

# 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.

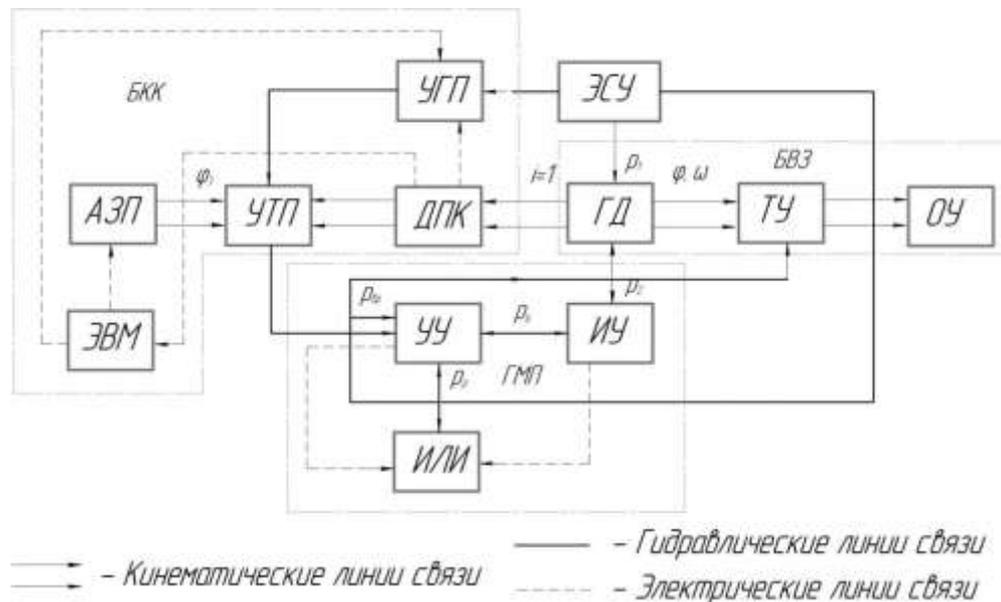


Рис.1. Структурная схема позиционного гидропривода с ГЛС:

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  $\omega_1$  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.

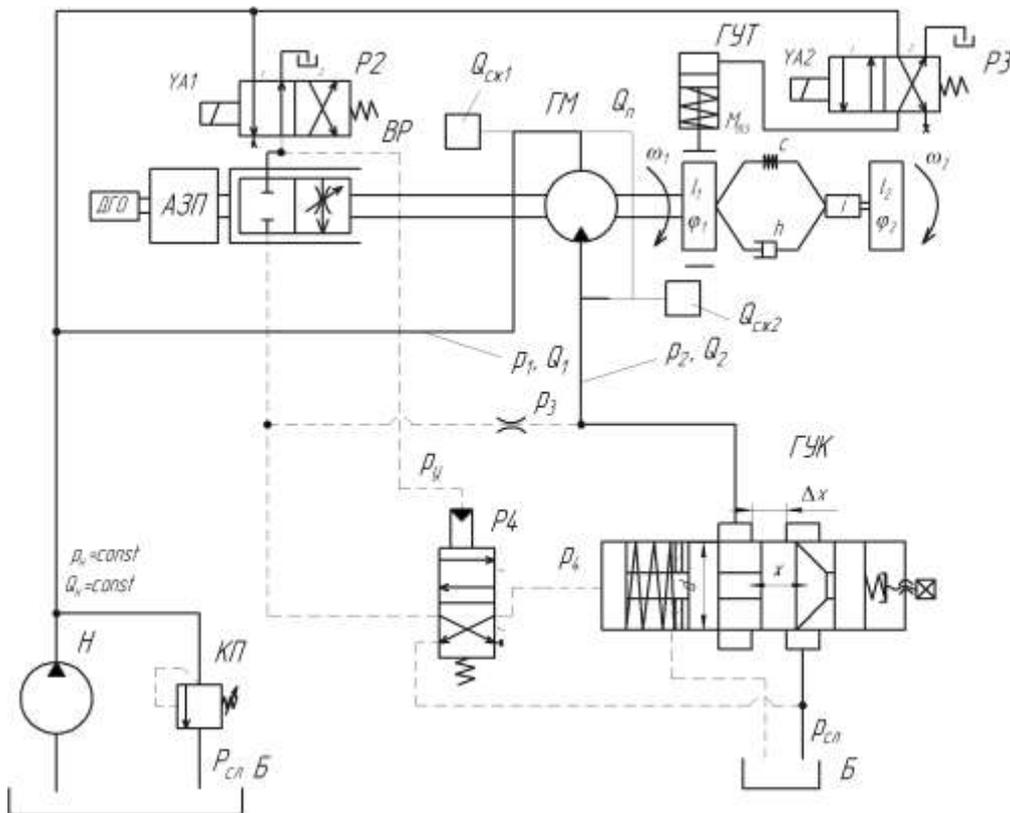


Рис.2. Расчетная схема динамической системы ПГП

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,  $кг \cdot м^2$ ;

$\varphi_1, \varphi_2$  - 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,  $Н \cdot м$ ;

$\tau$  - 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]:

$$Q_H = Q_{GM} + Q_{II} + \sum Q_Y + Q_{CЖ}; \quad (7)$$

$$Q_{GM} + Q_{II} = Q_{ГУК} + Q_{CЖ}; \quad (8)$$

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

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

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

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

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

где  $Q_H$  - расход гидронасоса, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{GM}$  - расход идущий на вращение вала гидромотора, м<sup>3</sup>/с;

$Q_Y$  - расход идущий на компенсацию утечек, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{II}$  - расход идущий на перетечки рабочей жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{CЖ}$  - расход идущий на компенсацию деформируемого объема жидкости в полостях гидромотора и подводящих каналах, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ГУК}$  - расход проходящий через гидроуправляемый клапан, м<sup>3</sup>/с.

$r_y, r_n$  - коэффициенты утечки и перетечки;

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

$\alpha_с$  - коэффициент учитывающий содержание воздуха в жидкости;

$W_{игл}$  - объем *i*-го участка гидролиний соответственно м<sup>3</sup>;

$\frac{dp_1}{dt}$  - 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  $\Delta p$  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:

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

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

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

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

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:

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

где  $m_{np.P4}$  - 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 ( $\varphi$ ).

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	$\mu_z$		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.

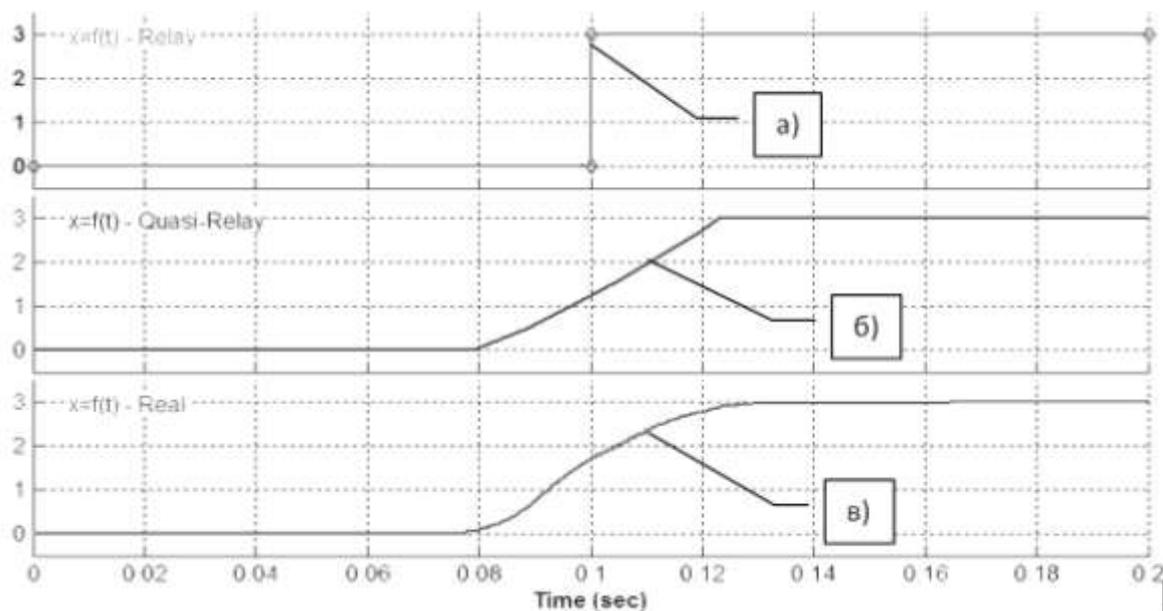


Рис. 3. Законы изменения управляющего воздействия золотника ГУКа:  
а – релейный; б – квазирелейный; в – реальный (получен экспериментальным путем)

В результате выполненной отладки и апробации вычислительных блоков программы, реализованной в подсистеме Simulink, получены осциллограммы зависимостей выходных параметров:  $\varphi$ ,  $\omega$  – 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	Обозна чение	Размер- ность	Диапазоны изменения	Базовый режим
1	Скорость	$\omega_i$	Рад./с	5-20	10
2	Обобщенная сила сухого трения гидродвигателя	$M_{T01}$	Нм	1-8	4,5
3	Обобщенная сила гидро-механического 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	$C_\varphi$	Нм/рад	0-15000	
7	Перемещаемые ведущие массы	$J_1$	кг м <sup>2</sup>	$39 \cdot 10^{-4} - 0,024$	0,0034
8	Приведенный момент инерции	$J_\Pi$	Нмс <sup>2</sup>	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:

- $\omega_0$ -  $\omega_1$  в режиме разгона на участке  $t_{раз}$ ;
- $\omega_1$ -  $\omega_2$ ; 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  $\Delta\varphi$ .

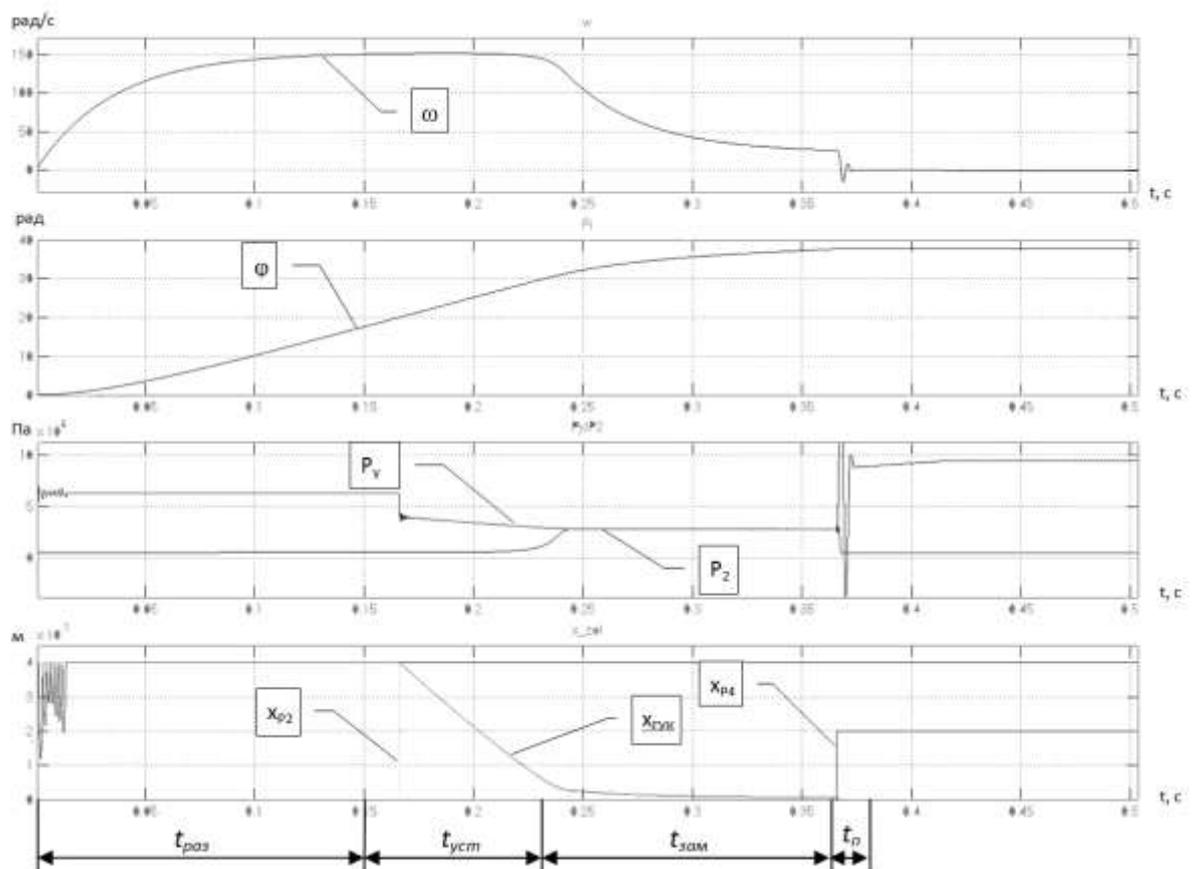


Рис. 3. Результаты моделирования динамической системы ПГП:

$\varphi$  – радиальное перемещение;  $\omega$  – 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	$\Sigma t_r$ , 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.