

Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности

М.С.Полешкин, В.С.Сидоренко

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону

Развитие машиностроительной индустрии, определяется уровнем совершенствования автоматизированного технологического оборудования (АТО) [1]. Повышение требований к быстродействию и точности их функционирования обуславливают необходимость совершенствования действующих и создания новых позиционных систем. Применение позиционных гидроприводов, в силу известных преимуществ [2] позволяет повысить эффективность таких систем.

В позиционных гидросистемах программного регулирования, широкое применение нашли гидромеханические позиционеры - устройства организующие контур гидравлического управления [2]. Они эффективно решают задачи оптимального управления выходного звена привода, используя гидравлические линии связи (ГЛС), позволяющие регулировать потоки жидкости на входе или выходе из гидродвигателя.

В результате схмотехнического поиска разработана модульная гидромеханическая система, обладающая возможностью эффективного структурно-параметрического управления процессами позиционирования целевых механизмов машин.

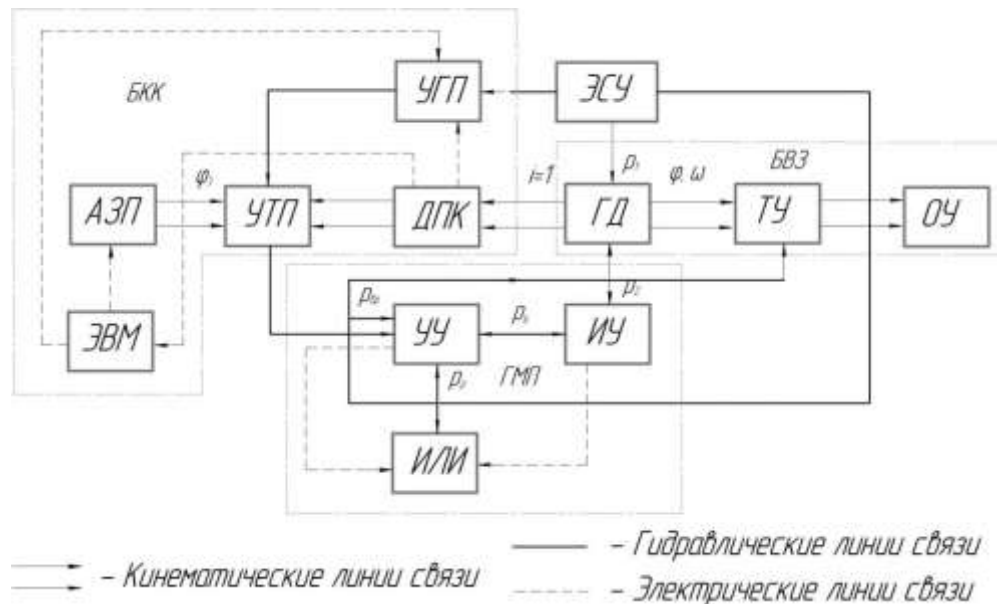


Рис.1. Структурная схема позиционного гидропривода с ГЛС:

АЗП – автоматический задатчик перемещений; ЭВМ – электронно-вычислительный модуль; ДПК – датчик положения координаты; УГП – устройство грубого перемещения; УТП – устройство точного перемещения; УУ – устройство управления; ИЛИ – логический элемент «или»; ЭСУ - энергосиловая установка; ГД - гидродвигатель; ИУ – исполнительное устройство; ТУ – тормозное устройство; ОУ – объект управления.

Структурная схема, показывающая взаимодействие ее силовой, гидравлической и механической подсистем, приведена на рис. 1.

Гидравлическую подсистему образуют: энергосиловая установка (ЭСУ), гидродвигатель (ГД) и тормозное устройство. ЭСУ формирует требуемые параметры потока рабочей жидкости p_1, p_2, Q_1, Q_2 и преобразует его энергию в движение выходного звена ГД с заданными скоростью ω_1 и крутящим моментом $M_{ГД}$.

Отработку требуемого алгоритма позиционного цикла обеспечивает блок контроля координаты (БКК). Его реализуют: датчик положения координаты (ДПК), кинематически связанный с гидродвигателем. Срабатывание ДПК и передача сигнала на устройство грубого перемещения (УГП) формирующего управляющие воздействие p_y происходит в точке позиционирования, задаваемой автоматическим задатчиком перемещений АЗП [5].

Гидравлический сигнал на выходе УГП формируется за $0,001...0,003$ с [2] давлением для прямого управления гидромеханическим позиционером (ГМП) встроенным в гидравлическую силовую систему и управляющих основными потоком гидродвигателя. Передачу сигналов осуществляют управляющие гидролинии связи (УГЛС). ГМП образуют: устройство управления (УУ) преобразующее и направляющее управляющий сигнал к исполнительному устройству (ИУ) регулирующему противодействие на сливе ГМ.

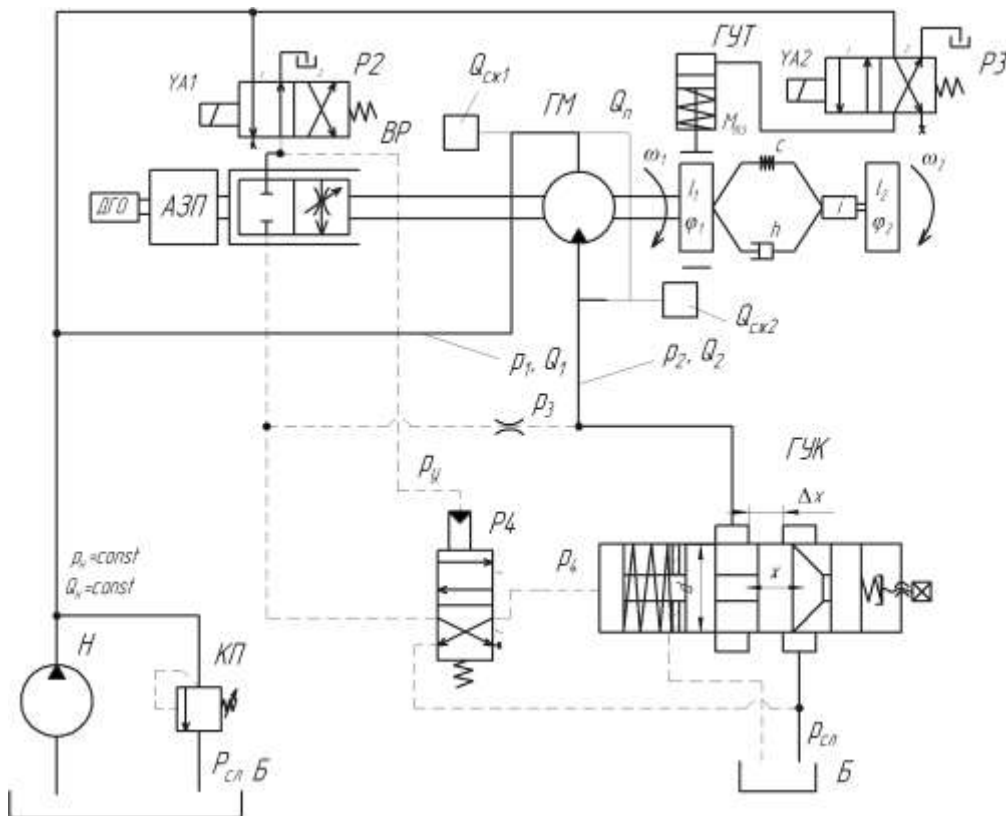


Рис.2. Расчетная схема динамической системы ППП

Особенностью гидравлических связей ГМП, являются незначительные расходы управляющих потоков в УГЛС, что позволяет минимизировать объемы жидкости в контуре и повысить его быстродействие управляющего устройства (ГМП). Объединение нескольких исполнительных устройств в одно многофункциональное, так же повышает быстродействие и стабильность работы системы.

Возможности дальнейших исследований функционала предлагаемого схемотехнического решения ППП, во многом зависят от качественного математического описания его гидромеханической системы.

При этом существенно сокращается время последующих испытаний и улучшается качество рабочих процессов реальных ППП, сокращая затраты времени и средств. Для этого был выполнен динамический анализ позиционного гидропривода в соответствии с ниже приведенной методикой.

Для этого, на основании структурной и принципиальной гидравлических схем, разработана расчетная гидрокинематическая схема динамической системы ППП представленная на рис.2.

Математическое описание динамических процессов протекающих в гидравлических системах осложняется особенностями поведением потока рабочей жидкости. Поэтому при формировании математической модели позиционной гидросистемы, были приняты следующие допущения в порядке их значимости:

- Механическую подсистему ГМУП в упрощённых моделях описывает одномассовая динамическая система, а в полной модели – двухмассовая;
- Утечки малы и могут быть ограничены коэффициентом утечки K_y [3];
- Трубопроводы короткие, гладкие, жесткие, что позволяет не учитывать волновые явления;
- Жесткость гидравлического силового контура C_T ниже жесткости механической подсистемы C_M ;
- Динамические процессы протекают в окрестности точки нагрузочной характеристики привода: $Q_H = const$, $p_H = p_{клтmax} = const$;
- Рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворённый воздух. Полагаем, что состояние среды описывается зависимостями, справедливыми для смесей с осреднёнными свойствами. Сосредоточенный объём сжимаемой жидкости $Q_{сж}$ для удобства расчётов считаем присоединённым к рабочей полости гидродвигателя;
- Принимается, что сила вязкого трения в подвижных сопряжениях пропорциональна скорости, поскольку постоянная времени гидродинамического всплытия элемента больше времени переходного режима, то можно полагать, что сила трения пропорциональна скорости [3];
- Совмещение рабочих окон вращающегося распределителя происходит мгновенно при релейном управлении и по экспоненциальному закону - при квазирелейном управлении;
- Коэффициент расхода управляющего устройства ГУКа представлен аппроксимированной функциональной зависимостью от степени открытия золотника клапана $\mu = f(x)$ полученной экспериментально [5].

Используя основные принципы и правила математического описания динамических подсистем с механическими связями, обоснованных работами В.А.

Кудинова, А.С. Проникова, В.Э. Пуша и др. [1], гидравлических силовых и управляющих подсистем, подтвержденных исследованиями О.Н. Трифонова, Д.Н. Попова и др. [3], составлена математическая модель, представляющая систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение ее подсистем.

1. Уравнения движения двухмассовой механической подсистемы:

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ГМ} - M_{C1} - M_{1-2} - M_{ТЗ} - M_{BP} ; \quad (1)$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = -M_H - M_{C2} + M_{1-2} ; \quad (2)$$

$$M_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} q_M (p_1 - p_2) ; \quad (3)$$

$$M_{C1} = M_{T1} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_1}{dt} + k_{BT} \frac{d\varphi_1}{dt} ; \quad (4)$$

$$M_{C2} = M_{T2} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_2}{dt} + k_{BT} \frac{d\varphi_2}{dt} ; \quad (5)$$

$$M_{1-2} = h \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \quad (6)$$

где I_1, I_2 - приведенные моменты инерции ведущих и ведомых масс, $кг \cdot м^2$;

φ_1, φ_2 - координаты их угловых перемещений, $рад$;

$M_{ГМ}$ - момент сил гидромотора, $Н \cdot м$;

M_{C1}, M_{C2} - моменты сил сопротивления, $Н \cdot м$;

M_{1-2} - упругий момент, $Н \cdot м$;

M_H - момент технологической нагрузки, $Н \cdot м$;

h - коэффициент демпфирования механической подсистемы;

C - коэффициент жесткости механической подсистемы;

M_{BP} - момент вращающегося распределителя, $Н \cdot м$;

$M_{ТЗ}$ - тормозной момент, $Н \cdot м$;

$M_{ТЗ(max)}$ - максимальное значение тормозного момента, $Н \cdot м$;

τ - постоянная времени нарастания тормозного момента;

q_M - рабочий объем гидромотора, $м^3$;

$k_n = \frac{b_{ок}}{\pi \cdot d_s}$ - коэффициент полноты использования периметра втулки золотника при размещении в ней окон;

M_{T1}, M_{T2} - моменты сухого трения, $Н \cdot м$;

2. Гидравлическая силовая подсистема с дроссельным управлением описывается уравнениями баланса расходов характеризующими напорную и сливную линии [3]:

$$Q_H = Q_{ГМ} + Q_{П} + \sum Q_Y + Q_{СЖ}; \quad (7)$$

$$Q_{ГМ} + Q_{П} = Q_{ГУК} + Q_{СЖ}; \quad (8)$$

$$Q_{ГМ} = q_M \cdot \omega_1; \quad (9)$$

$$\sum Q_Y = r_y \cdot p_n; \quad (10)$$

$$Q_{П} = r_n \cdot (p_1 - p_2); \quad (11)$$

$$Q_{СЖ} = \frac{q_M + W_{изг}}{E_{см}} \cdot \frac{dp_1}{dt}; \quad (12)$$

$$E_{см} = \frac{E_{жс}}{1 + \alpha_6 \cdot \frac{E_{жс}}{E_6}}; \quad (13)$$

где Q_H - расход гидронасоса, м³/с;

$Q_{ГМ}$ - расход идущий на вращение вала гидромотора, м³/с;

Q_Y - расход идущий на компенсацию утечек, м³/с;

$Q_{П}$ - расход идущий на перетечки рабочей жидкости, м³/с;

$Q_{СЖ}$ - расход идущий на компенсацию деформируемого объема жидкости в полостях гидромотора и подводящих каналах, м³/с;

$Q_{ГУК}$ - расход проходящий через гидроуправляемый клапан, м³/с.

r_y, r_n - коэффициенты утечки и перетечки;

$E_6, E_{жс}$ - модули объемной упругости жидкости и воздуха;

α_6 - коэффициент учитывающий содержание воздуха в жидкости;

$W_{игл}$ - объем i -го участка гидролиний соответственно м³;

$\frac{dp_1}{dt}$ - приращение давления в напорной полости гидромотора.

Зависимость дросселирования расхода рабочей жидкости Q_3 через окна золотников гидрораспределителей [4], от изменения их проходного сечения и перемещения золотника x_p при перепаде давлений Δp определяется с помощью выражения:

$$Q_{3i} = k_{pi} \cdot x_{pi} \cdot \sqrt{|\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p); \quad (14)$$

где $k_{p_i} = \mu_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot k_n \cdot r_y \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ - удельные (отнесенные к единице перемещения

золотника) проводимости окон, открытых при смещении золотника от среднего положения;

Преобразуя уравнения (7), (8) и выполнив подстановку значений расходов, получим уравнения характеризующие изменения давлений для напорной и сливной гидролиний:

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} = & -\frac{k_{КП} \cdot E_{см}}{q_H + q_M + W_{Л1}} \cdot x_{КП} \cdot \sqrt{|p_1 - p_{СЛ}|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_{СЛ}) - \frac{q_M \cdot \omega_1}{2\pi} \times \frac{E_{см}}{(q_H + q_M + W_{Л1})\eta_O} + \\ & + \frac{q_H \cdot \omega_H}{2\pi} \cdot \frac{E_{см}}{(q_H + q_M + W_{Л1})\eta_O} - \frac{k_{P2} \cdot E_{см}}{q_H + q_M + W_{Л1}} \cdot x_{P2} \cdot \sqrt{|p_1 - p_{ГVT}|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_{ГVT}); \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} = & -\frac{k_{ДР} \cdot E_{см}}{q_M + W_{Л2}} \cdot x_{ДР} \cdot \sqrt{|p_2 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_3) - \frac{k_{ГVK} \cdot E_{см}}{q_M + W_{Л2}} \cdot x_{ГVK} \cdot \sqrt{|p_2 - p_{СЛ}|} \times \\ & \times \text{sign}(p_2 - p_{СЛ}) + \frac{q_M \cdot \omega_1}{2\pi} \cdot \frac{E_{см}}{(q_M + W_{Л2})\eta_O}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_3}{dt} = & \frac{k_{ДР} \cdot E_{см}}{W_{Л3}} \cdot x_{ДР} \cdot \sqrt{|p_3 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_4) - \frac{k_{P4} \cdot E_{см}}{q_M + W_{Л3}} \times \\ & \times x_{P4} \cdot \sqrt{|p_3 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_4); \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{k_{P4} \cdot E_{см}}{x_{ГVK} \cdot S_{ГVK} + W_{Л4}} \cdot x_{P4} \cdot \sqrt{|p_3 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_4) - \frac{S_{ГVK} \cdot V_{ГVK} \cdot E_{см}}{x_{ГVK} \cdot S_{ГVK} + W_{Л4}}; \quad (18)$$

3. Управляющая подсистема реализуется контуром гидравлического управления КГУ, описываемым подмоделями ВР, движением золотника ГУКа и управляющими гидролиниями.

3.1 Уравнение движения золотника распределителя Р4, управляющего ГУК:

$$\begin{aligned} m_{нр.Р4} \cdot \frac{d^2 x_{P4}}{dt^2} = & S_{P4} (p_y - C_{нр} (x_{0P} \pm x_{P4})) - k_{BT} \cdot \frac{dx_{P4}}{dt} - C_{нр.Р4} (x_{0P} \pm x_{P4}) - F_y - \\ & - F_{CT} \cdot \text{sign} \frac{dx_{P4}}{dt} \pm F_{ГД} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt}; \end{aligned} \quad (19)$$

где $m_{нр.Р4}$ - приведенная масса золотника распределителя, $H \cdot c^2 / M^{-4}$;
 F_{CT} - сила сухого трения, H ;

$P_{УР}$ – давление управления распределителя, Па;
 k_{BT} – коэффициент вязкого трения;
 $C_{нр.р4}$ – жесткость пружины распределителя, Н/м;
 F_y – реакция силы упоров, Н;
 x_{0P} – предварительная деформация пружины распределителя, м;
 x_{P4} – перемещение золотника распределителя, м.

3.2 Уравнение движения золотника гидроуправляемого клапана:

$$\begin{aligned}
 m_{нр.ГУК} \cdot \frac{d^2 x_{ГУК}}{dt^2} = & p_y \cdot S_{ГУК} - k_{BT} \frac{dx_{ГУК}}{dt} - c_{нр.К} (x_{0К} \pm x_{ГУК}) - F_{CT} \cdot \text{sign} \frac{dx_{ГУК}}{dt} - \\
 & - F_y \pm F_{ГД} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt};
 \end{aligned} \quad (20)$$

где $m_{нр.ГУК}$ – приведенная масса золотника клапана, $H \cdot c^2 / m^{-4}$;

$P_{УК}$ – давление управления клапана, Па;
 $C_{нр.К}$ – жесткость пружины клапана, Н/м;
 $x_{ГУК}$ – перемещение золотника клапана, м;
 $x_{0К}$ – предварительная деформация пружины клапана, м;
 $S_{ГУК}$ – эффективная площадь золотника ГУКа, m^2 ;

3.3 Уравнение управляющего давления распределителя Р4:

$$\frac{dp_y}{dt} = \frac{k_{P3} \cdot E_{см}}{x_{P4} \cdot S_{P4} + W_{V1Л}} \cdot x_{P3} \cdot \sqrt{|p1 - py1|} \cdot \text{sign}(p1 - py1) + \frac{V_{ГУК} \cdot S_{P4} \cdot E_{см}}{x_{P4} \cdot S_{P4} + W_{V1Л}}; \quad (21)$$

где W_{iL} и V_i – объем гидролиний и гидроаппарата соответственно, m^3 ;

x_i – перемещение запорно-регулирующего элемента соответствующего гидроаппарата, м;
 S_{Pi} – эффективная площадь золотника распределительного элемента соответствующего гидроаппарата, m^2 ;
 P_i – давление на соответствующем участке гидропривода, Па;
 $E_{см}$ – модуль объемной упругости смеси жидкости и воздуха, Па;

Математическая модель системы ПГП исследовалась с использованием программного пакета Matlab 2011a и её подсистемы модульного моделирования динамических процессов simulink. При решении, применяли прямой численный метод Рунге-Кутты и Эйлера с постоянным шагом интегрирования равным 0,00001. При этом принятые начальные условия, параметры контура гидравлического управления (Табл.1) и управляющие воздействия (x_i), имели функциональную зависимость от координаты выходного звена (φ).

Реализация и решение системы дифференциальных уравнений описывающих динамическую систему позиционного гидропривода, в программе Matlab, выполнялось по следующему алгоритму:

1. Составление вычислительного блока для решения одномассовой матмодели позиционного гидропривода.
2. Введение в модель, подмодели гидравлического силового контура в составе которого участвуют гидрораспределители ВР, Р2 и Р3 с релейной схемой включения (учитывая реальное время срабатывания $t_{ср}=0,002\dots 0,003с$) [2].
3. Введение в модель, подмодели гидравлического контура управления с гидролиниями связи – распределителя Р4, с квази-релейной схемой переключения.
4. Интеграцию в КГУ, модели гидравлического устройства управления – ГУКа, с аппроксимацией зависимости $\mu=f(x)$ соответствующей реальным гидродинамическим процессам [5], полученную с учетом динамических характеристик измерительных устройств [6].
5. Выбор метода решения системы дифференциальных уравнений математической модели и соответствующего размера шага.

При решении дифференциальной системы уравнений, для исполнительного элемента КГУ - гидроуправляемого клапана, вначале использовались релейный (рис.3а), квази-релейный (рис.3б) и на завершающей стадии – реальный законы (рис.3в) перемещения управляющего элемента (золотника).

Таблица 1 – Параметры устройств КГУ

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Диапазоны изменения
1	Площадь проходного сечения распределителя	S_p	$м^2$	0-0,0000785
2	Коэффициент расхода распределителя	μ_z		0,8
3	Проводимость управляющего распределителя	$K_{ур}$		$1,13 \cdot 10^{-4}$
4	Жесткость пружины ГУКа	$C_{пр}$	Н/м	24220
5	Предварительное натяжение пружины ГУКа	x_0	м	0,0095
6	Давление контура гидравлического управления	p_y	Па	$1,6-6,3 \cdot 10^6$
7	Расход через ВР	$Q_{вр}$	$м^3/с$	0,0015-0,0138

Исходные данные, принятые для моделирования позиционного гидропривода приведены в табл. 2. Исследования проводились при различных диапазонах функционирования гидромеханической системы привода. Был определен базовый режим работы, характерный для большинства поворотно-делительных механизмов АТО.

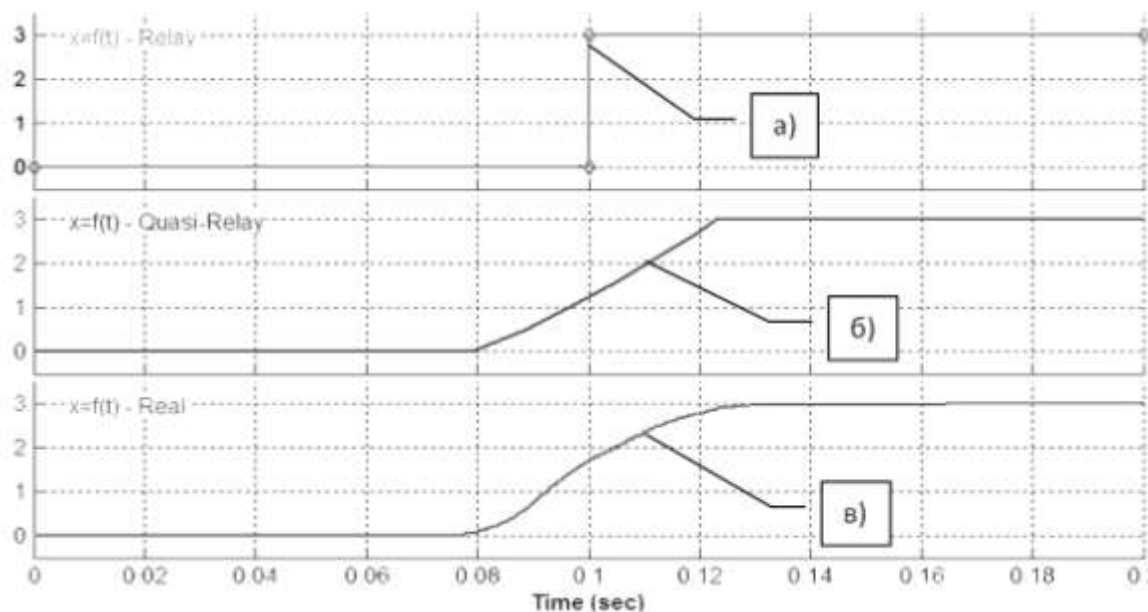


Рис. 3. Законы изменения управляющего воздействия золотника ГУКа:
а – релейный; б – квазирелейный; в – реальный (получен экспериментальным путем)

В результате выполненной отладки и апробации вычислительных блоков программы, реализованной в подсистеме Simulink, получены осциллограммы зависимостей выходных параметров: φ , ω – механической подсистемы, а так же задающих воздействий– $x_{ГУК}$ и x_{P2} , x_{P4} - перемещения управляющих элементов КГУ.

Табл. 2. Исходные данные для моделирования ПГП

№№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Диапазоны изменения	Базовый режим
1	Скорость	ω_i	Рад./с	5-20	10
2	Обобщенная сила сухого трения гидродвигателя	M_{T01}	Нм	1-8	4,5
3	Обобщенная сила гидромеханического тормоза	$M_{T3}(t)$	Нм	10-100	32
4	Основной конструктивный параметр гидродвигателя	$K_m = \frac{q_m}{2\pi}$	$m^3/рад$	$3 \cdot 10^{-6} - 25 \cdot 10^{-6}$	$5,57 \cdot 10^{-6}$
5	Коэффициент вязкого трения гидродвигателя	K_{TM}	Н·мс/рад	0,05-0,35	0,11
6	Приведенный коэффициент жесткости	C_φ	Нм/рад	0-15000	
7	Перемещаемые ведущие массы	J_1	кг м ²	$39 \cdot 10^{-4} - 0,024$	0,0034
8	Приведенный момент инерции	J_Π	Нмс ²	0,01-0,1	0,033
9	Давление насоса	P_H	Па	$1,5 \cdot 10^6 - 6,3 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$
10	Давление в сливой гидролинии	$P_{СЛ}$	Па	$0,5 \cdot 10^6 - 1,5 \cdot 10^6$	$0,5 \cdot 10^6$

Конфигурация интерфейса составленной программы позволила работать в диалоговом режиме, варьируя исходные данные (приведенные в Табл.2), осуществлять выбор структуры задачи и мониторинг выходных характеристик. В ходе математического эксперимента, проводилась оценка погрешностей и статистическая обработка полученных численных данных по известной методике [7].

После каждого математического эксперимента, его результаты автоматически образовывали массив данных, со следующими параметрами:

- ω_0 - ω_1 в режиме разгона на участке $t_{раз}$;
- ω_1 - ω_2 ; при установившемся режиме на участке $t_{уст}$;
- $\Delta\varphi_1$ - $\Delta\varphi_2$ при режиме замедления на участке $t_{зам}$;
- $\Delta\varphi$ – в момент позиционирования на участке $t_{поз}$;

Движение одномассовой механической подсистемы, характеризует фазовый портрет координаты перемещения выходного звена (рис.3). Движение приведенных масс I , в момент завершения процесса позиционирования, сопряжено с колебаниями (0,37 с), которые благодаря включению гидромеханического тормозного устройства – гасятся, в области $\Delta\varphi$.

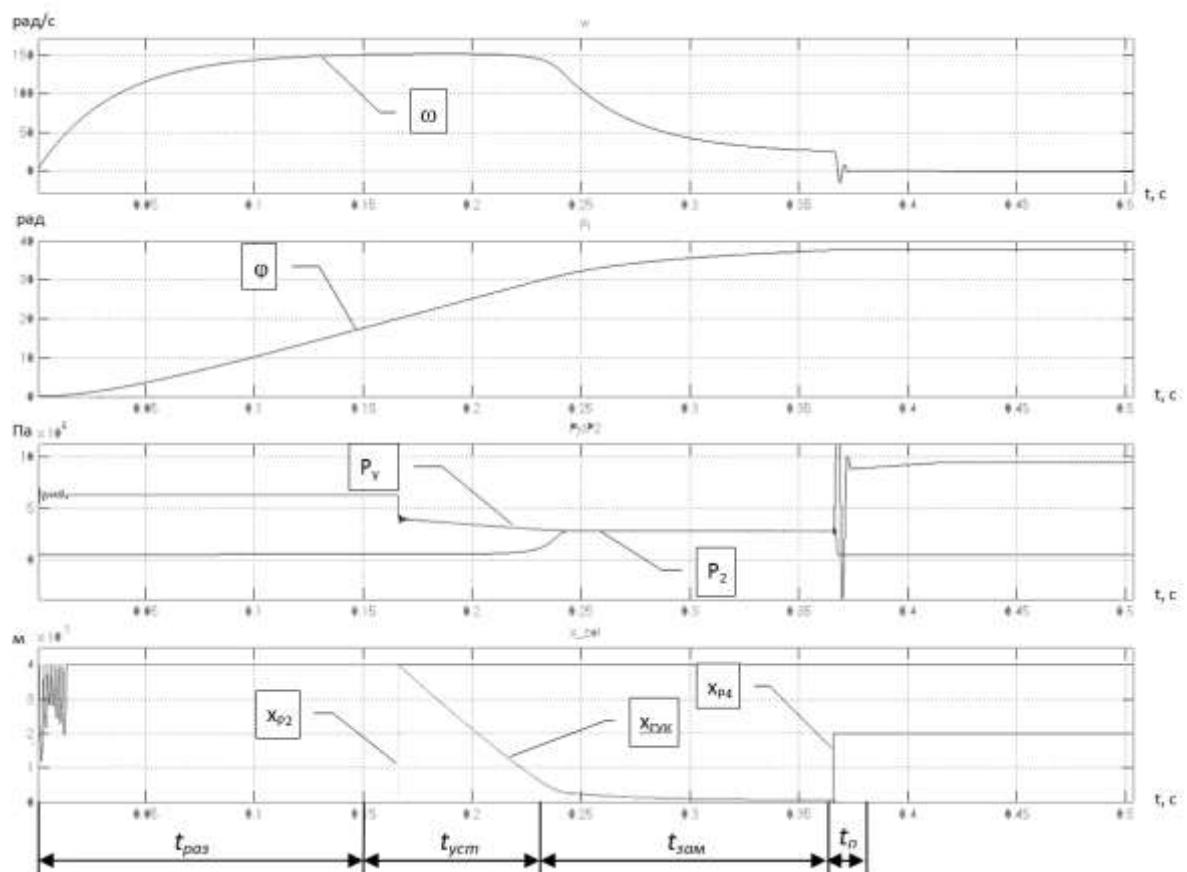


Рис. 3. Результаты моделирования динамической системы ПГП:

φ – радиальное перемещение; ω – радиальная скорость; P_u – давление управления;
 P_2 – давление противодействия (в сливной магистрали ГМ); $x_{ГУК}$ – перемещение золотника ГУКа; x_{P2} – перемещение золотника P2; x_{P4} – перемещение золотника P4

За точность позиционирования принимаем путь торможения вала гидромотора и планшайбы стола поворотного-делительного механизма с момента начала совмещения рабочих окон вращающегося распределителя ВР. При дальнейшем перемещении втулки образуется проходное сечение и управляющий сигнал p_{y2} на Р4. Последний, переключаясь, соединяет заклапанную полость ГУК со сливом, который закрывается, перекрывая слив гидромотора, что приводит к его останову. Точность позиционирования $\varphi_{пз}$ определяли выражением $\varphi_{пз} = \varphi_{в} \pm \Delta\varphi$, где $\varphi_{в}$ – положительный выбег гидромотора, $\Delta\varphi$ – его рассеяние, обусловленное влиянием случайных факторов.

Табл.3. Результаты сравнения ППП с различной структурой КГУ

Устройство позиционер	P_y , МПа	$n_{гм}$, об/мин	$n_{оу}$, об/мин	$M_{гм}$, Нм	$\varphi_{гм}$, рад	$\Delta\varphi_{гм}$, рад	$\Delta\varphi_{оу}$, рад	t_p , с	Σt_r , с
Гидрозамок	-	140	11,6	10	0,345	0,052	0,004	0,055	0,07
МФУУ (регулятор потока)	1,7				0,215	0,01	0,003	0,42	0,54
	3				0,108	0,029	0,002	0,46	0,41
ГУКП (клапан)	3	150	12,5	10	0,102	0,023	0,0017	0,39	0,37
	6,3				0,103	0,02	0,0015	0,042	0,27

По результатам моделирования, при заданных режимах i_p , i_y , $n_{гм}$, $M_{гм}$ очевидна эффективность процесса позиционирования с применением ГУКП. В среднем, точность позиционирования повышается ~ на 40 %, а быстродействие на 33%, по сравнению с конкурирующими решениями на основе МФУУ (Табл.3), что подтверждает эффективность предлагаемого схемотехнического решения.

Литература

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
2. Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих позиционирующих гидромеханических устройств / СТИН – 2003, - №8 с.16-20.
3. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. – М.:Изд-во МГТУ им Н.Э.Баумана,2001.-320с.,ил.
4. Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М., «Наука», 1978.
5. Сидоренко В.С., Полешкин М.С. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности / Вестник ДГТУ. - 2009. –Т.9. – Спец. вып.
6. Иосифов В.П. Имитационный подход к проблеме определения динамических характеристик средств измерений / Инженерный Вестник Дона [Электронный ресурс]. – Ростов-на-Дону: Ростовское региональное отделение Российской Инженерной Академии – №4, 2010. – Шифр Информрегистра: 0421100096. – URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n4y2010/308/> – 5 с.
7. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных. – М.: Мир, 1980. – 602 с.