

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,
А.И. Гасюк, канд. техн. наук,
В.А. Булгаков, канд. техн. наук,
Л.Н. Цехмистро, канд. техн. наук,
Е.Н. Цента, канд. техн. наук,

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

СИНТЕЗ ГИДРОАГРЕГАТА ОБОРУДОВАНИЯ ГИБКИ ЛИСТОВОГО ПРОКАТА С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

THE HYDRAULIC UNIT'S SYNTHESIS OF THE ROLLED SHEET BENDING EQUIPMENT WITH NUMERICAL PROGRAMMED CONTROL

Представлена нелинейная математическая модель гидроагрегата, позволяющая получить динамические характеристики перемещения и скорости рабочего органа (ползуна) оборудования для гибки листового проката. Модель включает 10 дифференциальных уравнений в нормальной форме Коши, большинство из которых нелинейные. Проведен количественный анализ точности отработки заданного значения перемещения ползуна и общего времени рабочего хода (главного участка циклограммы рабочего процесса листогибочного пресса, а следовательно, гидроагрегата при выполнении одногогиба листовой заготовки). Для обеспечения современных требований по точности 10—15 мкм и быстрдействию рабочего хода 2—3 с поставлена и решена задача динамического синтеза нелинейного преобразователя системы управления подачей радиально-поршневого насоса с фазовым регулированием. Критерием оптимизации при синтезе принята относительная интегральная оценка, обеспечивающая сближение кривой переходного процесса ползуна с желаемой (эталонной) кривой. Точность отработки позиционирования ползуна достигает значения 2 мкм, время рабочего хода — 2,5 с.

Ключевые слова: листогибочный пресс, циклограмма, рабочий ход, нелинейный преобразователь, динамический синтез, метод оптимизации Powell.

Введение

В условиях мелкосерийного и серийного производства на заводах станко-прессостроительной, судостроительной, автомобилестроительной промышленности, энергетического и сельскохозяйственного оборудования, а также и других отраслей определилась тенденция применения листогибочных прессов с числовым программным управлением (ЧПУ). Они обеспечивают бесступенчатую регулировку конечного усилия пресса, скорости и величины хода рабочего органа (ползуна). В процессе гибки регулируется продолжительность выдержки заготовки в матрице при развиваемом прессом конечном усилии.

Не останавливаясь на конкретной конструкции пресса, можно отметить, что станина пресса состоит из двух стоек, соединённых между собой столом, поперечиной 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 показана на рисунке 1. В качестве примеров на рисунке 2 изображены контуры некоторых деталей, которые можно изготовить на листогибочном прессе с числовым программным управлением.

Укрупненно циклограмма работы пресса выглядит следующим образом (рисунок 3). Наиболее важными этапами циклограммы являются рабочий ходгиба листа и выдержка под давлением, пути улучшения динамических характеристик которых излагаются.

Анализ литературных источников

В настоящее время листогибочные прессы с числовым программным управлением разрабатываются и изготавливаются в Германии, Финляндии, Швейцарии, Голландии, Италии, Португалии и др. Имеются совместные

разработки России и Германии, Японии и Франции. В листогибочном прессе, изготовленном в Германии, благодаря применению датчиков перемещения ползуна высокой точности обеспечиваются достаточная степень повторяемости деталей, необходимые усилиягиба листа при помощи 4-х цилиндров. Таким образом, сводится к минимуму прогиб нижней балки и обеспечивается высокая точность угла по всей длине гибки. Однако в работе [1] нет информации по конкретному значению точности позиционирования и динамике движения ползуна при гибке. Гидравлический листогибочный пресс производства Турции имеет сварной корпус из пластин, обеспечивающий жесткость конструкции пресса. Верхняя балка и стол повышенной жесткости предотвращают прогиб во время работы. Гидравлические цилиндры и ползуны для увеличения срока эксплуатации хромированы. Пакет из шести систем числовых программных управлений обеспечивает оптимальный качественный гиб. Система перемещения ползуна осуществляется с обратной связью, с контролем скорости и усилия. Однако в 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 числовым программным управлением с жидкокристаллическим дисплеем с регулируемым углом наклона. В работе [3] отсутствует информация о точности позиционирования и динамике процессагиба. Гидравлические листогибочные прессы производства Швейцарии обеспечивают высокую надежность и максимальную экономическую эффективность за счет минимальной погрешности повторного позиционирования. Отклонения по толщине, прочности и твердости листа по утверждению производителя не оказывают влияния на результатгиба. Однако в работе [4] не сообщается, какова же реальная точность позиционирования обеспечивается и динамика работы. 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.

Общие виды листогибочных прессов ряда зарубежных фирм показаны на рисунке 4.

Таким образом, зарубежные фирмы уделяют должное внимание дальнейшему совершенствованию гидравлических листогибочных прессов, которые выпускаются только с числовым программным управлением, с жесткой конструкцией станины и гибочной балки, с введением лазерного контроля отсутствия постороннего предмета (руки оператора) в рабочей зоне для повышения безопасности работы. Следует заметить, что в работах [1—5] не нашли отражения схемные решения по гидроагрегату

пресса, элементная база гидроустройств, математические модели элементов и гидроагрегата в целом, динамические и статические характеристики основных фазовых координат гидромеханической системы «гидроагрегат — механизмы прессы».

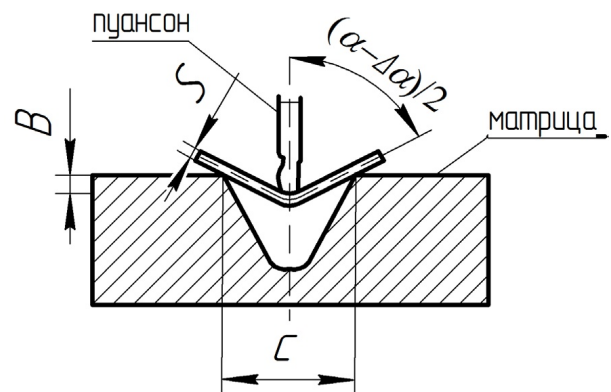


Рисунок 1 — Схема гибки листовой заготовки:
B — величина опускания пуансона в ручей матрицы с учётом угла $\Delta\alpha$ пружинения,
 α — угол гибки, $(\alpha - \Delta\alpha)/2$ — угол гибки с учетом пружинения, *C* — пролёт ручки матрицы, *S* — толщина листа

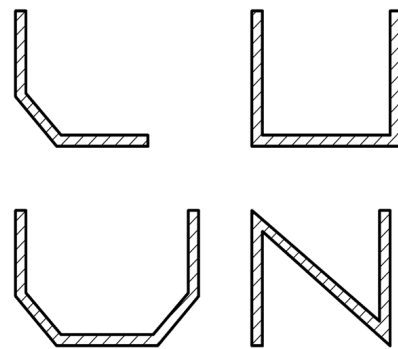


Рисунок 2 — Примеры контуров изготавливаемых деталей

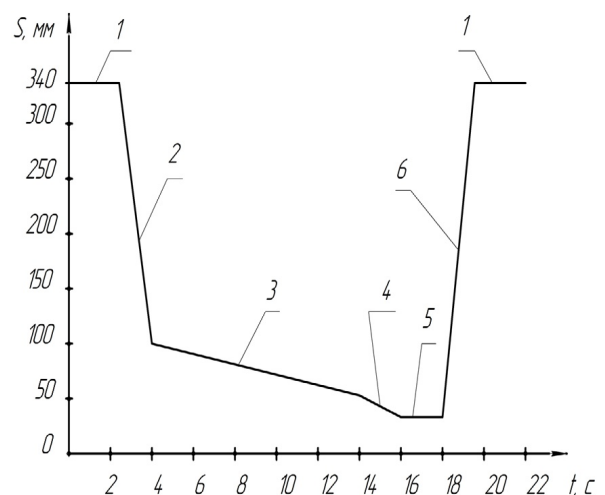


Рисунок 3 — Циклограмма работы прессы:
 1 — исходное положение, 2 — ускоренный холостой ход,
 3 — замедленный холостой ход, 4 — рабочий ход, 5 — выдержка

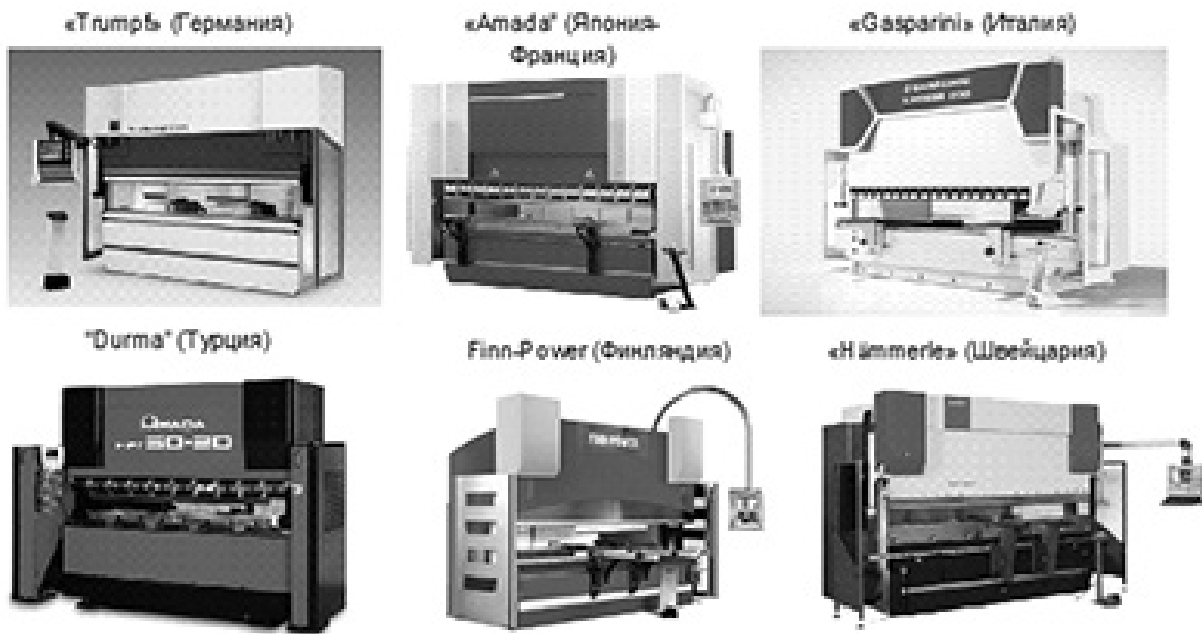


Рисунок 4 — Общие виды листогибочных прессов ряда зарубежных фирм

Постановка задачи

Анализ выполненных работ показывает, что динамике движения ползуна листогибочного пресса с числовым программным управлением не уделено должного внимания. Практически отсутствуют математические модели, описывающие динамические процессы гидроагрегатов перемещения ползуна, особенно на рабочем ходу, самом важном участке циклограммы работы пресса. Именно на

рабочем ходу должна быть реализована высокая точность позиционирования, достигающая значения 15 мкм, и минимальное значение времени торможения со скорости 0,01 м/с до 0 за 2—2,6 с без перерегулирования. Поэтому разработка математических моделей гидроагрегата и его составляющих, исследование его динамики и поиск подходов по обеспечению требуемых показателей качества переходных процессов является актуальной задачей.

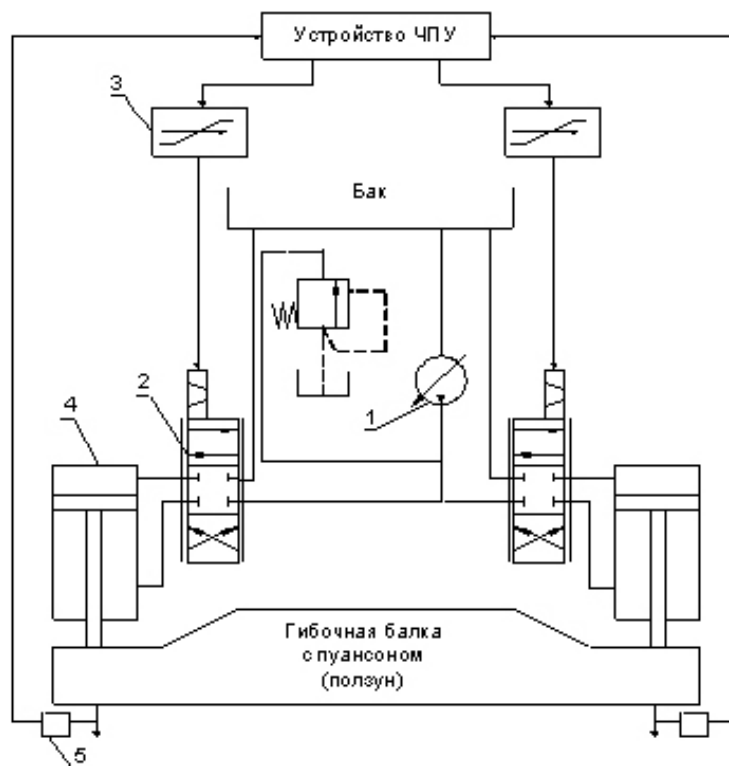


Рисунок 5 — Схема гидроагрегата в режиме рабочего хода



Рисунок 6 — Общий вид листогибочного преса SP Donpressmash (Россія—Германія)

Поставленная задача решается на примере гидроагрегатов листогибочного преса с числовым программным управлением Азовского завода КПО, разработанного совместно с НИИГидропривод (г. Харьков), укрупненная гидросхема которого изображена на рисунке 5. Она составлена из гидроустройств, функционирующих при рабочем ходе (наиболее важном участке цикла): регулируемого насоса 1, электрогидравлических усилителей (ЭГУ) 2, электронных усилителей мощности (УМЭ) 3, силовых гидроцилиндров 4, измерительных преобразователей перемещения (ИП) штоков гидроцилиндров (ползуна) 5.

Построение математической модели рабочего процесса гидроагрегата при рабочем ходе согласно схемы рисунка 5 осуществляется применительно к одному гидроцилиндру.

При составлении математической модели принимаются следующие допущения:

- рабочая жидкость однородна, её разрыв исключается;
- температуру, плотность, коэффициент расхода и коэффициент динамической вязкости принимаем постоянными, равными средним значениям;
- утечки рабочей жидкости через зазоры в элементах гидроагрегата (кроме насоса) не учитываем, ввиду их малости по сравнению с расходами в системе;
- волновые процессы в гидролиниях гидроагрегата не учитываем ввиду незначительной их протяженности и сравнительно большого диаметра труб;

- угловая скорость вращения вала насоса принята постоянной;
- пренебрегаем влиянием пульсации подачи насоса на неравномерность скорости перемещения штока гидроцилиндра в установившихся и переходных процессах.

Математическая модель гидроагрегата

Математическая модель насоса определяется следующими уравнениями:

- теоретической подачи

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

- объемных утечек

$$q_{ут}(t) = C_{ут} [p_H(t) - p_{ст}] \quad (2)$$

- деформационного расхода

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

где V_0 — рабочий объем насоса, n_c — частота вращения вала насоса в секунду, e — параметр регулирования подачи насоса в интервале (0,1), $C_{ут}$ — коэффициент объемных утечек, p_H — давление на выходе насоса, $p_{ст}$ — давление слива, V_H — объем рабочей жидкости в

каналах и трубопроводах насосной установки, E — модуль объемной упругости рабочей жидкости.

В дальнейшем для упрощения записи уравнений опущен независимый аргумент t .

Математическая модель процесса формирования управляющих сигналов на гидравлическую часть гидроагрегата.

Функции с числовым программным управлением как преобразователя входных сигналов, их алгебраического суммирования и формирования выходного непрерывного сигнала представим выражением

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

где $U_{\varepsilon} = K_{\Pi} y_{\varepsilon}$ — задающее электрическое напряжение, $U_{oc} = K_{\Pi} y$ — электрическое напряжение обратной связи, y_{ε} — задание на перемещение ползуна, K_{Π} — коэффициент обратной связи по перемещению, 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 уравнение тока

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

Перемещение якоря электромагнита, а следовательно, распределительной втулки механизма измерительных преобразователей, определяется выражением

$$\frac{d^2 x_M}{dt^2} = (K_{Fi} i_M - C_{\Pi P} x_M - \beta_M v_M - F_{отр.М} \text{sign } v_M) / m_M . \quad (6)$$

Параметр регулирования e подачи равен

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

Здесь K_{Fi} — коэффициент тягового усилия, K_{Π} — коэффициент противодействия, T_M , R_M — постоянная времени и активное сопротивление цепи обмотки электромагнита, $C_{\Pi P}$ — коэффициент жесткости пружины, β_M — коэффициент вязкого трения, $F_{отр.М}$ — модуль силы «сухого» трения, m_M — приведенная к оси якоря электромагнита масса подвижных элементов, $x_{M, \text{макс}}$ — максимальное перемещение якоря электромагнита.

Математическая модель электрогидравлических усилителей и электронных усилителей мощности.

Применение в исследуемом гидроагрегате электронных усилителей мощности и электрогидравлических усилителей 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 ЭМП и подвижных частей электрогидравлических усилителей, приведенных к оси сопел,

сухим и вязким трением, гистерезисной петлей при движении якоря электрогидравлических усилителей и индуктивностью обмотки управления ЭМП ввиду их малости пренебрегаем;

— массу, сухое и вязкое трение золотника гидрораспределителя не учитываем из-за небольших значений;

— нелинейная зависимость q_{ε} (расхода в диагонали гидравлического мостика) от давления p_{Δ} (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

$$T_3 \frac{dx}{dt} + x = K_{\varepsilon} i_3 \quad \text{или} \quad W(S) = \frac{x(S)}{i_3(S)} = \frac{K_{\varepsilon}}{T_3 S + 1} , \quad (8)$$

а ток i_3 в цепи обмотки электрогидравлического усилителя по выражению

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

где T_3 — постоянная времени электрогидравлических усилителей и электронных усилителей мощности; U_{ε} — напряжение, поступающее на вход электронных усилителей мощности (напряжение на выходе с числовым программным управлением), K_{ε} — коэффициент усиления электрогидравлических усилителей и электронных усилителей мощности.

Расход в напорной полости электрогидравлических усилителей определяется уравнением

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

Расход в сливной полости электрогидравлических усилителей вычисляется по формуле

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

Здесь μ — коэффициент расхода, B — периметр цилиндрического окна гидрораспределителя, ρ — плотность рабочей жидкости, p_1 — давление рабочей жидкости в напорной полости, p_2 — давление рабочей жидкости в сливной полости.

Математическая модель гидроцилиндра.

Неразрывность расходов в гидроцепи электрогидравлический усилитель—гидроцилиндр при отсутствии утечек определяется уравнениями

$$q_{1r} = q_{1ц} = q_1 , \quad q_{2r} = q_{2ц} = q_2 . \quad (12)$$

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

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

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

$$q_{2z} = A_{ш} \frac{dy}{dt} - \frac{V_{02} - A_{\pi} y}{E} \frac{dp_2}{dt}, \quad \frac{dp_2}{dt} = \frac{A_{ш} \frac{dy}{dt} - q_2}{V_{02} - A_{\pi} y} E. \quad (14)$$

Движение штока гидроцилиндра описывается уравнениями

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

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

где уравнение для $F_{тр}$ основано на источнике [7].

Экспоненциальный закон нагрузки представлен формулой

$$F_c = F_{c0} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right). \quad (17)$$

Здесь $q_{1ц}, q_{2ц}$ — расходы в напорной и сливной полостях гидроцилиндра, $A_{\pi}, A_{ш}$ — площади поперечных сечений поршневой и штоковой полостей, V_{01}, V_{02} — начальные объемы рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях, G — вес гибочной балки; β — сила вязкого трения; f — коэффициент трения, $d_{\pi}, d_{ш}$ — диаметры пояска и шейки золотника гидрораспределителя электронного усилителя, $l_{\pi}, l_{ш}$ — ширина уплотнений поясков и выходных шеек гидрораспределителя электронного усилителя, коэффициентом 1,5 учитывается значение радиального давления, F_{c0} — величина нагрузки при $t \rightarrow \infty$, T — постоянная времени экспоненты.

Непрерывность потоков в гидроагрегате, давление на выходе насоса определяется уравнением

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{q_z - C_{зп}(p_n - p_{сз}) - q_1}{V_n} E. \quad (18)$$

Начальные условия

При записи дифференциальных уравнений математической модели гидроагрегата в нормальной форме Коши получаем систему из 10 дифференциальных уравнений первого порядка.

При представлении этой системы для статического режима при $t = 0$, т.е. при окончании замедленного хода ползуна и начала рабочего хода, получаем два начальных условия, а именно $y(0) = 0, v(0) = v_0$.

Совместное решение уравнений статики дают возможность определить остальные восемь начальных условий, что обеспечивает получение единственного решения уравнений динамики.

Математическое моделирование динамики гидроагрегата проводилось в пакете *VisSim*. На рисунке 7 показаны кривые переменных, характеризующих, в основном, рабочий процесс гидроагрегата прессы при гйбе листа. Расход в напорной полости гидроцилиндра уменьшается со значения на участке замедленного холостого хода, предшествующему рабочему ходу, до нуля. Давления рабочего хода принимают в конце значения, соответствующие участку выстоя циклограммы. Это обеспечивается управлением механизма измерительных преобразований. Точность отработки заданного перемещения $\Delta y(t_k)$ составляет в конце рабочего хода 50 мкм, пик давления равен 54,9 МПа, что не превышает допустимого значения. Попытка повысить точность перемещения до 15 мкм за счет увеличения коэффициента (наиболее приемлемый способ), вызывает пик давления, существенно превышающий $1,1p_{н.ном}$. 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 механизмом измерительных преобразований. Речь идет о введении в канал управления подачей насоса нелинейного преобразователя, структура которого изображена на рисунок 8.

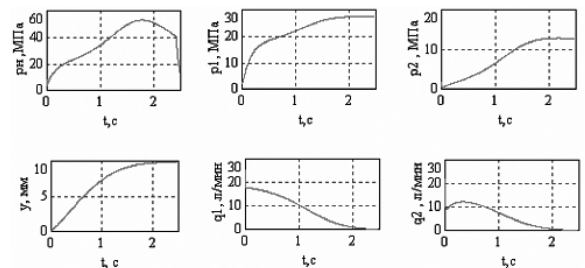


Рисунок 7 — Динамические характеристики шести переменных гидроагрегата при рабочем ходе ползуна

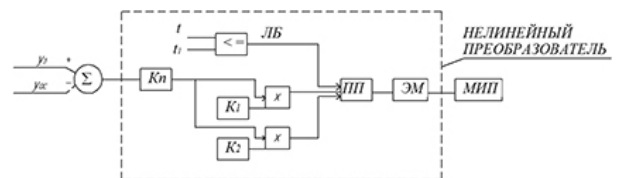


Рисунок 8 — Схема управления механизмом изменения подачи с нелинейным преобразователем:

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 нелинейного преобразователя, совокупность которых обеспечивает заданную точность позиционирования, основывался на синтезе нелинейного преобразователя и выполнялся в пакете *VisSim* с помощью метода *Powell* при минимизации относительной интегральной оценки (критерия)

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

и ограничения $p_H \leq 1,1p_{H,ном}$.

Здесь $y_{жел}$ — желаемая траектория, в качестве которой из опыта выбрана экспонента с постоянной времени 0,45 с.

При этом алгоритм решения задачи синтеза в пакете *VisSim* включает цепочки вычислительных блоков (рисунок 9), которые формируют интервалы изменения оптимизируемых параметров, не предусмотренных алгоритмами итерационных методов пакета *VisSim*.

Здесь входные блоки (слева) вводят начальные значения в блоки «parameterUnknown» при включении процесса оптимизации, блоки «merge» выполняют функции программных переключателей.

На рисунке 10 изображены аналогичные рисунку 7 переменные, но при моделировании гидроагрегата с нелинейным преобразователем. Сравнение рисунков 7 и 10 показывает различие кривых p_H, P_1, P_2 , обусловленное вводом нелинейного преобразователя. Остальные осциллограммы по характеру аналогичны. Точность отработки при $t = 2,5$ с возросла и равна 2 мкм, пик давления $p_H = 52,8$ МПа. Значение критерия (19) при оптимальных параметрах составляет 10,5. Если применить критерий

(19) к кривой y , полученной при моделировании без нелинейного преобразователя (рисунок 7), то его значение будет равно 13,25, т.е. на 23 % больше, чем при моделировании с синтезируемым нелинейным преобразователем. Следует отметить, что синтез нелинейного преобразователя выполняется в составе модели гидроагрегата, поэтому фактически решается задача синтеза гидроагрегата.

Выводы

1. В материалах фирм-изготовителей гидравлических листогибочных прессов с числовым программным управлением, применяемых в кузнечно-заготовительном производстве, не уделено должное внимание динамическим характеристикам параметров гидроагрегата 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 гидроагрегата на примере прессы Азовского завода КПО (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 гидроагрегата для управления подачей насоса,

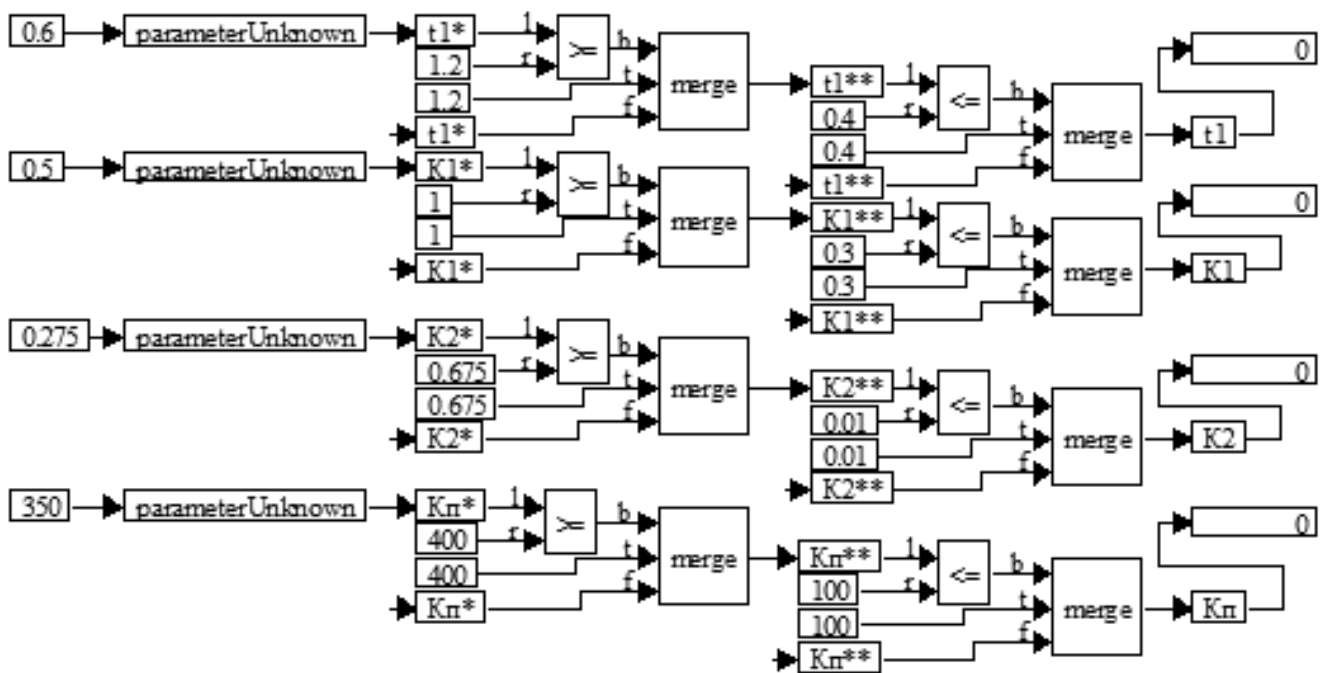


Рисунок 9 — Диаграмма вычислительных блоков для формирования интервалов изменения оптимизируемых параметров

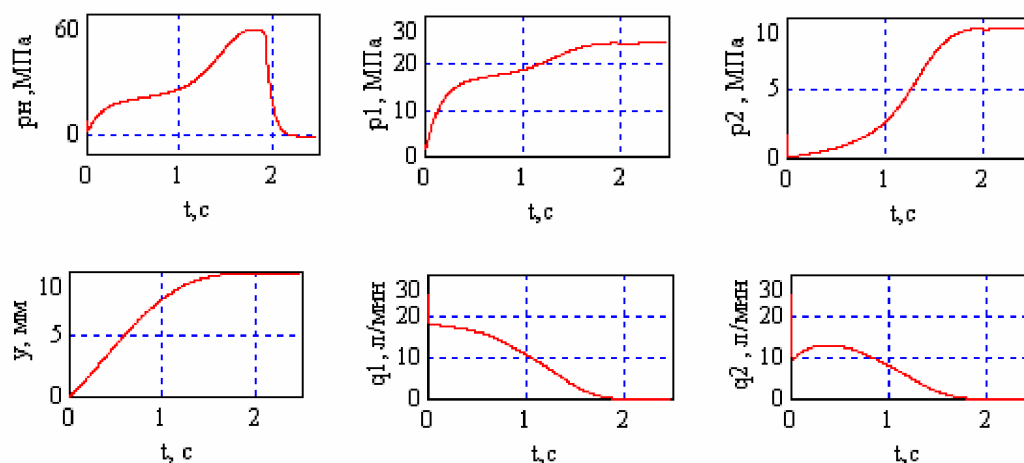


Рисунок 10 — Динамические характеристики шести переменных гидроагрегата с нелинейным преобразователем при рабочем ходе ползуна

по динамическому критерию, а фактически синтез гидроагрегата, позволяет улучшить показатели качества рабочего процесса и получить точность позиционирования до 10 мкм и продолжительность рабочего хода ползуна 2 с.

Литература

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>.
3. Станки с ЧПУ для трехмерной обработки [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.3d-stanki.ru/catalog/metalloobrabatyvajushhie/gidravlicheskiij-listogibochnyj-press-s-chpu-serii-mb8>.
4. Гидравлический листогибочный пресс Haemmerle 3P [Электронный ресурс] — Режим доступа: <http://www.promsnab.kz/load/73-1-0-229>.
5. Bending and cutting technologies 2013. — 67 s.
6. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
7. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. — К.: Техника, 1977. — 320 с.

References

1. «SP DONPRESSMASH» Vysokotochnye listogibochnye gidravlicheskiye pressesy s sistemami ChPU [Elektronnyi resurs] — Rezhim dostupa: <http://www.donpressmash.ru/>. — Nazvaniye s ekrana.
2. Intervesp-tehnologiya uspekha [Elektronnyi resurs]: Pressa listogibochnye gidravlicheskiye s ChPU Ermaksan. — Rezhim dostupa: <http://www.intervesp-stanki.ru/item/ermaksan-eco-bend.htm>.
3. Stanki s ChPU dlya trekhmernoy obrabotki [Elektronnyi resurs] — Rezhim dostupa: <http://www.3d-stanki.ru/catalog/metalloobrabatyvajushhie/gidravlicheskiij-listogibochnyj-press-s-chpu-serii-mb8>.
4. Gidravlicheskiy listogibochniy press Haemmerle 3P [Elektronnyi resurs] — Rezhim dostupa: <http://www.promsnab.kz/load/73-1-0-229>.
5. Bending and cutting technologies 2013. — 67 s.
6. Gamynin, N.S. Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya / N.S. Gamynin. — M.: Mashinostroyeniye, 1972. — 376 s.
7. Abramov, E.I. Elementy gidroprivoda / E.I. Abramov, K.A. Kolesnichenko, V.T. Maslov. — K.: Tekhnika, 1977. — 320 s.

Надійшла 28.09.2016 року

Синтез гідроагрегата обладнання згинання листового прокату з числовим програмним керуванням

**З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк,
В.О. Булгаков, Л.М. Цехмістро,
Є.М. Цента**

Представлено нелінійну математичну модель гідроагрегата, що дозволяє отримати динамічні характеристики переміщення і швидкості робочого органа (повзуна) обладнання для згинання листового прокату. Модель включає 10 диференціальних рівнянь у нормальній формі Коші, більшість з яких нелінійні. Проведено кількісний аналіз точності відпрацювання заданого значення переміщення повзуна і загального часу робочого ходу (головної ділянки циклограми робочого процесу листозгинального преса, а отже, гідроагрегата при виконанні одного згину листової заготовки). Для забезпечення сучасних вимог по точності 10–15 мкм і швидкодії робочого ходу 2–3 с поставлено і вирішено задачу динамічного синтезу нелінійного перетворювача системи керування подачею радіально-поршневого насоса з фазовим регулюванням. Критерієм оптимізації при синтезі прийнято відносну інтегральну оцінку, що забезпечує зближення кривої перехідного процесу повзуна з бажаною (еталонною) кривою. Точність позиціонування повзуна досягає значення 2 мкм, час робочого ходу — 2,5 с.

Ключові слова: листозгинальний прес, циклограма, робочий хід, нелінійний перетворювач, динамічний синтез, метод оптимізації Powell.

The hydraulic unit's synthesis of the rolled sheet bending equipment with numerical programmed control

**Z.Ya. Lurye, A.I. Gasyuk,
V.A. Bulgakov,
L.N. Tsekhmistro, E.N. Tsenta**

The nonlinear mathematical model of the hydraulic unit, that allows to obtain the dynamic characteristics of movement and velocity of the working element (slide block) of rolled sheet bending equipment, is presented. The model consists of 10 differential equations in the Cauchy's normal form. Most of them are nonlinear. The quantitative analysis of the playback accuracy of slide block movement's predetermined value and total time of working stroke (of the sequence diagram's main section of press brake working process, and therefore of the hydraulic unit during executing of one bending of the sheet billet) is conducted. Providing modern requirements of precision 10–15 mkm and speed of working stroke 2–3 s the problem of dynamic synthesis of nonlinear transducer of radial piston pump supply control system with phase control is formulated and solved. The relative integral estimation, which ensures the approximation of the slide block transient process curve with the desired (standard) curve, is accepted as the optimization criterion in the synthesis. The playback accuracy of the slide block positioning reached 2 mkm, time of working stroke is 2.5 seconds.

Keywords: press brake, sequence diagram, working stroke, nonlinear transducer, dynamic synthesis, Powell optimization method.