

УДК 669.01:621.77

DOI: 10.34641/ТМ.2024.263.5.030

А. П. МУСЛИМОВ, д-р техн. наук, Д. К. АБДЫКЕРИМОВА, аспирант

"Кыргызский ГТУ им. И. Раззакова", г. Бишкек

Н. А. РАГРИН, д-р техн. наук

"Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б. Ельцина", г. Бишкек

E-mail: medinyr@mail.ru

Разработка двухконтурной автоматической системы управления режимами работ гидропресса, предназначенной для обработки металлов давлением

В статье представлены материалы по разработке двухконтурной автоматической системы управления режимами работ гидропресса, предназначенной для обработки металлов давлением. Разработанная автоматическая система управления режимами работ является универсальной и может быть применима в другом оборудовании с гидравлическим приводом различного назначения.

The article presents materials on the development of a two-circuit automatic control system for the operating modes of a hydraulic press, intended for the processing of metals by pressure. The developed automatic control system for operating modes is universal and can be used in other equipment with a hydraulic drive for various purposes.

Ключевые слова: гидропресс, обработка металлов давлением, автоматическое управление технологическим процессом, двухконтурная система управления режимами работ, обратная электрогидравлическая связь, гидроусилитель, математические модели, динамические характеристики, переходный процесса

Key words: hydraulic press, metal forming, automatic process control, dual-circuit operating mode control system, electrohydraulic feedback, hydraulic booster, mathematical models, dynamic characteristics, transient process

ВВЕДЕНИЕ

Для любого промышленного предприятия выпуск конкурентоспособной продукции с минимальными затратами является актуальной задачей. Наиболее эффективным способом получения деталей заданной формы без сня-

тия с них стружки является обработка металлов давлением. Процесс получения заготовок и деталей определенной формы осуществляется за счет пластической деформации металла [1]. Обработка металлов давлением, как правило, осуществляется гидропрессом.

Известно, что гидравлические прессы предназначены для холодной и горячей обработки металлических и неметаллических заготовок посредством метода пластической деформации.

Гидравлические прессы имеют ряд преимуществ по сравнению с механическими и гидромеханическими прессами [2]. В этих прессах можно в широких пределах регулировать усилие прессования, скорость рабочего и холостого ходов, а также регулировать продолжительность выдержки под давлением. В настоящее время гидравлические прессы являются наиболее распространенным видом прессового оборудования.

Автоматизация технологических процессов в настоящее время является перспективным направлением в машиностроении. Применение систем и средств автоматизации позволяет повысить качество выпускаемой продукции и производительность [3].

В процессе обработки металла, инструмент встречает сопротивление со стороны заготовки, вследствие чего увеличивается нагрузка в гидроцилиндре пресса. Возникает возрастание давления, которое приводит к увеличению утечек в силовом цилиндре, и скорость деформации снижается, поэтому необходимо при увеличении нагрузки стабилизировать постоянство скорости движения силового цилиндра [4].

Разработка автоматической системы управления гидравлическими прессами с использованием электрогидравлической обратной связи позволяет стабилизировать и регулировать усилие пресса, что приводит к повышению физико-механических свойств и качества структуры обрабатываемого металла. Поэтому разработка автоматической системы управления, позволяющей диагностировать и отслеживать работу пресса во время выполнения технологического процесса с обеспечением стабилизационного режима работы, является актуальной. Целью разработки является создание гидропресса с электрогидравлической обрат-

ной связью для автоматического управления режимами работ.

Условиями получения качественного изделия при выдавливании, являются обеспечение требуемого роста усилия прессования и постоянства скорости деформации.

При применении такой технологии, полученные изделия будут иметь высокие физико-механические свойства: твердость, прочность и износостойкость, а это требует разработки соответствующей автоматической системы управления технологическим процессом изготовления изделий при обработке заготовок давлением на гидропрессах.

Задачи исследований

1. Разработка принципиальной схемы гидропресса с обратной электрогидравлической связью с возможностью обеспечения усиления давления в рабочей полости силового цилиндра с помощью использования гидроусилителя.

2. Разработка математических моделей силового цилиндра — объекта регулирования и регулятора расхода с электромагнитным управлением, для расчета их основных массо-геометрических и режимных параметров, необходимых для их проектирования и изготовления.

3. Разработка оригинальной конструкции информационного измерительного устройства для постоянного измерения давления в рабочей полости цилиндра с последующим преобразованием его в электрический сигнал.

На рис. 1. представлена принципиальная схема гидропресса с электрогидравлической обратной связью для автоматического управления режимами работ: 1 — насос с постоянной производительностью обеспечивает рабочей жидкостью всю систему гидропресса; 2 — предохранительный клапан с переливным золотником; 3 — регулятор расхода с электромагнитным управлением; 4 — гидроусилитель; 5 — обратный клапан; 6 — бак с рабочей жид-

жидкости, как показано на рисунке в силовой цилиндр пресса. При его срабатывания жидкость поступает через отверстия "в" в гидроусилитель и далее в силовой цилиндр.

D — датчик — информационно-измерительное устройство, измеряющее давление в рабочей полости силового цилиндра и преобразующее его в электрический сигнал.

U_2 и U_1 — соответственно усилители электрических сигналов в каналах обратной гидравлической связи и включения гидроусилителя.

ЗПУ — задающее программное устройство, предназначенное для установления заданного режима работы гидропресса в зависимости от типа размеров и материала заготовок.

РК — редуccionный клапан типа Г57 — включается параллельно к регулятору расхода для обеспечения постоянного перепада давления на нем, т.е. $P_H - P = \text{const}$ не зависит от нагрузки на силовом цилиндре.

Принцип работы автоматической системы регулирования гидропресса при обработке заготовки давлением

Рабочая жидкость через регулятор расхода 3, двухпозиционного распределителя 9 и обратного клапана 5 поступает в силовой цилиндр 7 пресса, при этом другой обратный клапан 5 закрыт. Происходит перемещение поршня слева направо для выполнения технологического процесса обработки заготовки 8.

При этом давление в рабочей жидкости силового цилиндра пропорционально возрастает с увеличением деформации заготовки.

Текущее значение давления измеряется тензометрическим датчиком давления D , в котором оно преобразуется в электрический сигнал U_d . Этот сигнал затем поступает в сумматор 11, в котором происходит его сравнение с сигналом U_0 от задающего программного устройства ЗПУ. Сигнал-рассогласование $U_2 = U_d - U_0$, поскольку слаб по мощности, усиливается усилителем U_2 .

Усиленный сигнал U_{y2} , поступая в электромагнит ЭМ2 регулятора расхода 3, перемещает его золотник вправо. При этом увеличивается проходная щель h регулятора ровно на столько, чтобы компенсировать дополнительным расходом утечки в силовом цилиндре, возникшие при возрастании нагрузки на нем.

Таким образом, за счет наличия в системе обратной электрогидравлической связи, перемещение поршня силового цилиндра будет стабильным не зависимо от возрастающей нагрузки, этим осуществляется деформирование заготовки с постоянной скоростью, что обеспечивает в конечном итоге качественное изготовление изделия.

Под действием высоких деформационных нагрузок металл начинает пластически деформироваться, следовательно возникает необходимость увеличение давления в рабочей полости силового цилиндра гидропресса, что достигается следующим образом: в работу вступает второй контур системы, состоящий из датчика D , усилителя U_1 и двухпозиционного распределителя 9 и гидроусилителя 4.

В связи с возрастанием нагрузки при дальнейшем деформировании изделия сигнал от датчика давления усиливается усилителем U_1 до значения U_{y1} , при котором срабатывает электромагнит ЭМ1 и золотник двухпозиционного распределителя перемещается влево, что приводит к подаче рабочей жидкости в силовой цилиндр через гидроусилитель 4. Это приводит к увеличению давления в рабочей полости в соотношении

$$P_1 = \left(\frac{D}{d}\right)^2 p,$$

где D — диаметр поршня и d — диаметр штока гидроусилителя.

Таким образом, благодаря наличию в системе обратной электрогидравлической связи и гидроусилителя, обеспечиваются необходимые условия повышение давления по мере возрастания усилий при обработке для

обеспечения постоянства скорости деформирования.

Основными элементами, подлежащими к исследованию при разработке автоматической системы, представленной на рис. 1, являются силовой цилиндр 7, регулятор расхода 3 с электромагнитным управлением и датчик давления D — информационно-измерительная устройство, от качественной работы которого зависит комплексная работа всей системы.

Для определения расчетным путем основных параметров этих устройств, необходимых для их проектирования и изготовления, возникает задача по разработке соответствующих математических моделей, позволяющих определить динамические показатели: вид переходных процессов, их длительность и устойчивость работ.

Математическая модель силового цилиндра гидропресса

Принципиальная расчетная схема силового цилиндра гидропресса представлена на рис. 2.

Для вывода уравнения динамики силового цилиндра необходимо провести обоснование учета пренебрежения физических факторов при его работе.

1) учитываем силы инерции, трения, внутренние утечки и сжимаемость рабочей жидкости, поскольку масса движущихся частей цилиндра и давление значительны;

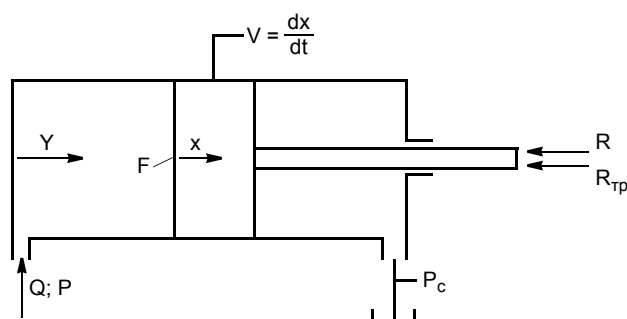


Рис. 2. Принципиальная расчетная схема силового цилиндра гидропресса

2) считаем, что масса движущихся частей и геометрические размеры силового цилиндра постоянны;

3) пренебрегаем изменением вязкости жидкости, считая, что температура изменяется в небольшом диапазоне, поскольку работа прерывистая, объем бака значителен для отвода тепла.

Составляем уравнение равновесия всех сил действующих на поршень на основании принципа Д. Аламбера [5, 6]:

$$PF = M \frac{d^2x}{dt^2} + R + R_{тр}, \quad (1)$$

где P — рабочее давление; F — рабочая площадь силового цилиндра; R , $R_{тр}$ — полезная нагрузка и сила трения; M — масса движущихся частей.

Уравнение связи рабочей жидкости и поршня:

$$PF = K_{ж}(y - x), \quad (2)$$

где $K_{ж}$ — коэффициент жесткости гидравлической жидкости; y — координата рабочей жидкости; x — перемещение поршня.

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости:

$$Q = F \frac{dx}{dt} + F \frac{d(y - x)}{dt} + K_y P. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения (1, 2, 3), получим общее дифференциальное уравнение динамики силового цилиндра:

$$\frac{M}{K_{ж}} \frac{d^3x}{dt^3} + \frac{K_y M}{F^2} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + \frac{K_y(R + R_{тр})}{F^2} = \frac{Q}{F}. \quad (4)$$

Считаем, что R и $R_{тр}$ постоянны, тогда:

$$\frac{d(R + R_{тр})}{dt} = 0.$$

Введем следующие обозначения для уравнения динамики силового цилиндра:

$$T_1 = \sqrt{\frac{M}{K_{\text{ж}}}}; \quad \xi_1 = \frac{K_y \sqrt{MK_{\text{ж}}}}{2F}; \quad a_0 = \frac{R + R_{\text{тр}}}{M};$$

$$V_0 = \frac{Q}{F}; \quad V = \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Подставляем введенные обозначения в уравнение (4) и получим:

$$T_1^2 \frac{d^2 V}{dt^2} + 2\xi_1 T_1 \frac{dV}{dt} + V + 2\xi_1 T_1 a_0 = V_0, \quad (6)$$

где T_1 — постоянная времени, характеризующая инерционность системы; ξ_1 — коэффициент относительного деформирования; a_0 — отношение сил к массе движущихся частей; V_0 — установившееся значение скорости движения поршня.

Общее характеристическое уравнение дифференциального уравнения (6) имеет вид:

$$T_1^2 K^2 + 2\xi_1 T_1 K + 1 = 0,$$

его корни $K_{1,2} = -\frac{\xi_1}{T_1} \pm \frac{1}{T_1} \sqrt{\xi_1^2 - 1}$.

Если $\xi_1^2 \geq 1$, тогда решения уравнения (6) будет [7]:

$$V = c_1 e^{k_1 t} + c_2 e^{k_2 t} + V_0 - 2\xi_1 T_1 a_0.$$

Определим постоянные интегрирования при начальных условиях:

$$t = 0; \quad V = 0; \quad \frac{dV}{dt} = 0;$$

$$c_2 = -K_1 \frac{P_0 - 2\xi_1 T_1 a_0}{K_1 - K_2},$$

$$c_1 = K_1 \frac{P_0 - 2\xi_1 T_1 a_0}{K_1 - K_2}.$$

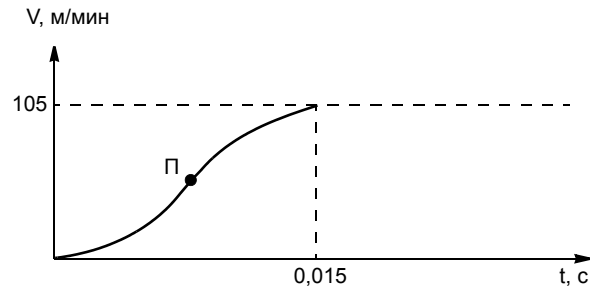


Рис. 3. Переходный процесс в силовом цилиндре при $\xi_1 > 1$

Переходный процесс согласно уравнению (6) будет аperiодическим второго порядка, т.е. будет идти по двум экспонентам с точкой перегиба П (рис. 3).

Если $\xi_1^2 < 1$, то введем обозначения:

$$\omega = \frac{1}{T_1} \sqrt{1 - \xi_1^2}, \quad K_{1,2} = -\frac{\xi_1}{T_1} \pm j\omega,$$

решение уравнения (6) имеет вид:

$$V = e^{-\frac{\xi_1 t}{T_1}} (c_1 \cos \omega t + c_2 \sin \omega t) + V_0 - 2\xi_1 T_1 a_0.$$

$$\text{При } t = 0; \quad V = 0; \quad \frac{dV}{dt} = 0$$

$$c_1 = -(V_0 - 2\xi_1 T_1 a_0),$$

$$c_2 = -\frac{\xi_1}{T_1 \omega} (V_0 - 2\xi_1 T_1 a_0).$$

Следовательно, решение уравнения (6) в этом случае будет [7]:

$$V = (V_0 - 2\xi_1 T_1 a_0) \times$$

$$\times \left(1 - e^{-\frac{\xi_1 t}{T_1}} \left(\cos \omega t + \frac{\xi_1}{T_1 \omega} \sin \omega t \right) \right).$$

Желательно, чтобы переходной процесс силового цилиндра гидропресса носил монотонный характер, по двум экспонентам с точкой перегиба, для этого необходимо произвести расчет и подбор его параметров, входящих T_1 и ξ_1 таким образом, чтобы $\xi > 1$.

Математическая модель регулятора расхода

Для регулирования режимов работ гидропресса, в системе был установлен регулятор расхода с электромагнитным управлением. Регулирование расхода происходит за счет изменения величина пропускной щели. Для стабилизации перепада давления параллельно к нему присоединен редукционный клапан типа Г57. На рис. 4 показана расчетная схема регулятора расхода.

Расход, поступающий в силовой цилиндр, определяется следующим образом [6]:

$$Q = K_3 h,$$

$$K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p},$$

где μ — коэффициент расхода зависящий от конструктивных особенностей регулятора $\mu = 0,65$; d — диаметр золотника регулятора; g — ускорение свободного падения; γ — удельный вес рабочей жидкости; Δp — перепад давления на регуляторе расхода; h — величина открытия рабочей щели регулятора расхода.

$$\Delta p = P_H - P = \text{const},$$

где P_H давление от насоса; P — давление на выходе регулятора.

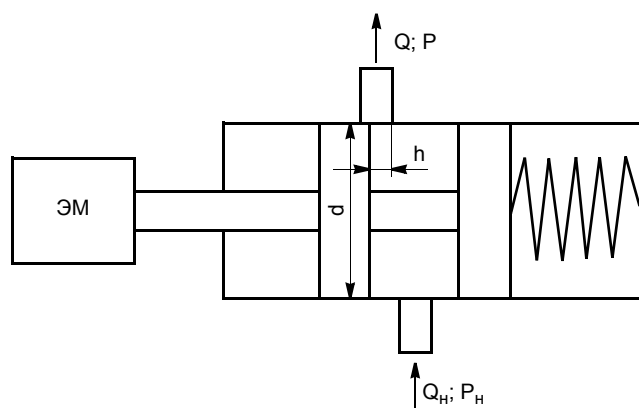


Рис. 4. Принципиальная расходная система регулятора расхода

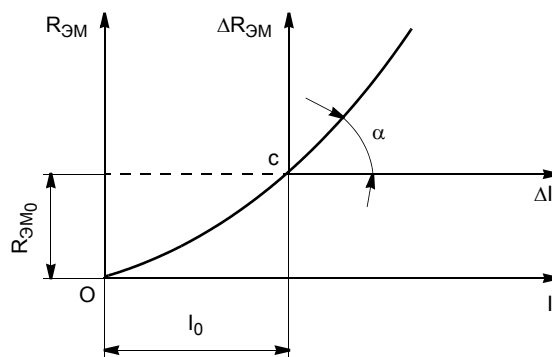


Рис. 5. Характеристика электромагнита $R_{ЭМ} = f(I)$

Уравнение действующих сил на золотник составляется на основе принципа Д. Аламбера:

$$R_{ЭМ} = M \frac{d^2 h}{dt^2} + \alpha \frac{dh}{dt} + ch,$$

где $R_{ЭМ}$ — сила электромагнита; α — коэффициент трения, зависящий от сорта масла; c — коэффициент жесткости пружины; M — масса движущихся частей золотника регулятора.

Сила электромагнита рассчитывается по следующей формуле [7]:

$$R_{ЭМ} = K_э I^2,$$

где $K_э$ — коэффициент, зависящий от конструктивных параметров электромагнита; I — сила тока.

На рис. 5 представлена характеристика электромагнита.

При подаче в электромагнит стабилизирующего напряжения, сила тока изменяется с малыми отклонениями от рабочей точки C .

$$\text{При этом } \operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta R_{ЭМ}}{\Delta I} = K_э = 2KI_0, \text{ где } \Delta R_{ЭМ}$$

и ΔI — малые отклонения силы электромагнита и тока.

$$\text{Таким образом, } R_{ЭМ} = K_э I.$$

Поделим каждый член уравнения на c и получим:

$$\frac{K_э}{c} I = \frac{M}{c} \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{V}{c} \frac{dh}{dt} + h. \quad (7)$$

Вводим новые обозначения:

$$T_{кр} = \sqrt{\frac{M}{c}}; \quad T_{др} = \frac{h}{c}; \quad K_p = \frac{K_э}{c}. \quad (8)$$

Подставив полученные обозначения (8) в уравнение (7), получим математическую модель регулятора расхода:

$$K_p I = T_{кр}^2 \frac{d^2 h}{dt^2} + T_{др} \frac{dh}{dt} + h, \quad (9)$$

где $T_{кр}^2$ — постоянная времени, способствующая колебанию золотника в переходном режиме; $T_{др}$ — постоянная времени, способствующая демпфированию колебания золотника в переходном режиме.

Исследование математической модели регулятора расхода (9) производится аналогично математическое моделирование силового цилиндра (6). Путем расчета и подбора параметров по формулам (8) можно осуществить переходный процесс регулятора расхода по двум экспонентам с точкой перегиба при условии $T_{др} > 2T_{кр}$.

Сигнал, поступающий от датчика, слаб по мощности, поэтому необходимо установить промежуточное устройство усиливающее сигнал. Управляющий сигнал, поступающий на электромагнит, будет прямо пропорционален сигналу с датчика.

$$\Delta I = k_y \Delta U,$$

где ΔI — усиленный ток, подаваемый в электромагнит; k_y — коэффициент усиления.

Тензометрический датчик давления

Для измерения давления в рабочей полости гидроцилиндра был установлен тензометрический датчик. Работа датчика основана на свойстве металлического проводника изменять свое активное сопротивление при деформации.

На рис. 6 показана нами разработанная конструкция тензометрического датчика для

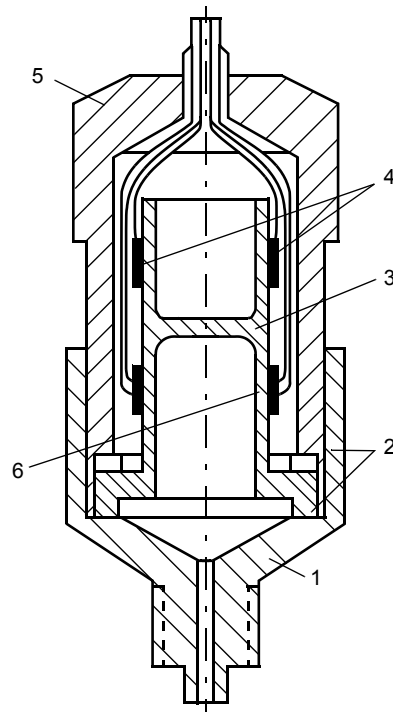


Рис. 6. Конструкция тензометрического датчика: 1 — штуцер; 2 — прокладки; 3 — датчик-втулка; 4 — пассивный проволоочный тензодатчик; 5 — гайка; 6 — основные датчики

измерения давления и преобразования его в электрический сигнал. Для измерения давления в штуцер поступает рабочая жидкость и воздействует на датчик-втулку, на которой закреплены тонкопленочные полупроводниковые тензорезисторы изготовленные из константана.

Давление в датчике измеряется схемой неуравновешенного моста, плечами которого являются тензорезисторы. В результате увеличения давления в полости датчика-втулки происходит деформация основных датчиков (тензорезисторов) и возникает разбалансировка моста в виде напряжения, которое с помощью усилителя преобразуется в выходной сигнал, пропорциональный измеряемому давлению.

Преимуществом такого датчика является более высокая чувствительность и малая восприимчивость к температурным изменениям.

ВЫВОДЫ

1. Разработана автоматическая система управления режимами работ гидропресса при обработке металлов давлением, обеспечивающая постоянство скорости деформирования, что позволяет изготавливать изделия с повышенными физико-механическими свойствами.

2. Разработаны математические модели основных элементов автоматической системы: объекта управления силового цилиндра и регулятора расхода, электромагнитным управлением позволяющие произвести расчет массо-геометрических и режимных параметров, необходимых для их проектирования и изготовления.

3. Исследованы переходные процессы силового цилиндра, регулятора расхода с электромагнитным управлением и доказана возможность путем расчета и выбора их параметров оптимизировать показатели динамических характеристик: вид переходных процессов и их длительность.

4. Разработана оригинальная конструкция тензометрического датчика для измерения давления в рабочей полости силового цилиндра гидропресса.

5. Разработанная автоматическая система управления является универсальной и найдет применение не только в гидропрессах, но и в другом оборудовании с гидравлическим приводом различного назначения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Килов А. С. Обработка материалов давлением в промышленности: Учебное пособие / Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. 266 с.
2. Бочаров Ю. А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.: Изд. центр "Академия", 2008. 480 с.
3. Фихман Б. Я. Программное и дистанционное управление гидравлическими прессами // Машиностроение. 1967. 172 с.
4. Муслимов А. П., Абдыкеримова Д. К. Патент № 2338 Гидропресс с электрогидравлической обратной связью для автоматического управления режимами работ / Бишкек, 2023.
5. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / М.: МГИУ, 2003. 352 с.
6. Муслимов А. П., Нифадьев В. И., Пахомов П. И. Автоматические системы управления режимами работ гидропривода машин / Бишкек: Изд. КРСУ, 2009. 130 с.
7. Муслимов А. П., Васильев В. Б. Автоматическое управление технологическими процессами в машиностроении / Бишкек: Изд. КРСУ, 2018. 256 с.