_{2II} + \omega_{o_1}^2 \delta_1 \gamma_1 (h_{o_2} + y_{o_2}) / \omega_{\Sigma 3}^2,$
 при $h_{o_2} < y_{2n} \leq h_{nmn},$
 $z_{3II} = y_{3II} + \omega_{o_1}^2 \delta_2 \gamma_2 (h_{o_2} + y_{o_2}) / \omega_{\Sigma 4}^2,$
 $z_{13} = y_{13} - \omega_{o_r}^2 i_{o_3} h_p / \omega_{\Sigma 1}^2 + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2,$
 $z_{23} = y_{23} - h_{nmn} - \omega_{o_1}^2 \delta_1 \gamma_1 y_{o_2} / \omega_{\Sigma 3}^2$ при $0 \leq y_{23} \leq h_{nmn} - h_p,$
 $z_{23} = y_{23} - \omega_{o_1}^2 [\delta_1 \gamma_{12} (y_{o_2} + h_{nmn} - h_p) + \delta_2 \gamma (h_k + y_{o_3})] / \omega_{\Sigma 2}^2 -$
 $-\omega_{o_r}^2 \gamma i_{43}^{-1} i_{o_3} (h_{nmn} + h_p) / \omega_{\Sigma 2}^2, -$ при $h_{nmn} - h_p < y_{23} \leq h_{nmn},$
 $z_{33} = y_{33} + \omega_{o_1}^2 \delta_2 \gamma_2 (h_k + y_{o_3}) / (\omega_{\Sigma 4}')^2 - \omega_{o_r}^2 \gamma i_{23}^{-1} i_{o_3} h_k / (\omega_{\Sigma 2}')^2,$
 которые не изменяют характер движения $m_{p\Sigma}, m_{136} (m_{13\Sigma})$ и $m_{336},$ поскольку $\dot{y}_{kn} = \dot{z}_{kn},$
 $\ddot{y}_{kn} = \ddot{z}_{kn}, \dot{y}_{k3} = \dot{z}_{k3}, \ddot{y}_{k3} = \ddot{z}_{k3}$ (здесь $k=1\dots 3$) по методике, изложенной в работе [9], уравнения этих систем приводятся к нелинейным дифференциальным уравнениям, описывающим вынужденные колебания при наличии вязкого трения и нелинейной возбуждающей силы, близкой по характеру к импульсному возмущению. В новых переменных системы уравнений (36) и (37) будут иметь вид для ходов масс $m_{p\Sigma}, m_{136} (m_{13\Sigma})$ и $m_{336}:$

прямого —

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_{1II} + 2\beta_1 \dot{z}_{1II} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1II} = \omega_{o_r}^2 \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or}, \\ \ddot{z}_{2II} + 2\beta_2 \dot{z}_{2II} + \omega_{\Sigma 2}^2 z_{2II} = \gamma \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{43}^{0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or}, \\ \text{при } 0 \leq y_{2n} \leq h_{o_2}, \\ \ddot{z}_{2II} + 2\beta_2 \gamma_3 \dot{z}_{2II} + \omega_{\Sigma 3}^2 z_{2II} = \gamma_1 \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{53}^{0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or}, \\ \text{при } h_{o_2} < y_{2n} \leq h_{nmn}, \\ \ddot{z}_{3II} + 2\beta_4 \dot{z}_{3II} + \omega_{\Sigma 4}^2 z_{3II} = \gamma_2 \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{13(23)}^{0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or}, \end{array} \right. \quad (39)$$

обратного —

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_{13} + 2\beta_1 \dot{z}_{13} - \gamma^{-1} \cdot \dot{z}_{23} t_{y\delta}^{-1} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{13} = \omega_{o_r}^2 \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or} \\ \ddot{z}_{23} + 2\beta_2 \gamma_3 \dot{z}_{23} + \omega_{\Sigma 3}^2 z_{23} = -\gamma_1 \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{53}^{-0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or} \\ \text{при } 0 \leq y_{23} \leq h_{nmn} - h_p, \\ \ddot{z}_{23} + 2\beta_2 \dot{z}_{23} + \omega_{\Sigma 2}^2 z_{23} = -\gamma \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{43}^{-0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or} \\ \text{при } (h_{nmn} - h_p) < y_{23} \leq h_{nmn}, \\ \ddot{z}_{33} + 2\beta_4 \dot{z}_{33} + (\omega_{\Sigma 4}')^2 z_{33} = -\gamma_2 \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{23(13)}^{-0,5} \cdot i_{o_3}^{0,5} \cdot x_{or}. \end{array} \right. \quad (40)$$

Система (39) и (40) вместе с уравнениями расхода энергоносителя и условиями однозначности, наведенных (30), (31), (34) и

(35), являются математическими моделями прямого и обратного ходов подвижных звеньев гидроимпульсного виброударного устройства для радиального виброточения со встроенным шариковым генератором импульсов давления параметрического типа (см. рисунок 1).

Исследование этих моделей целесообразно проводить [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20] методами численного интегрирования дифференциальных уравнений или с помощью компьютерных программ, например созданных на основе пакета MATLAB или аналогичных других.

ВЫВОДЫ

Всесторонний анализ и исследования предложенных моделей гидроимпульсного виброударного устройства для радиального виброточения со встроенным шариковым генератором импульсов давления параметрического типа с последующей экспериментальной проверкой степени адекватности этих моделей реальной системе устройства, позволят создать научно-обоснованную методику проектного расчета подобных конструкций устройств с гидроимпульсным приводом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Matveev I. B. 1974. Hidroprivod mashin udarnoho deystvija . M.: Mashinostroenie, — 184.
2. Iskovich-Lototskiy R.D. 2006. Protsesu ta mashunu vibratsiynuh ta vibroudarnuh tehnologiy / UNIVERSYM — Vynitsia, 191. (Monografia). — ISBN 966-641-162-8.
3. Iskovich-Lototskiy R.D. 2000. Doslidzennia dynamicu hidroimpylsnoho pruvoda vibratsiynoi rozkochyvalnoi mashunu // Progresivnue tehnologie i sistemu mashunostroenia. Mezd. sb. nauch. tr. №12 — Donetsk: DonGTU. 42 — 52.
4. Obertuh R.R. 1996. Dunamica hidroimpylsnoho pruvoda vibromashun slozhno-prostranstvennogo nagryzhenia // Vibratsia v tehnikе i tehnolohiah.—№1 (3).23–26.
5. Pat. 72257 U, Ukraina, B23B1/00, Hidroimpulsnuy vibroudarnuy prustriy dlia radialnogo ta osiovogo vibrotocinnia zi vbydovanum generatorom impylsiv tusky

- clapanogo tupy / Obertuh R.R., Slabkiy A.V., Arkhipchuk M.R. (Ukraina). — № u2012 01534; Zaiavka. 13.02.2012; — Opybl. 10.08.2012, Byl. №15, 2012r.
6. Obertuh R.R. 2011. Dunamichna ta matematichna modeli hidroimpulsnoho prustroy dlia vibrotochinnia z vbydovanum generatorom impulsiv tusky // Visnuk SevVNTU. — Sevastopol. — №117. 118–127.
7. Obertuh R.R. 2011. Osnovni tendentsii stvorennia ta rozvutky sposobiv i prustroyiv dlia podribnennia stryzhku // Zbirnik naykovuh prats «PROTSESU MEHANICHNOI OBROBKU V MASHUNOBYDYVANNI», — Zhutomur: ZHDTY, — Vup. 11, 251–267.
8. Bocharov Y.A. 1980. Osnovu obschey teorii hidravlicheskih kyzhnechno-shtampovochnuh mashun // Mashunu i tehnologia obrobotki metalov davleniem: Sb. nauch. trudov MVTU №330. — M., 12–40.
9. Iskovich-Lototskiy R.D. Generatoru impulsiv tusky dlia keryvannia hidroimpulsnumu pruvodamu vibratsiynuh ta vibroydarnuh tehnologichnuh mashun / R. D. Iskovich-Lototskiy, R.R. Obertuh, M.R. Arkhipchuk. — UNIVERSYM — Vynytsia, — 171 s. (Monografia). — ISBN 978-966-641-252-5.
10. Arendarenko P., Lebedev A. 2008. Matematicheskaya model stenda dlia ispitania nasosov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 13, 200 – 210.
11. Homyak Yu., Gutyrya S., Koleuschen-ko A, Zajac G., 2004: A Shell Model of the Hollow Shaft for an Analysis of the Stressed State in Fitted Zone // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 6, 101 – 107.
12. Obertuh R. R. Iskovich-Lototskiy, Y. Bulyha 1998. Machine with hydroimpulse drive for vibroabrasive cleaning of large manufactured articles // TSTM–4 Optimum technologies. Romanian Academy. Branch office of Iasi and University of Bacau, – 134–138.
13. Do putannia inzhenerenogo rozrahynky generatoriv impulsiv tusky v riduni / R.R. Obertuh, R.D. Iskovich-Lototskiy, Y.V. Bulyha, D.M. Klumchyk // Vibratsia v tehnike i tehnolohiah. — 1998.– №1 (5). –37–41.
14. Dynamics of transient processes in hydroimpulsive drives / R. Iskovich-Lototskiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuk // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVI (L) Fasc. 3–4. 2000. Stiinta si Ingineria Materialelor.– 15–20.
15. Iskovich-Lototskiy R.D. 2005. Eksperimentalni doslidzhennia rezhumiv robotu vibromashunu iz clapannum generatorom impulsiv tusky// Promuslova gidravlica i pnevmatika. — №1(7). 83 – 88.
16. Structure end organization of the automated systems of designing works “hydraulic impulse drive / R. Iskovich-Lototskiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuk // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVIII (LII) Fasc. 3–4. 2002. Stiinta si Ingineria Materialelor. 187–191.
17. Pat. 63958 U, Ukraina, B23B1/00, Hidroimpulsnyy vibroudarnyy prustriy dlia radialnogo ta osiovogo vibrotochinnia zi vbydovanum generatorom impulsiv tusky / Obertuh R.R., Slabkiy A.V. (Ukraina). — № u2011 03794; Zaiavka. 29.03.2011; — Opybl. 25.10.2011, Byl. №20, 2011r.
18. Pat. 76517 U, Ukraina, B23B1/00, Hidroimpulsnyy vibroudarnyy prustriy dlia radialnogo ta osiovogo vibrotochinnia z vbydovanum generatorom impulsiv tusky clapapanogo tupy / Obertuh R.R., Slabkiy A.V., Arkhipchuk M.R. (Ukraina). — № u2012 06573; Zaiavka. 30.05.2012; — Opybl. 10.01.2013, Byl. №1, 2013r.
19. Hidroimpulsni pruvodu tehnologichnuh vibromashun iz zahustom gidronasosa vid pylsyychogo tusky / R. R. Obertuh, R. D. Iskovich-Lototskiy, M. R. Arkhipchuk, M. A. Movchahyk // Promuslova gidravlica i pnevmatika. — 2007. — №1(15). 52 – 57.
20. Iskovich-Lototskiy R.D. 2005. Dunamichna ta matematichna modeli shvudkodychogo generatora impulsiv tusky vibropresa// Vibratsia v tehnike i tehnolohiah. — №3 (41). 41–49.

DYNAMIC AND MATHEMATIC MODELS OF HYDROIMPULSIVE VIBROSHOCK DEVICE FOR RADIAL VIBROTURNING WITH BUILT-IN BALL-SHAPED GENERATOR OF PULSES OF PRESSURE OF SELFREACTANCE TYPE

Summary. Considered structural design chart of hydropulse device for radial vibroturning with integrated pulse generator pressure (GIT)

based on the block diagram and sequence diagram workflow device developed his dynamic and mathematical models in which hydraulic link provided visco-elastic fluid model (energy),

composed of the instantaneous elastic and dissipative elements (body Kelvin-Vogt).

Key words: modeling, dynamic, model, generator of pulses pressure, hydropulse device vibroturning .