

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**РАСЧЕТ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО
ПРИВОДА**

Электронные методические указания для выполнения
курсовой работы по дисциплине
«Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем»

Самара

2010

УДК 531.8: (62-82)

Составитель: **Быстров Николай Дмитриевич**

Рецензент: заведующий кафедрой конструкции
и проектирования двигателей летательных аппаратов СГАУ
д.т.н. профессор Фалалеев С. В.

Изложены основы расчета и математического моделирования электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием. Рассмотрена методика расчета конструктивных параметров элементов привода. Описана последовательность определения области устойчивости и динамических характеристик привода с применением программного пакета MATLAB-Simulink.

Методические указания предназначены для магистрантов дневного отделения СГАУ, обучающихся в рамках магистерской программы «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы» по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов».

Подготовлены на кафедре автоматических систем энергетических установок.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2010

ВВЕДЕНИЕ

Электрогидравлические следящие приводы с дроссельным регулированием широко применяются в современных автоматических системах управления летательных аппаратов, роботах, манипуляторах, металлорежущих станках, испытательных машинах и других технических объектах. Поэтому магистрантам, обучающимся в рамках магистерской программы «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы» по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», приобретение знаний по проектированию следящих гидроприводов и исследованию их динамических свойств является обязательным, чтобы стать высокопрофессиональным специалистом в этой области.

В курсовой работе магистранты выбирают параметры и рассчитывают электрогидравлического привода, моделируют динамические процессы и оценивают качество управления.

Моделирование динамических процессов осуществляется на персональном компьютере с применением программного комплекса MATLAB-Simulink.

1. СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА

Электрогидравлический следящий привод предназначен для управляемого силового воздействия на объект регулирования (управления).

Сигнал управления в виде изменения электрического напряжения поступает на обмотки электромагнита 7, под воздействием которого поворачивается якорь 8. При смещенных от нейтрального положения золотниках одна полость гидроцилиндра 4 (рис. 1) сообщается с напорной линией, а другая — со сливной линией, поэтому на поршень 5 гидроцилиндра 4 будет действовать разность давлений, вызывающая его перемещение. Вместе с поршнем перемещается шток 6 (выходное звено привода), который связан с управляемым объектом 1 и одновременно с подвижным элементом потенциометрического датчика 10 обратной связи привода.

Рабочая жидкость поступает к приводу от источника питания при постоянном давлении P_n , в качестве которого используется насосная станция 2, приводимая в действие электродвигателем (на рис.1 электродвигатель не показан).

На шток 6 гидроцилиндра (выходное звено привода) со стороны управляемого объекта действуют усилия, которые называют нагрузкой. Обычно при расчете привода выделяют следующие составляющие нагрузки: позиционную, скоростную и инерционную. Позиционная нагрузка создается силами, которые изменяются в зависимости от положения выходного звена привода, т.е. от перемещения штока гидроцилиндра. Такую нагрузку можно представить пружиной с жесткостью C_n . Скоростную нагрузку часто принимают эквивалентной той, которая создается гидравлическим демпфером. Инерционная нагрузка вызвана усилиями, необходимыми для преодоления инерции массы перемещаемых приводом частей управляемого объекта 1. При расчете и испытаниях привода эту массу заменяют приведенной к выходному звену массой, значение которой определяют по известным из механики соотношениям.

Напряжение U_{oc} электрического сигнала на выходе датчика обратной связи меняется в зависимости от положения штока гидроцилиндра. После, того, как U_{oc} достигает значения напряжения входного сигнала $U_{вх}$, ток управления i_y в обмотках управления ЭМП станет равным нулю и якорь 8 вернется в нейтральное положение. Одновременно возвращаются в нейтральное положение золотники 3 и прекращается движение поршня 5 гидроцилиндра, причем смещение поршня от первоначального положения

будет пропорционально значению $U_{вх}$.

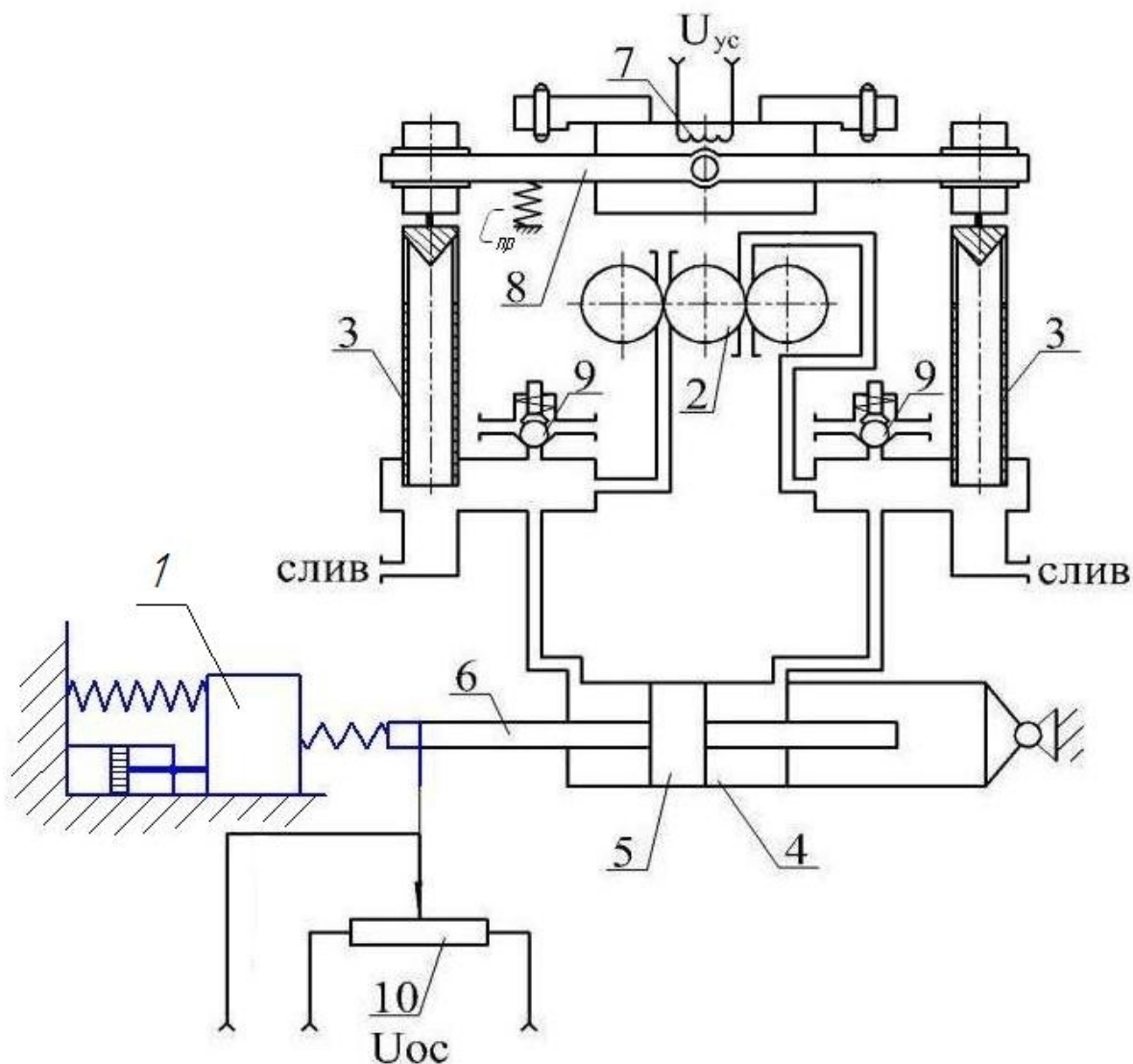


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием: 1-объект, 2-насосная станция, 3-плунжеры золотников, 4-Гидроцилиндр, 5- силовой поршень, 6- шток гидроцилиндра, 7- обмотки электромагнита электромеханического преобразователя (ЭМП), 8-якорь ЭМП, 9-предохранительный клапан, 10-потенциометр электрической обратной связи, связанный с усилителем электрических сигналов (последний на схеме не показан)

Таким образом, в приводе осуществлено слежение по положению выходного звена за входным электрическим сигналом управления. Энергия жидкости, подводимая к приводу от источника гидравлического питания, обеспечивает также усиление мощности сигнала управления.

При расчете и математическом моделировании электрогидравлического следящего привода исходными являются параметры,

перечисленные в табл. 1. Их численные значения магистрант узнает при получении задания на курсовую работу.

Таблица 1

№ задания	P_{\max} , кН	$v_{x.x.}$, м/с	y_{\max} , мм	m , кг	C_n , Н/м М	$k_{тр}$, Нс/м	$C_{оп}$, Н/м М	$P_{п}$, МПа	$P_{сл}$, МПа

Условные обозначения, принятые в табл. 1: P_{\max} — сила полного торможения выходного звена привода; $v_{x.x.}$ — скорость движения выходного звена привода без нагрузки (при холостом ходе исполнительного гидродвигателя); y_{\max} — максимальное перемещение выходного звена привода из одного крайнего положения в другое; m — приведенная к выходному звену масса нагрузки; C_n — «жесткость» позиционной нагрузки; $k_{тр}$ — коэффициент трения, учитывающий скоростную нагрузку; $C_{оп}$ — жесткость крепления опоры гидроцилиндра; $P_{п}$ — давление питания; $P_{сл}$ — давление в магистрали слива.

2. РАСЧЕТ ГИДРОЦИЛИНДРА И ЗОЛОТНИКОВОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Расчет ведется в следующей последовательности. Сначала определяют размеры гидроцилиндра исполнительного гидродвигателя, а затем — размеры распределительных золотников.

Расчет гидроцилиндра

Для соединения привода с управляемым объектом конец штока гидроцилиндра обычно должен иметь резьбу, внутренний диаметр d_p которой можно найти по значению P_{\max} силы полного торможения выходного звена воспользовавшись справочником или соотношением:

$$d_p = \sqrt{\frac{4P_{\max}}{\pi[\sigma]_p}},$$

где $[\sigma] = \sigma_T / n$; σ_T — предел текучести стали, из которой будет изготовлен шток; n — коэффициент упрочнения.

Диаметр штока $d_{шт}$ назначают на 0,1—0,2 мм больше наружного диаметра резьбы так, чтобы полученный размер в миллиметрах был целым числом.

Внутренний диаметр $D_{ц}$ гидроцилиндра вычисляют по условию обеспечения силы полного торможения:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4P_{\max}}{\pi(P_n - P_{сл})} + d_{шт}^2} \text{ [мм]}.$$

Наружный диаметр D_n гидроцилиндра находят из расчёта гидроцилиндра на прочность.

После того как получены все перечисленные размеры, необходимо проверить продольную устойчивость гидроцилиндра при полностью выдвинутом штоке. Под действием давления жидкости и внешней силы, направленной по оси, которая соединяет точки крепления гидроцилиндра и штока, весь механизм работает как сжато-изогнутый стержень переменного сечения (рис. 2). Критическая сила $P_{кр}$ может быть приближенно определена по формуле Эйлера:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_{шт}}{(\mu L)^2} \text{ Н,}$$

где E — модуль упругости стали, из которой изготовлен шток; $I_{шт}$ — момент инерции сечения штока; μ — коэффициент приведения длины, учитывающий также, что гидроцилиндр и шток представлены в виде стержня с двумя участками различной жёсткости; L — суммарная длина гидроцилиндра и полностью выдвинутого штока.

Коэффициент запаса гидроцилиндра на продольную устойчивость должен быть не менее 1,5.

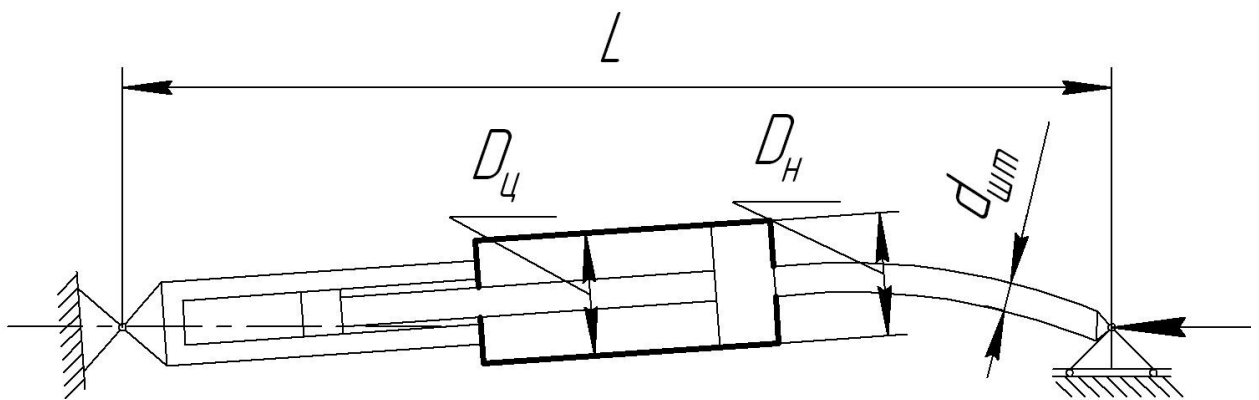


Рис. 2. Расчетная схема гидроцилиндра

Расчет золотников

При расчете золотников должны быть определены диаметр d_3 золотника, его максимальное перемещение $x_{3,max}$ и суммарная ширина окон $b_{ок}$, открываемых кромкой золотника во втулке (рис. 3). Перечисленные размеры можно найти по значению расхода Q_3^* жидкости, соответствующего скорости, $v_{x.x.}$ холостого хода исполнительного гидродвигателя:

$$Q_3^* = F_y \cdot v_{x.x.} \quad (2.1)$$

где $F_y = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_{шт}^2)$.

Во время холостого хода исполнительного гидродвигателя (при отсутствии нагрузки) перепад давления при течении жидкости через окна,

открытые одной кромкой золотника, составляет:

$$P_3 = \frac{P_n - P_{сл}}{2},$$

Поэтому:

$$Q_3^* = k_3' x_{3.\max} \sqrt{\frac{P_n - P_{сл}}{2}} \quad (2.2)$$

где $k_3' = \mu_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot k_{\Pi} \sqrt{2/\rho}$ — удельная проводимость золотника; μ_3 — коэффициент расхода, значение которого для прямоугольных окон составляет 0,62—0,72; k_{Π} — коэффициент полноты использования периметра втулки окнами распределителя ($k_{\Pi} = v_{ок} / \pi \cdot d_3$); ρ — плотность жидкости.

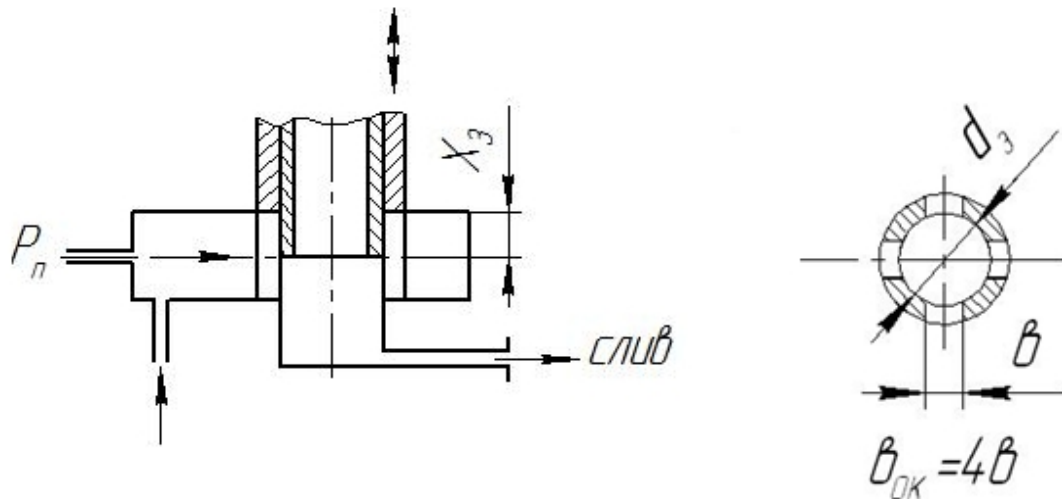


Рис. 3. Расчетная схема золотников

Из соотношений (2.1) и (2.2) имеем:

$$x_{3.\max} d_3 k_n = \frac{F_u \cdot v_{x.x.}}{\pi \mu_3 \sqrt{\frac{P_n - P_{сл}}{\rho}}}, \quad (2.3)$$

После вычисления по формуле (2.3) комплекса величин размеры золотника выбирают исходя из рекомендаций, связанных с технологией изготовления золотника и втулки. Обычно применяют

$$d_3 \geq 4 \text{ мм}; \quad x_{3.\max} = (0,3 \dots 0,125) d_3.$$

3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА (ЭГСП)

Математическую модель ЭГСП составляется с использованием общей методики математического описания таких динамических систем [1-3].

Для ЭГСП (см. рис. 1) принимаются следующие допущения:

- вследствие малости технологических зазоров у золотниковых плунжеров утечки жидкости по ним можно не учитывать;
- гидродинамические силы, действующие на золотниковые плунжеры, и силы сухого трения в подвижных элементах пренебрежимо малы.

При указанных допущениях были составлены перечисленные ниже уравнения.

Уравнение электрического сигнала ошибки

$$U_E = U_{BX} - U_{OC}, \quad (3.1)$$

где $U_{BX} = f(t)$ – входной сигнал при управлении ЭГСП.

Уравнение, описывающее преобразование сигнала в электронном усилителе (ЭУ)

$$U_{YC} = K_{YC} U_E, \quad (3.2)$$

где U_{YC} - напряжение на выходе ЭУ, K_{YC} – коэффициент усиления ЭУ.

Уравнение напряжений в обмотках электромеханического преобразователя (ЭМП)

$$U_{YC} = L_{ОБМ} \frac{dI_y}{dt} + (R_{ОБМ} + R_{ВЫХ}) i_y, \quad (3.3)$$

где I_y – ток управления, $R_{ОБМ}$ - сопротивление обмоток ЭМП, $R_{ВЫХ}$ - сопротивление выходного каскада электронного усилителя, $L_{ОБМ}$ – индуктивность ЭМП.

Уравнение движения якоря ЭМП:

$$T_J^2 \frac{d^2 \varphi_J}{dt^2} + 2\xi_J T_J \frac{d\varphi_J}{dt} + \varphi_J = K_{\varphi i} i_y, \quad (3.4)$$

где $\varphi_{Я}$ - угол отклонения якоря от среднего положения; $T_{Я}$ - постоянная времени якоря; $\xi_{Я}$ - коэффициент относительного демпфирования движения якоря; $K_{\varphi i}$ - коэффициент преобразования тока управления в угловое перемещение якоря.

$$X_3 = K_{X\varphi} \varphi_{Я}, \quad (3.5)$$

где X_3 - перемещение золотниковых плунжеров; $K_{X\varphi}$ - коэффициент преобразования угла поворота якоря в перемещение золотниковых плунжеров.

$$M_{Я} = K_{Mi} i_y - K_{M\varphi} \varphi_{Я}, \quad (3.6)$$

где $M_{Я}$ - момент якоря; K_{Mi} - коэффициент преобразования тока управления в момент якоря; $K_{M\varphi}$ - коэффициент преобразования угла поворота якоря в момент якоря.

Уравнение линеаризованной расходно-перепадной характеристики

$$Q = K_{QX} X_3 - K_{QP} P_H \quad (3.7)$$

где P_H - разность давлений в полостях нагруженного гидроцилиндра, коэффициенты K_{QX} и K_{QP} находят аппроксимацией расходно-перепадной характеристики (при различных положениях золотниковых плунжеров).

Уравнение баланса расходов при движении поршня гидроцилиндра

$$Q = S_{\Pi} \frac{dy_{шт}}{dt} + \frac{V_0}{2E_{Ц}} \frac{dp_H}{dt} \quad (3.8)$$

где $y_{шт}$ - перемещение штока гидроцилиндра, $E_{Ц}$ - модуль объемной упругости жидкости в гидроцилиндре, закрепленном на упругой опоре, Q - расход рабочей жидкости, S_{Π} - рабочая площадь поршня, V_0 - объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении поршня.

Уравнение движения управляемого приводом объекта

$$m_0 \frac{d^2 y_M}{dt^2} + k_{TP} \frac{dy_M}{dt} + (c_{CB} + c_H) y_M = c_{CB} y_{ШТ} \quad (3.9)$$

где m_0 – масса подвижных частей управляемого объекта, приведенная к штоку привода, y_M – координата положения центра приведенной массы, измеряемая от среднего положения поршня, k_{TP} – коэффициент трения в подвижных частях объекта управления, c_{CB} – жесткость связи штока гидроцилиндра с управляемым объектом, c_H – “жесткость” позиционной нагрузки.

Уравнение сил, действующих на поршень гидроцилиндра

$$c_{CB} (y_{ШТ} - y_M) = p_H S_{\Pi} \quad (3.10)$$

Уравнение сил, действующих на гидроцилиндр

$$c_{ОП} y_{Ц} = p_H S_{\Pi} \quad (3.11)$$

где $c_{ОП}$ – жесткость опор гидроцилиндра, $y_{Ц}$ – перемещение гидроцилиндра.

Уравнение сигнала обратной связи, снимаемого при перемещении штока гидроцилиндра

$$U_{OC} = K_{Uy} (y_{ШТ} + y_{Ц}) \quad (3.12)$$

где $K_{ПОС}$ – коэффициент позиционной обратной связи.

Уравнения (3.1) – (3.12) описывают математическую модель ЭГСП, их можно записать в форме Коши:

$$\begin{aligned}
\frac{dY_1}{dt} &= \frac{K_{iU} (U_{BX} - K_{Uy} Y_6) K_{yC} - Y_1}{T_y}; \\
\frac{dY_2}{dt} &= \frac{K_{X\phi} K_{XI} Y_1 - 2\xi_{Я} T_{Я} Y_2 - Y_3}{T_{Я}^2}; \\
\frac{dY_3}{dt} &= Y_2; \\
\frac{dY_4}{dt} &= \frac{Y_3}{T_{ГП}}; \\
\frac{dY_5}{dt} &= \frac{Y_4 - 2\xi_{Ц} T_{Ц} Y_5 - Y_6}{T_{Ц}^2}; \\
\frac{dY_6}{dt} &= Y_5.
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Начальные условия ($t_0=0$):

$$\begin{aligned}
Y_1 = 0; \quad Y_2 = 0; \quad Y_3 = 0; \quad Y_4 = 0; \quad Y_5 = 0; \quad Y_6 = 0; \\
\frac{dY_1}{dt} = 0; \quad \frac{dY_2}{dt} = 0; \quad \frac{dY_3}{dt} = 0; \quad \frac{dY_4}{dt} = 0; \quad \frac{dY_5}{dt} = 0; \quad \frac{dY_6}{dt} = 0.
\end{aligned}$$

Численные значения конструктивных параметров, используемые при математическом моделировании, определялись с помощью приведенных в разделе 4 формул.

Коэффициенты K_{QX} и K_{QP} определяются по расходно-перепадной характеристике.

Для решения задачи составлена структурная схема гидропривода (см. рис. 4) в разделе 4.

4. Д-РАЗБИЕНИЕ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ УГЛА ПОВОРОТА ЯКОРЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ В ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЗОЛОТНИКА

На рис. 4. представлена общая структурная схема привода, построенная на основании математической модели раздела 3.

На основании структурной схемы привода определим общую передаточную функцию привода для нахождения связи указанного выше коэффициента с параметрами привода [4].

Структурная схема гидропривода представлена на рис. 4.

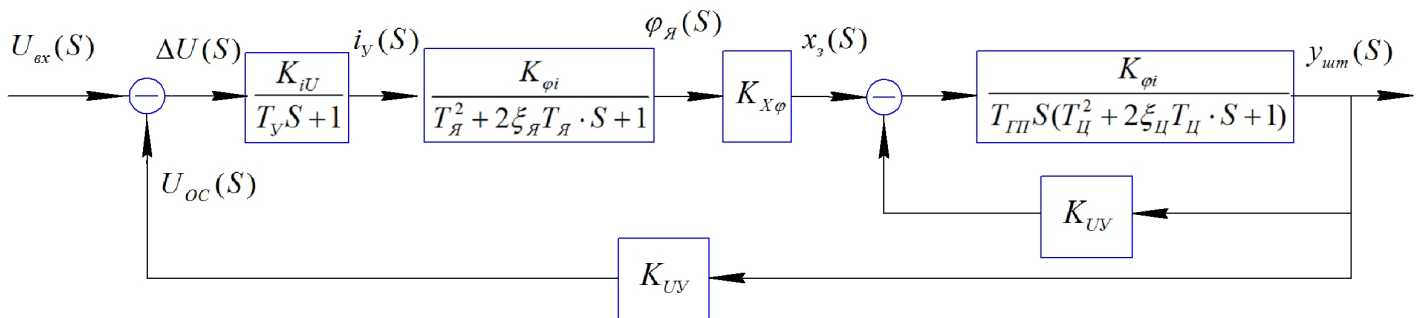


Рис. 4. Структурная схема электро-гидропривода с дроссельным регулированием

Обозначения сигналов, принятые на структурной схеме являются изображениями переменных величин по Лапласу:

$y_{шт}(s)$ - перемещение штока гидропривода;

$\Delta U(s)$ - рассогласование напряжений на выходе электронного усилителя;

$U_{ос}(s)$ - сигнал главной обратной связи;

$i_y(s)$ - ток управления;

$\varphi_\beta(s)$ - угол поворота якоря ЭМП;

$x_3(s)$ - смещение золотника;

$U_y(s)$ - сигнал управления; s -переменная в преобразованиях Лапласа.

Перечень обозначений параметров к рис. 4 составлен на основании теории следящего электро-гидропривода с дроссельным регулированием [1,2]:

$T_\Gamma = \frac{S_\Pi}{K_{QX}}$ - постоянная времени гидропривода;

$T_\Pi = \sqrt{\frac{m}{C_y}}$ - постоянная времени гидроцилиндра;

$C_{ц} = 2 \cdot S_{\Pi}^2 \cdot \frac{E_y}{V_0}$ - коэффициент жесткости гидродинамической пружины

цилиндра;

$\xi_{ц} = \frac{0,5 \cdot K_{TP} + K_{QP} \cdot m \cdot E_y / V_0}{\sqrt{m \cdot C_y}}$ - коэффициент относительного

демпфирования гидроцилиндра;

$K_H = \frac{K_{QP} \cdot C_H}{K_{QX} \cdot S_{\Pi}}$; - коэффициент внутренней обратной связи;

$E_{ц} = \frac{B_{ж}}{1 + \frac{V_L}{V_0} + \frac{2 \cdot S_{\Pi}^2 \cdot B_{ж}}{V_0 \cdot C_{оп}}}$ - модуль упругости жидкости;

$T_{я} = \sqrt{\frac{J_{я}}{K_{M\phi}}}$ - постоянная времени якоря ЭМП (электромеханический

преобразователь);

$\xi_{я} = \frac{K_{д\text{я}}}{2 \cdot \sqrt{J_{я} \cdot K_{M\phi}}}$ - коэффициент относительного демпфирования якоря;

$K_{\phi j}$ - коэффициент преобразования тока управления в угол поворота якоря;

$K_{X\phi}$ - коэффициент преобразования угла поворота якоря в линейное перемещение плунжера золотника;

K_{jU} - коэффициент преобразования напряжения в цепи управления в ток управления ЭМП;

K_{UY} - коэффициент преобразования перемещения штока гидроцилиндра в напряжение цепи обратной связи;

T_y - постоянная времени обмотки управления ЭМП;

На основании исходных данных находят значения коэффициентов и постоянных времени для расчетных условий. Строят D-разбиение по коэффициенту $K_{X\phi}$, находят область предположительно устойчивых состояний системы. Выбирают значение $K_{X\phi}$, проверяют систему на устойчивость, например, по критерию Михайлова.

Найдём передаточную функцию гидропривода. Для этого осуществим ряд промежуточных процедур.

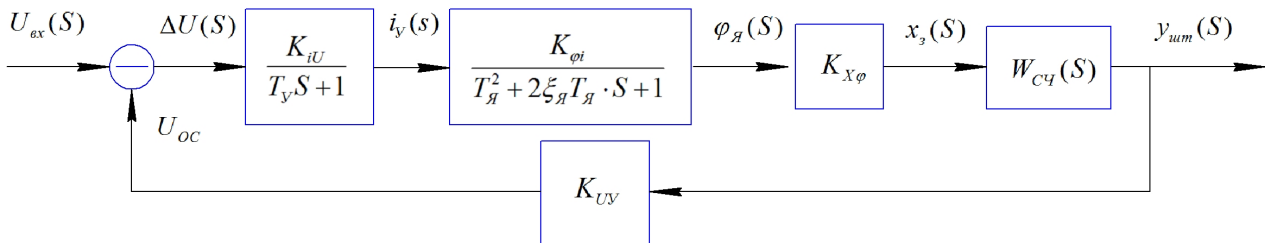


Рис. 5. Структурная преобразованная схема гидропривода

Для определения передаточной функции гидропривода

$$W_{ГП} = \frac{y(s)}{U_y(s)} \text{ воспользуемся рис. 5.}$$

Определение передаточной функции силовой части гидропривода.

Построим структурную схему силовой части (рис. 6).

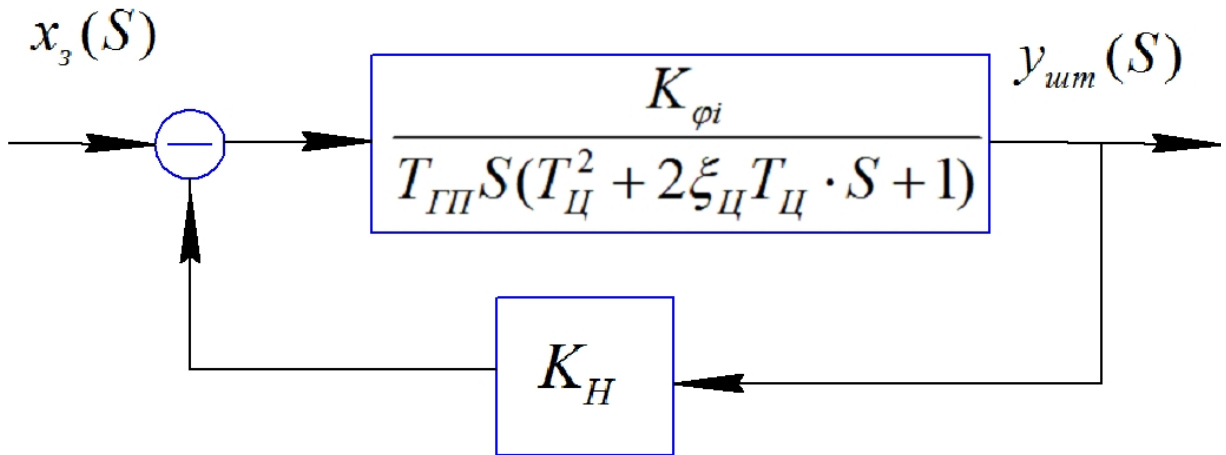


Рис. 6. Структурная схема силовой части гидропривода (ГП)

$$W_{CU}(s) = \frac{y_{ум}(s)}{x_3(s)} = \frac{W_1(s)}{1 + W_1(s) \cdot K_H},$$

где $W_{сч}(s)$ - передаточная функция силовой части гидропривода.

$$W_1(s) = \frac{1}{T_{Г} \cdot s \cdot (T_{Ц}^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_{Ц} \cdot T_{Ц} \cdot s + 1)}$$

Таким образом:

$$W_{сч}(s) = \frac{1}{T_{Г} \cdot s \cdot (T_{Ц}^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_{Ц} \cdot T_{Ц} \cdot s + 1) + K_H}$$

Определяем передаточную функцию гидропривода в разомкнутом

СОСТОЯНИИ:

$$W_{PC}(s) = \frac{y_{um}(s)}{U_Y(s)} = \frac{K_{iU} \cdot K_{\phi i} \cdot K_{x\phi}}{(T_Y \cdot s + 1)(T_J^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_J \cdot T_J \cdot s + 1) [T_\Gamma \cdot s \cdot (T_\Omega^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_\Omega \cdot T_\Omega \cdot s + 1) + K_H]}$$

Введем обозначения:

$$D_Y(s) = T_Y \cdot s + 1;$$

$$D_J(s) = T_J^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_J \cdot T_J \cdot s + 1;$$

$$D_\Omega(s) = T_\Omega^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_\Omega \cdot T_\Omega \cdot s + 1;$$

Тогда выражению для $W_{PC}(S)$ переписывается в следующем виде:

$$W_{PC}(s) = \frac{y_{um}(s)}{U_Y(s)} = \frac{K_{iU} \cdot K_{\phi i} \cdot K_{x\phi}}{D_Y(s) \cdot D_J(s) [T_\Gamma \cdot s \cdot D_\Omega(s) + K_H]}$$

На основании последнего выражения находим передаточную функцию для гидропривода в замкнутом состоянии:

$$W_{\Gamma\Pi}(s) = \frac{y_{um}(s)}{U_Y(s)} = \frac{W_{PC}(s)}{1 + W_{PC}(s) \cdot K_{UY}}$$

или

$$W_{\Gamma\Pi}(s) = \frac{W_{PC}(s)}{D_{\Gamma\Pi}(s)}$$

$$D_{\Gamma\Pi}(s) = 1 + W_{PC}(s) \cdot K_{UY}$$

Введем вспомогательные обозначения:

$$K_{iU} = K_1$$

$$K_{\phi i} = K_2$$

$$K_{x\phi} = K_3$$

$$K_{UY} = K_4$$

Приравниваем $D_{\Gamma\Pi}(s)$ к 0.

Тогда:

$$D_Y(s) \cdot D_J(s) [T_\Gamma \cdot s \cdot D_\Omega(s) + K_H] + K_{iU} \cdot K_{\phi i} \cdot K_{x\phi} \cdot K_{UY} = 0$$

Осуществим D-разбиение по параметру $K_{x\phi}$, отсюда:

$$K_{x\varphi} = - \frac{D_Y(s) \cdot D_{\text{Я}}(s) [T_{\Gamma} \cdot s \cdot D_Y(s) + K_H]}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}$$

С учетом принятых допущений значение $K_{x\varphi}$ окончательно будет равно:

$$K_{x\varphi} = - \frac{(T_Y \cdot s + 1)(T_{\text{Я}}^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_{\text{Я}} \cdot T_{\text{Я}} \cdot s + 1) [T_{\Gamma} \cdot s \cdot (T_{\text{Ц}}^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_{\text{Ц}} \cdot T_{\text{Ц}} \cdot s + 1) + K_H]}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}$$

Если перемножить $D_Y(s)$, $D_{\text{Ц}}(s)$ и $T_{\Gamma} \cdot s$ на $D_{\text{Ц}}(s)$, получим для $K_{x\varphi}$ промежуточное выражение:

$$K_{x\varphi} = - \frac{\{T_Y T_{\text{Я}}^2 s^3 + [T_{\text{Я}} (2\xi_Y T_Y + T_{\text{Я}})] s^2 + (T_Y + 2\xi_{\text{Я}} T_{\text{Я}}) s + 1\} \cdot \{T_{\Gamma} T_{\text{Ц}}^2 s^3 + 2\xi_{\text{Ц}} T_{\text{Ц}} T_{\Gamma} s^2 + T_{\Gamma} s + K_H\}}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}$$

Обозначим комплексы, состоящие из произведений постоянных времени и коэффициентов демпфирования в выражении для КЗ следующим образом:

$$A = T_1 T_2^2;$$

$$B = T_2 (2\xi_1 T_1 + T_2);$$

$$C = T_1 + 2\xi_1 T_2;$$

$$E = T_3 T_4^2;$$

$$L = 2\xi_2 T_4 T_3;$$

$$N = T_3.$$

Тогда $K_{x\varphi} = a_0 s^6 + a_1 s^5 + a_2 s^4 + a_3 s^3 + a_4 s^2 + a_5 s + a_6$; где

$$\begin{aligned}
a_0 &= -\frac{AE}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}; & a_4 &= -\frac{L + CN + BK_H}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}; \\
a_1 &= -\frac{BE + AL}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}; & a_5 &= -\frac{N + CK_H}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}; \\
a_2 &= -\frac{CE + BL + AN}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}; & a_6 &= -\frac{K_H}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}}. \\
a_3 &= -\frac{E + CL + BN + AK_H}{K_{iU} \cdot K_{\varphi i} \cdot K_{UY}};
\end{aligned}$$

Далее в выражении для $K_{x\varphi}$ заменим S на комплекс $j\omega$ и построим на комплексной плоскости $K_{x\varphi}(j\omega)$. Далее, найдя область устойчивости привода по искомому коэффициенту, можно моделировать переходный процесс привода и оценить качество регулирования.

5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА

В результате моделирования переходных характеристик должен быть рассчитан переходный процесс ЭГСП и определено качество регулирования. В случае необходимости выбраны корректирующие устройства, которые в виде дополнительных контуров включаются в цепь управления приводом.

Для моделирования переходного процесса, вызванного ступенчатым изменением сигнала управления приводом, на персональном компьютере может быть использована программа MATLAB с расширением SIMULINK [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. – М.: Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2002. -320 с.
2. Попов Д.Н. Проектирование гидроприводов с дроссельным регулированием: Учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию. – М.: МВТУ, 1983. -39 с.
3. <http://www.keldysh.ru/papers/2003/prep33/prep2003/>.
4. Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – СПб.: Профессия, 2003. – 752 с.
5. Дьяконов В.П. Matlab 6/6.1 + SIMULINK 4/5. Основы применения /М.: СОЛОН-Пресс, 2004.- 768 с.

Оглавление

Введение.....	3
1. Схема и принцип действия электрогидравлического следящего привода.....	4
2. Расчет гидроцилиндра и золотникового распределителя	7
3. Математическая модель электрогидравлического следящего привода.....	10
4. Д-разбиение по коэффициенту преобразования угла поворота якоря электромеханического преобразователя в перемещение золотника.....	13
5. Моделирование переходных характеристик привода.....	20
Литература	21