

УДК 621.981.06

З.Я. ЛУРЬЕ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. ГАСЮК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
В.А. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
Л.Н. ЦЕХМИСТРО, канд. фил. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
М.А. ТЮЛЬПАРОВА, магистрант НТУ «ХПИ»

УЛУЧШЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОАГРЕГАТА ЛИСТОГИБОЧНОГО ПРЕССА ПУТЕМ СИНТЕЗА НЕЛИНЕЙНОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Приведены результаты исследований динамики гидроагрегата листогибочного пресса с ЧПУ на основе разработанной математической модели для рабочего ходагиба листовой заготовки. Улучшение процесса достигнуто путем синтеза нелинейного преобразователя по динамическому критерию.

Ключевые слова: листогибочный пресс, синтез нелинейного преобразователя, математическая модель, рабочий ход, динамический критерий.

Введение

В мировой и отечественной практике для многопереходной гибки и профилирования листового проката с одной установки заготовки в условиях мелкосерийного и серийного производства на заводах станко-прессостроительной, судостроительной, автомобилестроительной промышленности, энергетического и сельскохозяйственного оборудования и др. определилась тенденция применения листогибочных прессов с числовым программным управлением (ЧПУ). Причём, предпочтение отдаётся гидравлическим прессам, которые в отличие от механических обеспечивают бесступенчатую регулировку конечного усилия пресса, скорости и величины хода рабочего органа (ползуна). На этих прессах исключаются опасные перегрузки, ползун может быть остановлен в любой точке и переключен на обратный ход. В процессе гибки регулируется продолжительность выдержки заготовки в матрице при развиваемом прессом конечном усилии.

Не останавливаясь на конкретной конструкции пресса в общем можно отметить, что станина пресса состоит из двух стоек, соединённых между собой столом, поперечной и гидробаком, имеет направляющие для ползуна. В стойках расположены главные гидроцилиндры, штоки которых соединены с ползуном. На ползуне устанавливается пуансон, на столе – матрица с несколькими ручьями. Пресс имеет перемещаемый задний упор, прижим листа к которому определяет заданную линиюгиба. Формообразование детали происходит в результате пластического изгиба, который сопровождается упругими деформациями – пружинением. Схемагиба листовой заготовки см. рис. 1. В качестве примеров на рис. 2 изображены контуры некоторых деталей, которые можно изготовить на листогибочном прессе с ЧПУ.

Укрупненно циклограмма работы пресса выглядит следующим образом см. рис. 3. Наиболее важными этапами циклограммы являются рабочий ходгиба листа и выдержка под давлением, пути улучшения динамических характеристик которых излагаются в настоящей статье.

Анализ известных источников

В настоящее время листогибочные прессы с ЧПУ разрабатываются и изготавливаются в Германии, Финляндии, Швейцарии, Голландии, Италии, Португа-

© З.Я. Лурье, А.И. Гасюк, В.А. Булгаков, Л.Н. Цехмистро, М.А. Тюльпарова, 2013

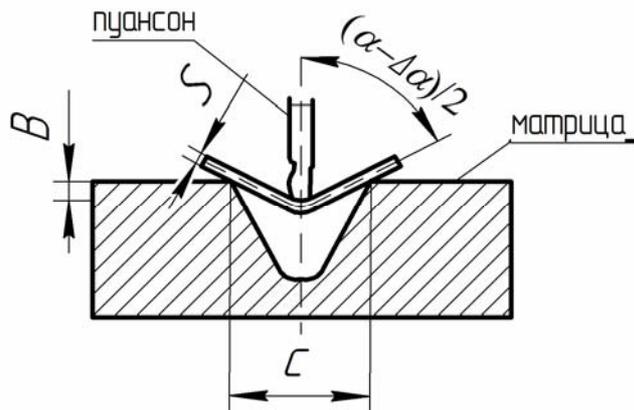


Рис. 1 – Схема гибки листовой заготовки:
 B – величина опускания пуансона в ручей матрицы с учётом угла $\Delta\alpha$ пружинения; α – угол гибки; $(\alpha - \Delta\alpha)/2$ – угол гибки с учетом пружинения; C – пролёт ручья матрицы; S – толщина листа

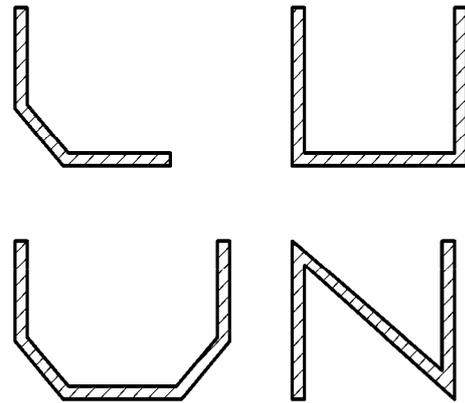


Рис. 2 – Примеры контуров изготавливаемых деталей

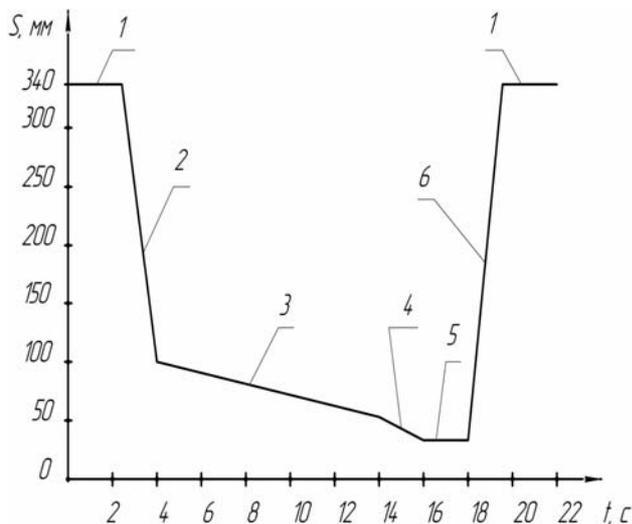


Рис. 3 – Циклограмма работы пресса:
 1 – исходное положение; 2 – ускоренный холостой ход;
 3 – замедленный холостой ход; 4 – рабочий ход;
 5 – выдержка (выстой); 6 – обратный ускоренный ход

лии и др. Имеются совместные разработки России и Германии, Японии и Франции. В листогибочном прессе Германии благодаря применению датчиков перемещения ползуна высокой точности, обеспечиваются достаточная степень повторяемости деталей, необходимые усилия гибки листа при помощи 4-х цилиндров. Таким образом, сводится до минимума прогиб нижней балки и обеспечивается высокая точность угла по всей длине гибки. Однако в данной статье из сайта [1] нет информации по конкретному значению точности позиционирования и динамике движения ползуна при гибке. Гидравлический листогибочный пресс Турции имеет сварной корпус из пластин, обеспечивающий жесткость

конструкции пресса. Верхняя балка и стол повышенной жёсткости предотвращают прогиб во время работы. Гидравлические цилиндры и ползуны для увеличения срока эксплуатации хромированы. Пакет из 6-ти ЧПУ обеспечивает оптимальный качественный гиб. Перемещение ползуна осуществляется с обратной связью, с контролем скорости и усилия. Но в данном источнике [2] не найдено информации по точности позиционирования и по динамическим характеристикам рабочего хода. Листогибочные прессы (Япония-Франция) обладают жесткой конструкцией, просты в эксплуатации и отвечают самым высоким требованиям, не уступая по производительности более совершенным моделям. Они оснащены ЧПУ с жидкокристаллическим дисплеем с регулируемым углом наклона. В сайте [3] отсутствует информация о точности позиционирования и динамике процесса гибки. Гидравлические листогибочные прессы Швейцарии обеспечивают высокую

надежность и максимальную экономическую эффективность за счёт минимальной погрешности повторного позиционирования. Отклонения по толщине, прочности и твердости листа по утверждению производителя не оказывают влияния на результатгиба. Однако в сайте [4] не сообщается какая же реальная точность позиционирования и какова динамика. Итальянская компания «Gasparini» выпускает гибочные прессы более 35 лет [5]. В мировой классификации эта фирма относится к категории производителей наивысшего уровня. Ее оборудование насыщено техническими новинками и запатентованными узлами, и в то же время конструкторы не отказываются от проверенных временем решений.

Таким образом, зарубежные фирмы уделяют должное внимание дальнейшему совершенствованию гидравлических листогибочных прессов, которые выпускаются только с ЧПУ, с жёсткой конструкцией станины и гибочной балки, с введением лазерного контроля отсутствия постороннего предмета (руки оператора) в рабочей зоне для повышения безопасности работы. Однако, следует заметить, что в данных сайтах [1–5] не нашли отражения схемные решения по гидроагрегату (ГА) прессы, элементной базе гидроустройств, математическим моделям элементов и ГА в целом, динамическим и статическим характеристикам основных фазовых координат гидромеханической системы ГА – механизмы прессы.

Постановка задачи

Анализ выполненных работ показывает, что динамике движения ползуна листогибочного прессы не уделено должного внимания. Практически отсутствуют математические модели, описывающие динамические процессы ГА перемещения ползуна, особенно на рабочем ходе, самом важном элементе циклограммы работы прессы. Именно на рабочем ходе должна быть реализована высокая точность позиционирования, достигающая значения 15 мкм, и минимальное значение времени торможения со скорости 1 см/с до 0 за 2–2,6 с без перерегулирования. Поэтому разработка математической модели гидроагрегата, исследование его динамики и поиск подходов по обеспечению требуемых показателей качества переходных процессов является актуальной задачей.

Решение

Решим поставленную задачу на примере ГА листогибочного прессы с ЧПУ Азовского завода кузнечно-прессового оборудования, разработанного совместно с НИИ гидропривод (г. Харьков), укрупненная гидросхема которого изображена на рис.4. Она составлена из гидроустройств, функционирующих при рабочем ходе (наиболее важном участке цикла): регулируемого насоса 1; электрогидравлических усилителей (ЭГУ) 2; усилителей мощности электронных (УМЭ) 3; силовых гидроцилиндров (Ц) 4; измерительных преобразователей (ИП) перемещения штоков Ц (ползуна) 5.

Перейдем к построению математической модели (ММ) рабочего процесса ГА при рабочем ходе согласно схеме рис. 4 применительно к одному цилиндру.

При составлении ММ принимаются следующие допущения:

- рабочая жидкость (РЖ) однородна, её разрыв исключается;
- температуру, плотность, коэффициент расхода и коэффициент динамической вязкости принимаем постоянными, равными средним значениям;
- утечки РЖ через зазоры в элементах ГА (кроме насоса) не учитываем, ввиду их малости по сравнению с расходами в системе;
- волновые процессы в гидролиниях ГА не учитываем ввиду незначительной их протяжённости и сравнительно большого диаметра труб;
- угловая скорость вращения вала насоса принята постоянной;

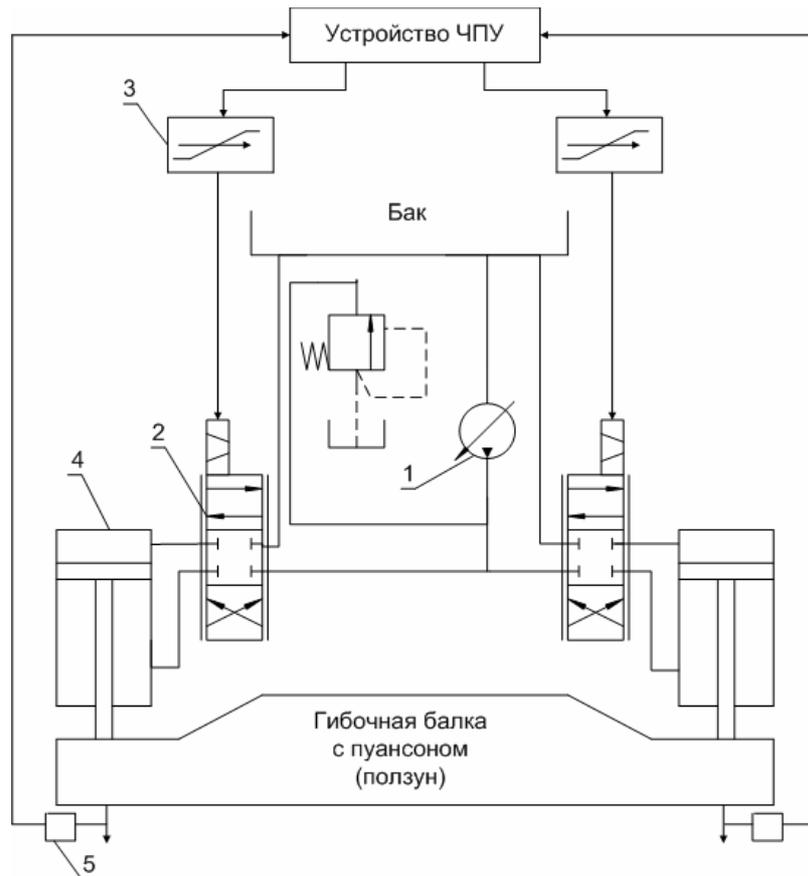


Рис. 4 – Схема гидроагрегата в режиме рабочего хода



Рис. 5 – Общий вид листогибочного пресса SP Donpressmash (Россия–Германия)

– пренебрегаем влиянием пульсации подачи насоса на неравномерность скорости перемещения штока Ц в установившихся и переходных процессах.

Математическая модель ГА

1 Математическая модель насоса определяется следующими уравнениями:

– теоретической подачи

$$q_T(t) = 0,5V_0 n_c e(t); \quad (1)$$

– объемных утечек

$$q_{уп}(t) = C_{уп} [p_H(t) - p_{сл}]; \quad (2)$$

– деформационного расхода

$$q_{нд}(t) = \frac{V_H}{E} \frac{dp_H(t)}{dt}, \quad (3)$$

где V_0 – рабочий объем насоса; n_c – частота вращения вала насоса в секунду; e – параметр регулирования подачи насоса, в интервале (0-1); $C_{уп}$ – коэффициент объемных утечек; p_H – давление на выходе насоса; $p_{сл}$ – давление слива; V_H – объем РЖ в каналах и трубопроводах насосной установки; E – модуль объемной упругости РЖ. В дальнейшем для упрощения записи уравнений опускаем независимый аргумент t .

2 Математическая модель процесса формирования управляющих сигналов на гидравлическую часть ГА

Функции ЧПУ, как преобразователя входных сигналов, их алгебраического суммирования и формирования выходного непрерывного сигнала U_ε , представим выражением

$$U_\varepsilon = U_3 - U_{oc}; \quad (4)$$

где $U_3 = K_n y_3$ – задающее электрическое напряжение; $U_{oc} = K_n y$ – электрическое напряжение обратной связи; y_3 – задание на перемещение ползуна; K_n – коэффициент обратной связи по пути; y – фактическое положение ползуна.

Из условия электрического равновесия пропорционального электромагнита, якорь которого перемещает толкатель и распределительную втулку механизма изменения подачи (МИП) радиально-поршневого насоса с фазным регулированием, получаем уравнения тока

$$\frac{di_M}{dt} = \left(\frac{U_\varepsilon - K_{пз} v_M}{R_M} - i_M \right) / T_M. \quad (5)$$

Перемещение якоря электромагнита, а следовательно, распределительной втулки МИП, определяется выражением

$$\frac{d^2 x_M}{dt^2} = (K_{Fi} i_M - C_{пр} x_M - \beta_M V_M - F_{0гр.М} \operatorname{sign} v_M) / m_M. \quad (6)$$

Параметр регулирования e подачи равен

$$e = \frac{x_M}{x_{M.макс}}. \quad (7)$$

Здесь K_{Fi} – коэффициент тягового усилия; $K_{пз}$ – коэффициент противодействия; T_m, R_m – постоянная времени и активное сопротивление цепи обмотки электромагнита; $C_{пр}$ – коэффициент жёсткости пружины; β_m – коэффициент вязкого трения; $F_{0тр.м}$ – модуль силы «сухого» трения; m_m – приведенная к оси якоря электромагнита масса подвижных элементов; $x_{m.макс}$ – максимальное перемещение якоря электромагнита.

3 Математическая модель ЭГУ и УМЭ

Применение в исследуемом ГА УМЭ и ЭГУ со свободноплавающим золотником и упругой (пружинной) обратной связью на заслонку, представляют собой сложное нелинейное динамическое звено. При математическом описании его примем следующие допущения:

– массой якоря электромагнитного преобразователя (ЭМП) и подвижных частей ЭГУ, приведенных к оси сопел, сухим и вязким трением, гистерезисной петлей при движении якоря ЭМП и индуктивностью обмотки управления ЭМП ввиду их малости пренебрегаем;

– массу, сухое и вязкое трение золотника ГР не учитываем из-за небольших значений;

– нелинейная зависимость q_g (расхода в диагонали гидравлического мостика) от давления p_d (перепада давления в диагонали мостика) и h (перемещение якоря), представляющая однозначную и непрерывную функцию, разлагается в ряд Тейлора по степеням малых приращений и ограничивается членами первого порядка малости.

С учетом этих допущений движение золотника согласно работе [6] определяется линейным дифференциальным уравнением:

$$T_3 \frac{dx}{dt} + x = K_U i_3$$

или

$$W(S) = \frac{x(S)}{i_3(S)} = \frac{K_U}{T_3 S + 1}, \quad (8)$$

а ток i_3 в цепи обмотки ЭГУ по выражению

$$\frac{di_3}{dt} = \frac{U_\varepsilon - i_3 R_3}{R_3 T_3}, \quad (9)$$

где T_3 – постоянная времени ЭГУ и УМЭ; x – осевое перемещение золотника ГР; U_ε – напряжение, поступающее на вход УМЭ (напряжение на выходе с ЧПУ); K_U – коэффициент усиления ЭГУ и УМЭ.

Расход в напорной полости ЭГУ определяется уравнением

$$q_{1Г} = Bx \sqrt{p_H - p_1}; \quad B = \mu b \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \quad (10)$$

Расход в сливной полости ЭГУ вычисляется по формуле

$$q_{2Г} = Bx \sqrt{p_2}. \quad (11)$$

Здесь μ – коэффициент расхода; B – периметр цилиндрического окна ГР; ρ – плотность РЖ; p_1 – давление РЖ в напорной полости; p_2 – давление РЖ в сливной полости.

4 Математическая модель гидроцилиндра

Неразрывность расходов в гидроцепи «ЭГУ-Ц» при отсутствии утечек определяется уравнениями

$$q_{1Г} = q_{1Ц} = q_1; \quad q_{2Г} = q_{2Ц} = q_2. \quad (12)$$

Расход и давление в поршневой (напорной) полости гидроцилиндра вычисляются по выражениям

$$q_{1Ц} = A_{П} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{01} + A_{П}y}{E} \frac{dp_1}{dt}; \quad \frac{dp_1}{dt} = \frac{q_1 - A_{П} \frac{dy}{dt}}{V_{01} + A_{П}y} E. \quad (13)$$

Расход и давление в штоковой (сливной) полости гидроцилиндра вычисляются по уравнениям

$$q_{2Ц} = A_{Ш} \frac{dy}{dt} - \frac{V_{02} - A_{П}y}{E} \frac{dp_2}{dt}; \quad \frac{dp_2}{dt} = \frac{A_{Ш} \frac{dy}{dt} - q_2}{V_{02} - A_{П}y} E. \quad (14)$$

Движение штока гидроцилиндра описывается уравнениями

$$\begin{cases} \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{1}{m} \left(A_{П}p_1 - A_{Ш}p_2 - F_C + 0,5G - \beta \frac{dy}{dt} - F_{тр} \right); \\ \frac{dy}{dt} = \int_0^{t_k} \frac{d^2y}{dt^2} dt, \quad y = \int_0^{t_k} \frac{dy}{dt} dt. \end{cases} \quad (15)$$

$$F_{тр} = \begin{cases} \frac{\pi f}{1,5} p_1 (d_{П}l_{П} + d_{Ш}l_{Ш}) \operatorname{sign} \frac{dy}{dt} & \text{при } \frac{dy}{dt} = v \geq v_{\min}; \\ 0 & \text{при } v < v_{\min}. \end{cases} \quad (16)$$

где уравнение для $F_{тр}$ представлено из источника [7].

Закон нагрузки представлен формулой

$$F_C = F_{CO} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right). \quad (17)$$

Здесь $q_{1Ц}$, $q_{2Ц}$ – расходы в напорной и сливной полостях Ц; $A_{П}$, $A_{Ш}$ – площади поперечных сечений поршневой и штоковой полости; V_{01} , V_{02} – начальные объёмы РЖ в поршневой и штоковой полостях; G – вес гибочной балки; β – сила вязкого трения; f – коэффициент трения; $d_{П}$, $d_{Ш}$ – диаметры пояска и шейки золотника ГР ЭГУ; $l_{П}$, $l_{Ш}$ – ширина уплотнений поясков и выходных шеек ГР ЭГУ; коэффициентом 1,5 учитывается значение радиального давления; F_{CO} – величина нагрузки при $t \rightarrow \infty$; T – постоянная времени экспоненты.

5 Неразрывность потоков в ГА, давление на выходе насоса определяется уравнением

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{q_T - C_{\text{вп}}(p_H - p_{\text{сл}}) - q_1}{V_H} E. \quad (18)$$

6 Начальные условия (НУ)

При записи дифференциальных уравнений ММ ГА в нормальной форме Коши получаем систему из 10 дифференциальных уравнений первого порядка. При представлении этой системы для статического режима при $t=0$, т.е. окончание замедленного хода ползуна и начало рабочего хода при $y(0) = 0$, $v(0) = v_0$, получаем уравнения статики, которые дают возможность определить 10 НУ. Математическое моделирование динамики ГА проводилось в пакете *VisSim*.

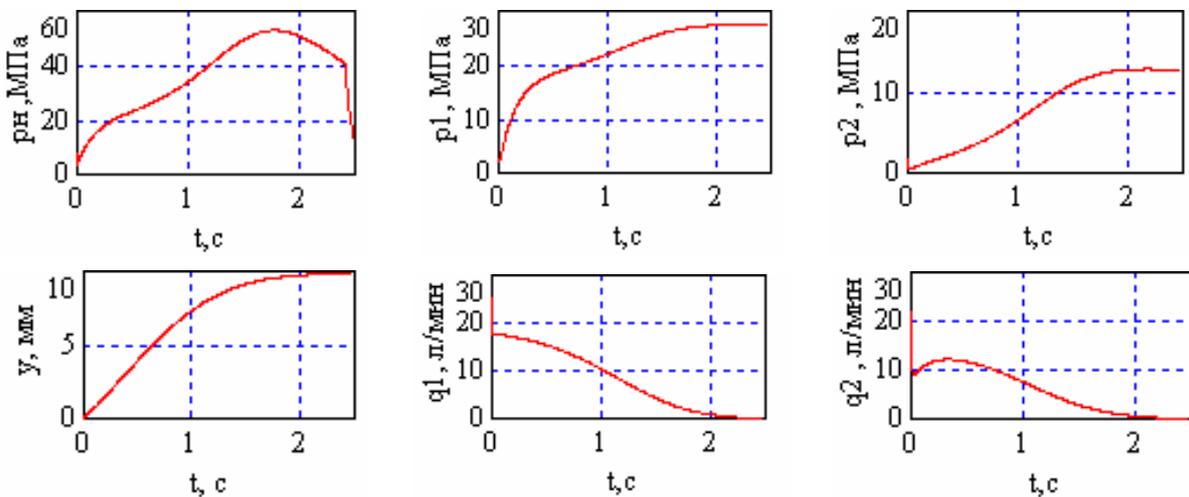


Рис. 6 – Динамические характеристики шести переменных ГА при рабочем ходе ползуна

На рис. 6 показаны кривые переменных p_H , p_1 , p_2 , y , q_1 , q_2 , характеризующих в основном рабочий процесс ГА прессы при гнбе листа. Расход в напорной полости Ц уменьшается со значения на участке замедленного холостого хода, предшествующему рабочему ходу, до нуля. Давления p_1 и p_2 рабочего хода принимают в конце значения, соответствующие участку выстою циклограммы. Это обеспечивается управлением МИП. Точность отработки заданного перемещения $\Delta y(t_K)$ составляет в конце рабочего хода 50 мкм, пик давления p_H равен 54,9 МПа не превышает допустимого значения. Попытка повысить точность до 15 мкм за счет увеличения коэффициента $K_{\text{п}}$ наиболее приемлемый способ, вызывает пик давления существенно превышающий $1,1p_{H,\text{ном}}$. Один из путей достижения этого основан на нелинейном законе преобразования величины рассогласования, т.е. разности задания на перемещение ползуна и фактического его положения, информация о котором поступает на управление МИП. Речь идет о введении в канал управления подачи насоса нелинейного преобразователя, структура которого изображена на рис. 7.

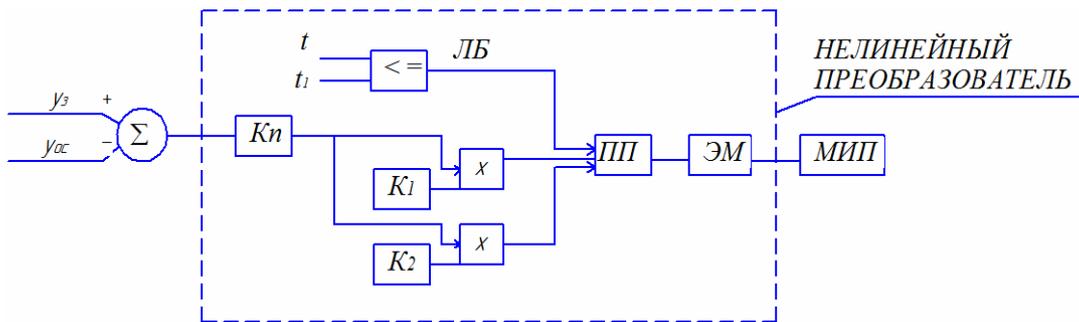


Рис. 7 – Схема управления механизмом изменения подачи с нелинейным преобразователем: t – задатчик реального времени; t_1 – время переключения канала с коэффициентом K_1 на канал с коэффициентом K_2 ; ЛБ – логический блок; ПП – программный переключатель; ЭМ – пропорциональный электромагнит

Поиск оптимальных параметров НП, совокупность которых обеспечивает заданную точность позиционирования, основывалась на синтезе НП и выполнялась в пакете *VisSim* с помощью метода *Powell* при минимизации относительной интегральной оценки (критерия) и ограничении $p_H \leq 1,1 p_{H,НОМ}$.

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |y_{жел} - y| dt}{\int_0^{t_k} y_{жел} dt} \cdot 100, \% . \quad (19)$$

Здесь $y_{жел}$ – желаемая траектория, в качестве которой из опыта выбрана экспонента с постоянной времени 0,45 с. На рис. 8 изображены аналогичные рис. 6 те же переменные но при моделировании ГА с НП.

Сравнение рис. 6 и 8 показывает различие кривых p_H , p_1 , p_2 , обусловленное вводом НП. Остальные осциллограммы по характеру аналогичны. Точность отработки при $t = 2,5$ с возрасла и равна 2 мкм, пик давления $p_H = 52,8$ МПа. Значение критерия (9) при оптимальных параметрах составляет 10,5. Если применить критерий (9) к кривой y , полученной при моделировании без НП (рис. 6), то его значение будет равно 13,25, т.е. на 23 % больше чем при моделировании с синтезируемым НП.

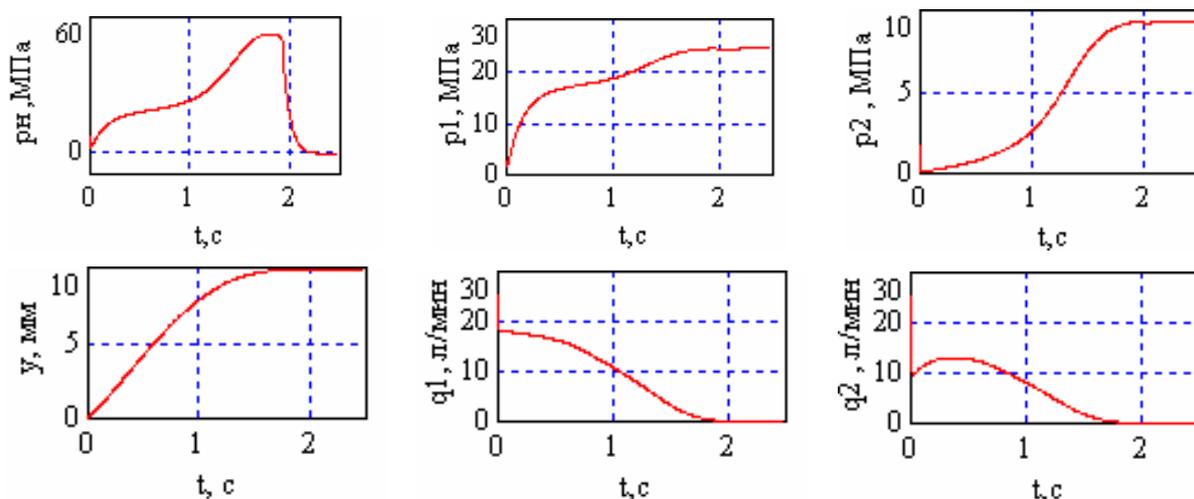


Рис. 8 – Динамические характеристики шести переменных ГА с НП при рабочем ходе ползуна

Выводы

1 В материалах фирм-изготовителей гидравлических листогибочных прессов с ЧПУ, применяемых в кузнечно-заготовительном производстве, не уделено должное внимание динамическим характеристикам параметров ГА этого оборудования, результатам математического моделирования и экспериментальным исследованиям, что не позволяет в полной мере сформулировать современный технический уровень и прогнозировать его дальнейшее развитие.

2 Предлагаемая математическая модель ГА на примере прессы Азовского завода кузнечно-прессового оборудования (в настоящее время он входит в состав совместного предприятия государств Россия – Германия), позволяет выполнить широкий комплекс исследований динамики и может быть использован для других листогибочных прессов.

3 Синтез нелинейного преобразователя, введенного в канал ГА для управления подачей насоса, по динамическому критерию позволяет улучшить показатели качества рабочего процесса и получить точность позиционирования до 10 мкм и продолжительность рабочего хода ползуна 2 с.

Список литературы: 1. «SP DONPRESSMASH» Высокоточные листогибочные гидравлические прессы с системами ЧПУ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.donpressmash.ru/>. – Название с экрана. 2. Интервесп – технология успеха [Электронный ресурс]: Пресса листогибочные гидравлические с ЧПУ Ermaksan. – Режим доступа: <http://www.intervesp-stanki.ru/item/ermaksan-eco-bend.htm>. – Название с экрана. 3. Станки с ЧПУ для трехмерной обработки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.3d-stanki.ru/catalog/metalloobrabatuyvajushhie/gidravlicheskijj-listogibochnyj-j-press-s-chpu-serii-mb8>. 4. Гидравлический листогибочный пресс Haemmerle 3P [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.promsnab.kz/load/73-1-0-229>. – Название с экрана. 5. Bending and cutting technologies. – Италия. – Город: Мирано, Фирма «Gasparini», 2013. – 67 с. 6. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления [Текст] / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 7. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода [Текст] / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. – К.: Техника, 1977. – 320 с.

Поступила в редколлегию 25.01.13

УДК 621.981.06

Улучшение рабочего процесса гидроагрегата листогибочного прессы путем синтеза нелинейного преобразователя [Текст] / З.Я. Лурье, А.И. Гасюк, В.А. Булгаков, Л.Н. Цехмистро, М.А.Тюльпарова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 79-88. – Бібліопр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Приведені результати досліджень динаміки гідроагрегату листозгинального пресу з ЧПУ на основі розробленої математичної моделі для робочого ходу гнущої листової заготовки. Поліпшення процесу досягнуте шляхом синтезу нелінійного перетворювача по динамічному критерию.

Ключові слова: листозгинальний прес, синтез нелінійного перетворювача, математична модель, робочий хід, динамічний критерій.

The results of studies of the dynamics hydraulic press brake CNC based on the developed mathematical model for working stroke bending sheet blank. Process improvement achieved by synthesis of nonlinear transducer on dynamic criteria.

Keywords: press brake, synthesis of nonlinear transducer, mathematical model, working stroke, dynamic criterion.