

К СТАБИЛИЗАЦИИ ПОДАЧИ ГИДРОФИЦИРОВАННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПРЕССА

С.ДЖУРАЕВ, К.А.МАМЫТКОЖОЕВ

E.mail. ksucta@elcat.kg

Бул макалада гидравликалык пресстин жумушчу органынын ылдамдыгын стабилге келтирүү маселеси каралган.

В статье рассматривается вопрос стабилизации скорости рабочего органа гидравлического пресса.

In article is considered question to stabilizations to velocities worker organ hydraulic press.

Общеизвестно, что для получения качественной формовки необходимо, чтобы скорость подачи прессующего органа гидравлического пресса была постоянной независимо от воздействия внешних возмущающих сил /1/.

В экспериментальной прессовой установке приводом подачи является силовой цилиндр с дроссельным регулированием, схема которой показана на рис.1.

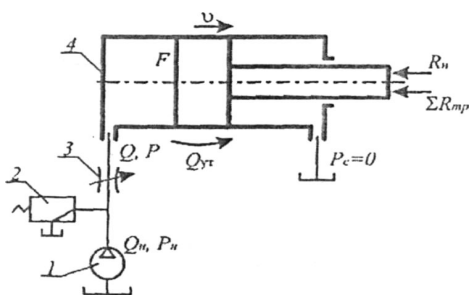


Рис. 1. Схема привода подачи пуансона: 1 – насос с постоянной подачи; 2 – предохранительный клапан с переливным золотником; 3 – дроссель; 4 – силовой цилиндр

Скорость движения поршня определяется следующей формулой:

$$v = \frac{\mu F_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P)}}{F} - K_{ym} \frac{P_H + \sum R_{mp}}{F^2}. \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода, равный 0,65; g – ускорение свободного падения; γ – удельный вес жидкости; F_{dp} – площадь щели дросселя; P_H – давление насоса;

$$P = \frac{P_H + \sum R_{mp}}{F}$$
 – рабочее давление; P_H – полезная нагрузка; $\sum R_{mp}$ – суммарные силы трения.

Схема стабилизации скорости подачи рабочего органа пресса состоит из насоса 1 с постоянной производительностью, дросселя 2 золотникового типа, основного клапана 3, пружины 4, редукционного клапана 6, параллельно подключенного к дросселю для обеспечения постоянства перепада давления $\Delta P = (P_H - P) = \text{const}$ на дросселе независимо от нагрузки на силовом цилиндре 7, демпферов для гашения колебания давления в системе в переходных режимах 5.

Стабилизация скорости подачи инструмента \mathcal{G} обеспечивается следующим образом: при возрастании нагрузки на силовом цилиндре P_H повышается давление в его рабочей

полости $P = \frac{R_H}{F}$, где F – площадь поршня.

При этом возрастают внутренние утечки в силовом цилиндре $Q_{ут} = K_{ум}P$, что ведет к уменьшению скорости поршня.

Одновременно возросшее давление P перемещает основной клапан дросселя вправо, при этом величина проходной щели дросселя h возрастает ровно настолько, чтобы компенсировать внутренние утечки в силовом цилиндре. Скорость движения щелевого цилиндра с обратной гидравлической связью определяется следующим выражением:

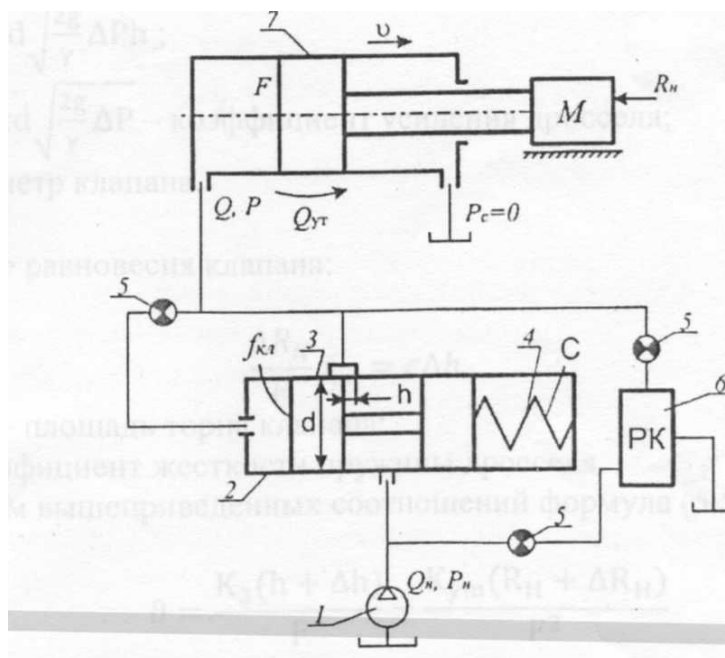


Рис.2. Принципиальная схема стабилизации скорости подачи пуансона пресса

– для случая увеличения нагрузки на ΔR_H :

$$g = \frac{Q}{F} - \frac{K_{ym}P}{F} + \frac{\mu\pi d \sqrt{\sum 2g\Delta P / \gamma\Delta h}}{F}, \quad (2)$$

где Δh – величина дополнительного открытия щели дросселя под действием усилия R_H .

С другой стороны,

$$Q = \mu\pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P h}, \quad K_3 = \mu\pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P}.$$

K_3 – коэффициент усиления дросселя; d – диаметр клапана.

Условие равновесия клапана:

$$\frac{\Delta R_H}{F} f_{кл} = c\Delta h, \quad (3)$$

где $f_{кл}$ – площадь торца клапана; c – коэффициент жесткости пружины дросселя.

С учетом вышеприведенных соотношений формула (2) примет вид:

$$Q = \frac{K_3(h + \Delta h)}{F} - \frac{K_{ym}(R_H + \Delta R_H)}{F^2}.$$

Очевидно, для полной стабилизации необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{K_3\Delta h}{F} = K_{ym} \frac{(R_H + \Delta R_H)}{F^2}. \quad (4)$$

Коэффициент жесткости пружины и площадь торца клапана определяются из формулы (4). На рис. 3 приведена расчетная схема регулятора расхода дроссельного типа.

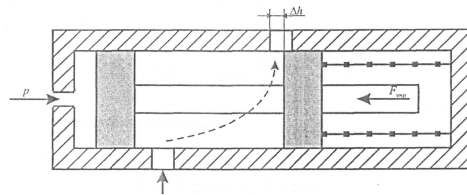


Рис. 3. Расчетная схема регулятора расхода дроссельного типа

Уравнение динамического равновесия клапана регулятора расхода имеет вид/2/:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} + F_g + F_{yn} + F_{зид} = \frac{R_H}{F} f_{кл}, \quad (5)$$

где M – масса якоря и клапана; F_g – сила вязкого трения между золотником и корпусом регулятора

$$F_g = 6\pi\eta RV,$$

где R – радиус клапана; V – скорость движения клапана, в данном случае, $V = 0,1 \dots 0,2$ м/с; $\eta = 0,01$ Па * с – динамическая вязкость масла; F_{yn} – сила упругости пружины регулятора,

$$F_{yn} = ch;$$

$F_{зид}$ – гидравлическая сила потока масла, проходящего через регулятор,

$$F_{зид} = 2\mu x h \Delta p \cos 69^0,$$

где $\mu = 0,61$ – коэффициент расхода для таких регуляторов; x – периметр пропускной щели, в данном случае:

$$x = \pi d_1,$$

d_1 – диаметр пропускной щели.

Подставляя вышеуказанные формулы в уравнение равновесия, получим:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} + 6\pi\eta RV + ch + 2\mu x h \Delta p \cos 69^0 = \frac{R_H}{F} f_{кл},$$

Или, поделив на $c + 2\mu x h \Delta p \cos 69^0$, получим:

$$(T_0^2 p^2 + 2\xi T_0 p + 1)h = \frac{R_H}{F} f_{кл}, \quad (6)$$

где T_0 – постоянная времени клапана,

$$T_0 = \sqrt{\frac{M}{c + 2\mu x \Delta p \cos 69^0}},$$

ξ – коэффициент относительного демпфирования,

$$\xi = \frac{3\mu\eta R}{T_0 (c + 2\mu x \Delta p \cos 69^0)},$$

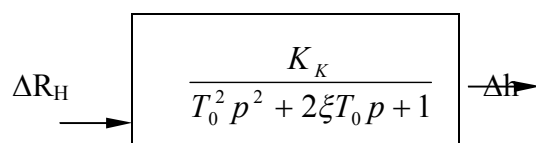
Решая уравнение, получим:

$$h(t) = 1 - e^{-\frac{t}{T_0}} \left(1 + \frac{t}{T_0}\right). \quad (7)$$

Передаточная функция данного звена

$$W(p)_g = \frac{\Delta h(p)}{\Delta R_H} = \frac{K_k}{T_0^2 p^2 + 2\xi T_0 p + 1}.$$

Структурная схема имеет вид:



Расчетные данные и динамическая характеристика приведены в табл. 1 и на рис. 4.

Таблица 1

Расчетные данные и динамическая характеристика

t, с	T, с	h(t)
0	0,0093	0
0,001	0,0093	0,10182403
0,01	0,0093	0,29190178
0,01 1	0,0093	0,47922713
0,02	0,0093	0,63320913
0,021	0,0093	0,74918136
0,03	0,0093	0,83213119

0,031	0,0093	0,88947021
0,04	0,0093	0,92814931
0,041	0,0093	0,91377734
0,05	0,0093	0,97011133
0,051	0,0093	0,98132241
0,06	0,0093	0,98824114
0,061	0,0093	0,99263199
0,07	0,0093	0,991409
0,071	0,0093	0,99714918
0,08	0,0093	0,99823199
0,081	0,0093	0,9989119

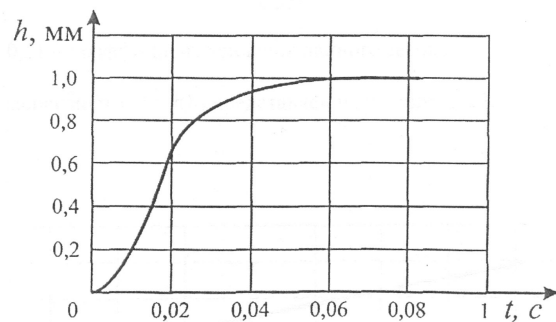


Рис. 4. Переходная характеристика регулятора расхода

Рассмотрим силовой гидроцилиндр в отдельности. Сначала учтем все влияющие на него факторы, такие как сила инерции, внутренние утечки рабочей жидкости, направления всех сил.

Расчетная схема гидроцилиндра представлена на рис. 5.

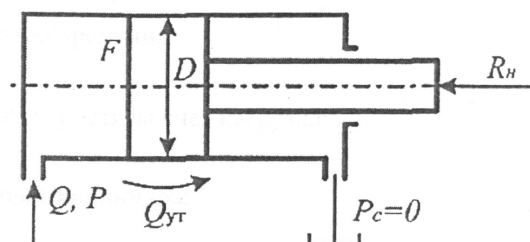


Рис. 5. Расчетная схема силового цилиндра

Сжимаемостью рабочей жидкости пренебрегаем в связи с тем, что технологическая операция является отделочной и нагрузка изменяется в небольших пределах.

Составим уравнение равновесия силового гидроцилиндра на основании принципа Д'Аламбера:

$$pF = M_y \frac{d^2x}{dt^2} + R_H. \quad (8)$$

где P – рабочее давление; x – перемещение поршня; F – рабочая площадь силового цилиндра; M_y – масса движущихся частей; R_H – нагрузка.

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

где D – диаметры цилиндра.

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости без учета сжимаемости рабочей жидкости (станков, предназначенных для чистовой обработки)

$$Q = F \frac{dx}{dt} + k_{ym} p. \quad (9)$$

где k_{ym} – коэффициент утечек в силовом цилиндре.

Решая совместно уравнения (8) и (9) и после соответствующего преобразования, получим

$$\frac{k_{ym} M_y}{F^2} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + \frac{k_{ym} R_H}{F^2} = \frac{Q}{F}. \quad (10)$$

Введем обозначения:

$$T_M = \frac{k_{ym} M_y}{F^2} - \text{постоянная времени}; \quad \frac{k_{ym} R_H}{F^2} = \alpha_0 - \text{падение скорости за счет}$$

нагрузки; $\frac{dx}{dt} = v$ – скорость силового цилиндра; $\frac{Q}{F} = v_0$ – скорость силового цилиндра без учета нагрузки.

С учетом этих обозначений уравнение (8) имеет вид:

$$T_M \frac{dv}{dt} + v = v_0 - \alpha_0. \quad (11)$$

Решая уравнение (11) при нулевых начальных условиях, т.е. $t = 0$; $v = 0$,

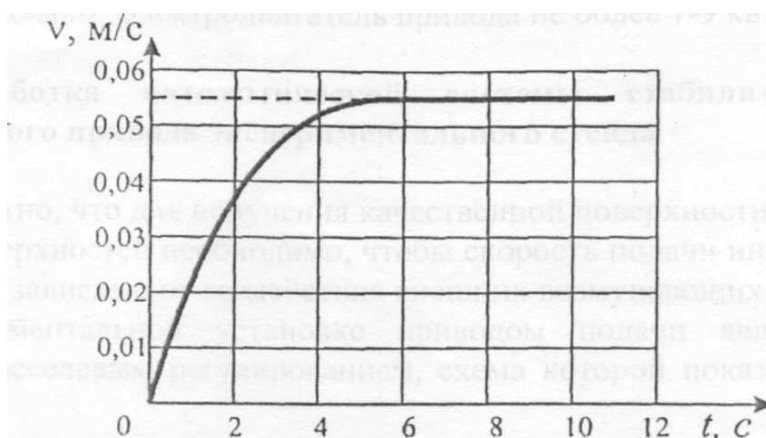


Рис. 6. График переходного процесса силового цилиндра без учета сжимаемости жидкости

получим график переходного процесса, представленный на рис 6.

Параметры автоматической системы стабилизации скорости подачи инструмента определяются из формул (3) и (4).

Устойчивая работа дросселя расхода и силового цилиндра видна из полученных их дифференциальных уравнений (5) и (11), в которых коэффициенты в левых частях уравнения являются постоянными и имеют положительные знаки.

Длительность переходных процессов дросселя и силового цилиндра ориентировочно можно определить, не решая их дифференциальные уравнения, $t_g \sim 3T_0$ – для дросселя, $t_u = 3T_M$ – для цилиндра подачи.

Разработанная автоматическая система стабилизации подачи рабочего органа гидравлического пресса имеет следующие достоинства:

- простота системы обратной связи, не требующая усилительных элементов;
- обеспечение хороших статических и динамических качеств, расчетных значений по вышеполученным формулам;
- степень стабилизации скорости подачи, т.е. статическая ошибка регулирования, составляет около 2 %, длительность переходного процесса – 0,01 с, что вполне приемлемо для разработанного технологического процесса;
- использование разработанной системы стабилизации скорости подачи прессующего органа пресса существенно улучшает качество и обеспечивает точность геометрических размеров пресса.

Список литературы

1. Силенок С.Г., Борщевский А.А. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
2. Динамика гидропривода /Под ред. В.Н.Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 288 с.