

К РАСЧЕТУ ДИНАМИКИ ГИДРОВИНТОВЫХ ПРЕССОВ ДЛЯ ШТАМПОВКИ С КРУЧЕНИЕМ

В.И. Трусковский, В.В. Киселев

TO CALCULATION OF DINAMICS HIDROSCREW PRESS WITH THE ROTATING TOOL

V.I. Truskovskiy, V.V. Kiselev

Приведена динамическая модель гидровинтового пресса с вращающимся инструментом и дифференциальные уравнения движения масс модели для анализа процессов в гидромеханической системе машины на участке рабочего хода.

Ключевые слова: гидровинтовой пресс, штамповка с кручением, расчетная схема, динамическая модель колебания, дифференциальные уравнения.

The dynamic model of a hydroscrew press with the rotating too, differential equations of movement of weights of model for the analysis of processes in hydromechanical system of the car on a dispersal site is resulted.

Keywords: hydroscrew press, punching with torsion the settlement scheme, dynamic model of fluctuation, the differential equations.

Работа гидровинтового пресса для штамповки с кручением основана на принципе совместного и одновременного воздействия на заготовку предварительно накопленной на участке разгона кинетической энергии поступательного и вращательного движений, одновременно совершаемых подвижными частями пресса и энергии давления жидкости, создаваемой в гидроцилиндре.

Область применения гидровинтовых прессов с вращающимся инструментом – изготовление горячештампованных осесимметричных тонкостенных поковок различной формы и размеров (диски, ступицы фланцы, шестерни и др.).

Параметры штамповки с кручением взаимосвязаны с динамическими процессами, происходящими в гидромеханической системе пресса. Анализ динамического состояния гидровинтового пресса с вращающимся инструментом позволит получить данные, необходимые для разработки надежных и работоспособных конструкций прессов такого типа.

На рис. 1 приведена расчетная схема гидровинтового пресса для штамповки с кручением [1, 2], которая включает в себя гидроцилиндр 1 с поршнем 2 и штоком 3. Шток 3 через сферический подпятник 4 опирается на винт 5, смонтированный в гайке 6, жестко закрепленной в поперечине 7 станины. Нижний торец винта 5 жестко связан с ползуном 8.

На расчетной схеме приведены следующие условные обозначения: V , ω – скорости линейного и углового перемещений ползуна 8 с винтом 5 в эквивалентном сечении винтового соединения «винт 5 – гайка 6»; P_d , M_d – технологическое усилие и момент деформирования; M_1 – момент в винтовом соединении «винт 5 – гайка 6»; $M_{тр}$, $M_{тп}$ – моменты трения в винтовом соединении «винт 5 – гайка 6» и в сферическом подпятнике;

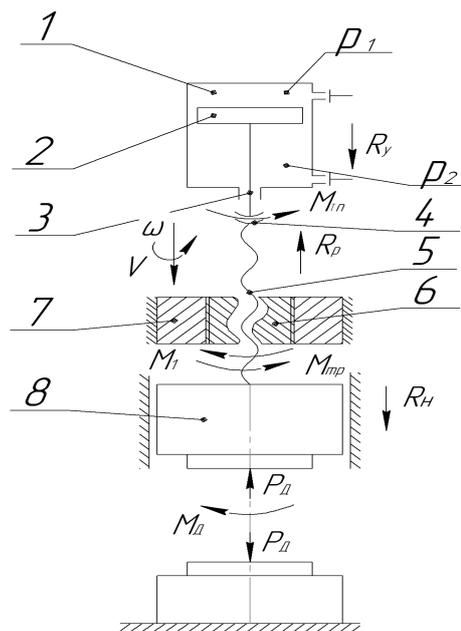


Рис. 1. Расчетная схема

Расчет и конструирование

R_y, R_p, R_n – силы трения в уплотнениях гидроцилиндра, в резьбовом соединении и направляющих ползуна.

Жидкость высокого давления p_1 , действуя на поршень 2 гидроцилиндра 1 создает вертикальную гидравлическую силу, действующую через шток 3 и подпятник 4 на винт 5, который, имея несамотормозящую ходовую резьбу, начинает вращаться относительно неподвижной гайки 6 совместно с ползуном 8 и одновременно перемещаться вниз. При этом в винтовом соединении и на ползуне возникают крутящие моменты. В результате за время разгона на участке холостого хода накапливается необходимая кинетическая энергия винтового движения. После контакта вращающегося инструмента с заготовкой ее деформация будет происходить под действием технологического усилия осадки P_d и технологического момента деформирования M_d .

Для анализа динамических параметров и определения частот собственных колебаний элементов гидромеханической системы гидровинтового пресса для штамповки с кручением составлена динамическая модель (рис. 2).

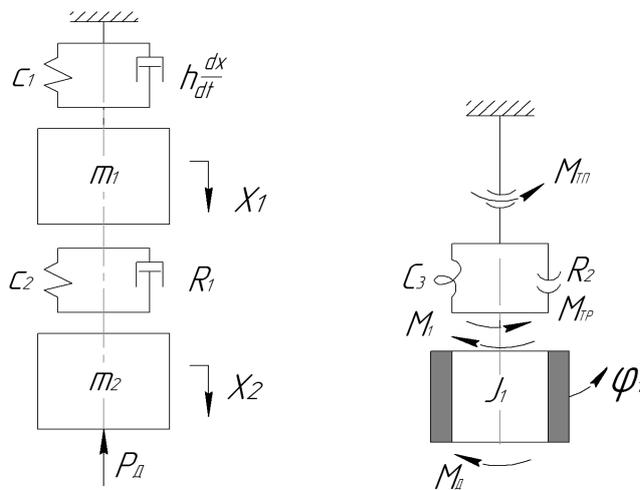


Рис. 2. Динамическая модель

В динамической модели инерционные свойства системы представлены массами, сосредоточенными в определенных точках, и моментами инерции в сечениях, соединенных безынерционными упругодиссипативными или кинематическими связями.

При построении динамических моделей были приняты следующие допущения: взаимодействия распространяются мгновенно; жидкость обладает постоянной вязкостью и нетеплопроводна; температура жидкости установившаяся; сжимаемость жидкости и деформируемость трубопроводов предполагаются пропорциональными приведенным линейным жесткостям; массы жидкости и рабочих частей приводятся к определенным точкам, движение которых анализируется в предположении, что

движение жидкости и рабочих частей машины эквивалентно движению этих точек приведения; сопротивления колебательным движениям жидкости пропорциональны скорости, а сопротивления перетеканию под действием разности давлений на концах гидролинии пропорциональны квадрату скорости; станина пресса считается абсолютно жесткой; масса поршня 2 и штока 3 не учитывается; масса винта 5 приведена к массе ползуна 8; зазоры в кинематических парах гидровинтового пресса отсутствуют; коэффициент трения в винтовой паре принимается постоянным.

В динамической модели приняты следующие обозначения: m_1 – масса рабочей жидкости в напорной магистрали, приведенная к ведущему концу упругого звена; m_2 – масса ползуна с винтом и рабочей жидкости в возвратной магистрали, соединенной со сливным баком, приведенная к ведомому концу упругого звена; J_1 – приведенный момент инерции рабочих частей пресса, совершающих вращательное движение.

Приведенные параметры определяются следующими выражениями:

$$m_1 = \frac{1}{3} \rho \sum_1^n f_i l_i,$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, f_i, l_i – площади сечений и длины прямых участков труб, составляющих рабочую гидролинию;

$$m_2 = \left(\frac{f}{F_{II}} \right) \left[\left(m + J \frac{4\pi^2}{s^2} \right) + m_1' \right],$$

где f – площадь напорной трубы; F_{II} – площадь поршня; m – масса поступательно движущихся частей; J – осевой момент инерции вращающихся рабочих частей; s – ход винта;

$m'_1 = \frac{1}{3} \rho \sum_1^k f_j l_j$ – масса жидкости в сливной гидролинии, где f_j, l_j – площади и длины прямых участков труб сливной гидролинии;

$$J_1 = m \frac{s^2}{4\pi^2} + J.$$

Взаимодействие масс осуществляется через упругие связи: c_1 – жесткость гидросистемы, приведенная к поршню; c_2 – приведенная линейная жесткость винта 5 и гайки 6; c_3 – приведенная крутильная жесткость винта 5 и гайки 6.

P_d, M_d – технологическое усилие и момент деформирования; $M_{тр}$ – суммарный приведенный момент трения в винтовом соединении; $M_{тп}$ – момент трения в сферическом подпятнике; M_g – приведенный момент от силы тяжести; $h(dx_1/dt)$ – сила жидкостного трения, где h – коэффициент пропорциональности силы жидкостного трения [3]; R_1, R_2 – диссипативные силы сопротивления; x_1 – абсолютное линейное перемещение массы m_1 , вызванное упругой деформацией гидросистемы; x_2, ϕ_1 – абсолютные линейные и угловые перемещения ползуна 8 с винтом 5 в эквивалентном сечении (сечение, проведенное через центр тяжести эпюры распределения усилия по виткам), соответствующем средней части высоты гайки 6, вызванные упругими деформациями.

Технологическое усилие P_d , возбуждающее динамические процессы в механической системе гидровинтового пресса и момент деформирования M_d , появляется в результате воздействия рабочих частей на поковку, которые можно определить по зависимостям, приведенным в работе [4].

Усилие, возникающее в гидросистеме: $P = c_1 x_1$.

Усилие в соединении «винт 5 – гайка 6»:

$$P_2 = c_3 (\phi_1 r \operatorname{tg} \alpha - x_2),$$

где r – средний радиус; α – угол наклона винтовой нарезки винта 5.

Момент в соединении «винт 5 – гайка 6»:

$$M_1 = P_2 r \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho),$$

где ρ – угол трения скольжения в винтовом механизме.

Сила тяжести G подвижных частей создает дополнительный момент:

$$M_g = G \frac{s}{2\pi}.$$

Сопротивление перетеканию жидкости под действием разности давления на концах гидролинии учитывается согласно принятому допущению как $\xi \dot{x}_2^2$, где ξ – приведенный к поршню суммарный коэффициент сопротивления напорной и сливной гидролиний.

Диссипативные силы сопротивления приняты пропорциональными скоростям движения соответствующих масс: $R_1 = \mu_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1), R_2 = \mu_2 \dot{\phi}_1$. Здесь $\mu_i = (m_i \delta_i \sqrt{\frac{c_i}{m_i}}) / \pi$ – коэффициент вязкого сопротивления в соответствующей упругой связи, где δ_i – логарифмический декремент затухания колебаний, $\sqrt{\frac{c_i}{m_i}}$ – парциальная частота колебаний массы m_i . Логарифмический декремент затухания колебаний можно определить с помощью формулы

$$\delta_i = \ln \frac{a_{1n}}{a_{1n+1}},$$

где a_{1n}, a_{1n+1} – амплитуды колебаний, соответствующие первому и второму периодам колебаний, определенные экспериментально или заимствованные из статистических данных для известных конструкций.

Начальные условия для принятых координат при $t = 0$: $x_1 = 0; \dot{x}_1 = 0; x_2 = 0; \dot{x}_2 = V; \phi_1 = 0; \dot{\phi}_2 = \omega$. V, ω – скорости линейного и углового перемещений ползуна с винтом к моменту начала деформации.

Расчет и конструирование

Уравнения движения динамической модели составлялись на основе уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j},$$

где T , Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы; q_j – обобщенные координаты; Q_j – обобщенные силы; Φ – диссипативная функция системы.

После соответствующих преобразований получается следующая система нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка движения масс динамической модели, которые решаются численными методами с использованием вычислительной техники.

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - h \frac{dx_1}{dt} + P_1;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_1 \dot{x}_1 - \xi \dot{x}_2^2 - P_d - R_1 - \Sigma R = 0;$$

$$J_1 \ddot{\phi}_1 + M_1 + M_d + M_g - R_2 - M_{тр} \operatorname{sgn} \dot{\phi}_1 = 0.$$

В уравнении движения массы m_2 действия приведенной силы трения в винтовой паре, уплотнениях гидроцилиндра и направляющих ползуна учтены как суммарное их значение ΣR .

Предложенная модель гидровинтового пресса для штамповки с кручением позволяет проводить анализ динамических процессов, происходящих в гидромеханической системе машины на участке рабочего хода.

Литература

1. Пат. 106173 Российская Федерация, МПК В 30 В 3/00. Гидровинтовой пресс / В.И. Трусковский, В.В. Киселев. – № 2010147016/02; заявл. 17.11.2010; опубл. 10.07.2011, Бюл. № 19. – 4 с.
2. Пат. 2434750 Российская Федерация, МПК В 30 В 1/23. Пресс гидравлический / В.И. Трусковский, Б.А. Яров, А.С. Серебряков. – № 2010118998/02; заявл. 11.05.2010; опубл. 27.11.2011, Бюл. № 33. – 5 с.
3. Бочаров, Ю.А. Винтовые прессы / Ю.А. Бочаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 247 с.
4. Штамповка с кручением: моногр. / В.Н. Субич, В.А. Демин, Н.А. Шестаков и др. – М.: МГИУ, 2008. – 389 с.

Поступила в редакцию 4 февраля 2012 г.

Трусковский Виктор Иванович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и технология обработки материалов давлением», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – кузнечно-прессовое оборудование и обработка давлением сплошных и композиционных материалов. Тел.: (351) 267-94-80; e-mail: trvi@mail.ru

Victor I. Truskovskiy. The candidat of engineering science, senior lecturer of “Machines and Technologies Handling Materials by Pressure” department, South Urals state university. The area of scientific interests – forging and pressing equipment and handling pressure of solid and composite materials. Tel.: (351) 267-94-80; e-mail: trvi@mail.ru

Киселев Валерий Владимирович. Инженер ООО «Уральский механический завод». Область научных интересов – машины и технология обработки металлов давлением и резанием. Тел.: (351) 244-04-74; e-mail: umz74@mail.ru

Valeriy V. Kiselev. The engineer Limited liability company “Ural mechanical factory”. The area of scientific interests – cars and technology processing of metals by pressure and cutting. Tel.: (351) 244-04-74; e-mail: umz74@mail.ru