Ордена Ленина Институт прикладной математики имени М.В.Келдыша Российской академии наук

Г.К. Боровин, В.Н. Малышев, Д.Н. Попов

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОНОМНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Москва, 2003

Аннотация

Рассмотрена в многокритериальной постановке задача оптимального проектирования однокаскадного автономного электрогидравлического следящего привода (ЭГСП). Дано описание математических моделей двух наиболее распространенных типов таких приводов и изложены результаты их многокритериальной оптимизации с помощью метода ЛП τ -поиска.

Ключевые слова и фразы: Задача проектирования, модель математическая, метод ЛП *г* -поиска, привод электрогидравлический, математическое моделирование, оптимизация многокритериальная.

Key words and phrases: Design task, mathematical model, LP τ -search method, hydraulic actuator, computer simulation, multicriterion optimization.

Содержание

BBE	ДЕНИЕ2)				
1.	Постановка задачи оптимального проектирования					
элект	грогидравлических следящих приводов	3				
2.	Математические модели автономных электрогидравлических следящих					
прив	приводов5					
3.	Результаты математического моделирования и оптимального					
прое	ктирования двух типов автономных электрогидравлических следящих					
прив	одов12)				
Заключение14						
Лите	Литература17					

В системах управления различными техническими объектами (летательными аппаратами, роботами, энергетическими установками и др.) получили широкое применение электрогидравлические следящие приводы. Для конкретных условий практически оптимальную конструкцию привода целесообразно находить в интерактивном режиме проектирования, сравнивая между собой различные проектные варианты по вычисленным на ЭВМ определении численных показателям качества. При значений конструктивных параметров целесообразно использовать алгоритм ЛПтпоиска [1]. По таблицам с результатами испытаний конструктор, учитывая также и неподдающиеся формализации сведения относительно технологии изготовления и условий эксплуатации привода, может выбрать лучший из рассмотренных вариантов.

1. Постановка задачи оптимального проектирования электрогидравлических следящих приводов

Алгоритм нахождения оптимального проектного варианта электрогидравлического следящего привода (ЭГСП) можно построить, применив метод ЛПт-поиска [1],[2]. В этом случае задача ставится следующим образом.

Пусть качество ЭГСП характеризуется некоторой совокупностью критериальных функций $Q = (q_1, q_2, ..., q_s)$ и конструктивных параметров $A = (a_1, a_2, ..., a_m)$. Координаты вектора A можно варьировать, изменяя конструктивные параметры системы и соответственно получая различные показатели ее качества. Конкретные значения A выбирают из некоторой области $D(a_i \subseteq D)$. Область D определяется совокупностью ограничений на варьируемые параметры типа равенства $a_i = a_{i0}$ и/или неравенства $a_{i\min} \leq a_i \leq a_{i\max}$, а также функциональными ограничениями $F_m(A) \leq 0$. Ограничения назначаются на основании технических, эксплуатационных и других требований. Те из полученного множества $M_d = (S_1, S_2, ..., S_p)$ допустимые проектные решения, которые обеспечивают наилучшее в заданном смысле значения Q, образуют подмножество M_0 оптимальных вариантов $M_0 \subseteq M_d$. В указанной постановке задачу оптимального проектирования можно представить в таком виде

$$Q = (q_1, q_2, ..., q_n) \xrightarrow{A \subseteq D} opt$$

D: $q_i = q_i(A), \quad 1 \le i \le s;$
 $A = (a_1, a_2, ..., a_m);$
 $a_j = a_{j0}, \quad (j = 1, 2, ..., r);$

 $a_{l\min} \le a_l \le a_{l\max}, \ (l = 1, 2, ..., k \ l \ne j, r + k = m));$ $F_m(A) \le 0, \ m = 1, 2, ..., v ,$

где opt - оператор, реализующий принцип оптимизации.

В алгоритме поиска оптимального решения используются математические модели ЭГСП, которые состоят из дифференциальных и алгебраических уравнений:

$$\frac{dX}{dt} = f(X,t);$$

$$R = R(X,A,t),$$

где $X = (x_1, x_2, ..., x_n)$ - п-мерный вектор переменных состояния, $A = (a_1, a_2, ..., a_m)$ - т-мерный вектор конструктивных (варьируемых) параметров ЭГСП, t - время. При решении этой системы уравнений, параметры ЭГСП должны быть выбраны так, чтобы они наилучшим образом удовлетворяли техническим требованиям, сформулированным в виде критериев качества ЭГСП и совокупности ограничений.

Варьируемые параметры и параметрические ограничения. Каждый ЭГСП характеризуется параметрами:

- давление настройки предохранительного клапана - $p_{\kappa n}$,

- коэффициент подачи насоса (определяет, насколько увеличивается подача насоса за счет утечек на слив) - $K_{\text{пол}}$,

- коэффициент давления (определяет какое давление будет в отсутствие управляющего сигнала на обмотках ЭМП) - $K_{_{\rm Лавл}}$.

Эти параметры приняты в качестве варьируемых, на их значения наложены ограничения, указанные в техническом задании.

Критерии качества. Для оценки качества ЭГСП приняты критерии:

1. Энергетический показатель, определяемый количеством потребляемой приводом энергии в отсутствие командного сигнала.

2. Динамический показатель, характеризующий переходные процессы в приводе и точность, осуществляемого с помощью привода, управления объектом.

Кроме того, должны учитываться не формализуемые показатели, к которым относятся технологические возможности производства приводов, опыт эксплуатации приводов данного типа и др.

Задача оптимального проектирования состоит в выборе таких параметров ЭГСП, чтобы достигались минимум потребляемой приводом энергии, переходные процессы не хуже допустимых, заданная точность управления объектом и минимальные массогабаритные характеристики. При этом должны быть удовлетворены все параметрические и функциональные ограничения.

Решение задачи рассмотрим на примере проектирования автономного ЭГСП с одной ступенью усиления мощности потока жидкости, подводимой к

исполнительному гидродвигателю. При этом используем метод ЛП τ -поиска. Поскольку число исходных исследуемых вариантов не влияет на решение данной задачи, с целью сокращения излагаемого материала ограничимся двумя типами наиболее часто применяемых на практике приводов.

2. Математические модели автономных электрогидравлических следящих приводов

Схема ЭГСП первого типа дана на рис.1 [3]. Электродвигатель 1 приводит во вращение трехшестеренный насос 2, который создает потоки рабочей жидкости, направляемой к золотниковым плунжерам 3. В отсутствие подводимого от электронного усилителя сигнала $(U_{vc} = 0)$ жидкость через окна, открытые золотниковыми плунжерами, поступает на слив. Вследствие равенства площадей окон разность давлений в полостях гидроцилиндра 4 равна нулю и поршень 5 вместе со штоком 6 неподвижны. При наличии сигнала в виде напряжения $U_{\rm vc}$ на концах обмотки 7 электромеханического преобразователя (ЭМП) происходит поворот качалки 8 по или против часовой стрелки в зависимости от полярности сигнала. Поворот качалки вызывает перемещение золотниковых плунжеров, увеличивающих открытие одного окна и уменьшающих открытие другого. Соответственно давление в одной полости гидроцилиндра уменьшается, а в другой – увеличивается. Под действием силы, созданной разностью давлений в гидроцилиндре, поршень 5 перемещается до тех пор, пока сигнал $U_{\rm oc}$ обратной связи от датчика 10 не уменьшит U_{vc} до требуемого значения. Установленные на напорных магистралях насоса, предохранительные клапаны 9 ограничивают наибольшее повышение давления в гидроцилиндре.

В ЭГСП второго типа (рис 2) применен плоский золотник 1 и двухшестеренный насос 2 [4]. Переливной клапан 3 поддерживает постоянное давление в напорной магистрали насоса. При поступлении сигнала $U_{\rm yc}$ в обмотки 4 ЭМП, золотник, закрепленный на упругой рамке, отклоняется от среднего положения, вызывая изменение давления в полостях гидроцилиндра. В остальном этот тип ЭГСП действует аналогично первому типу.

Математические модели обоих типов ЭГСП составим, используя общую методику математического описания таких динамических систем [5].

Для ЭГСП первого типа примем следующие допущения:

- вследствие малости технологических зазоров у золотниковых плунжеров утечки жидкости по ним можно не учитывать;

- зависимости подачи насосов от давления в напорных каналах линейные;

- гидродинамические силы, действующие на золотниковые плунжеры, и силы сухого трения в подвижных элементах пренебрежимо малы.

При указанных допущениях были получены перечисленные ниже уравнения.

• Уравнение электрического сигнала ошибки

$$U_{\varepsilon} = U_{\rm BX} - U_{\rm oc} \tag{1}$$

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

• Уравнение, описывающее преобразование сигнала в ЭУ

$$J_{\rm yc} = K_{\rm yc} U_{\varepsilon} \tag{2}$$

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

• Уравнение напряжений в обмотках ЭМП

$$U_{\rm yc} = L_{\rm obm} \frac{dI_{\rm y}}{dt} + (R_{\rm obm} + R_{\rm goint})I_{\rm y}, \qquad (3)$$

где I_y – ток управления, R_{obm} - сопротивление обмоток ЭМП, R_{Bbix} - сопротивление выходного каскада электронного усилителя, L_{obm} – индуктивность ЭМП,

• Уравнение движения золотниковых плунжеров

$$T_{yy}^{2} \frac{dX_{3}^{2}}{dt^{2}} + 2\xi_{yy}T_{yy}\frac{dX_{3}}{dt} + X_{3} = K_{XI}I_{y}, \qquad (4)$$

где X_{3} – перемещение золотниковых плунжеров, T_{yy} – постоянная времени узла управления (УУ), ξ_{yy} - коэффициент относительного демпфирования УУ, K_{XI} - коэффициент передачи УУ.

• Коэффициент, связи угла поворота якоря ЭМП с перемещением золотниковых плунжеров

$$K_{X\phi} = l_{\pi} , \qquad (5)$$

где l_{π} – плечо качалки УУ

• Уравнение линеаризованной расходно-перепадной характеристики (рис 3) $Q = K_{QX} X_{_3} - K_{Qp} p_{_{\rm H}}$, (6)

где $p_{\rm H}$ – 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

$$Q = S_{\rm m} \frac{dy_{\rm mr}}{dt} + \frac{V_0}{2E_{\rm m}} \frac{dp_{\rm m}}{dt} , \qquad (7)$$

где $y_{\rm mr}$ – перемещение штока гидроцилиндра, $E_{\rm q}$ – модуль объемной упругости жидкости в гидроцилиндре, закрепленном на упругой опоре, Q – расход рабочей жидкости, $S_{\rm n}$ – рабочая площадь поршня, V_0 – объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении поршня.

Уравнение движения управляемого приводом объекта

$$m_{\rm o}\frac{d^2 y_{\rm M}}{dt^2} + k_{\rm TP}\frac{dy_{\rm M}}{dt} + (c_{\rm CB} + c_{\rm H})y_{\rm M} = c_{\rm CB}y_{\rm IIIT} , \qquad (8)$$

где m_o — масса подвижных частей управляемого объекта, приведенная к штоку привода, $y_{\rm M}$ — координата положения центра приведенной массы, измеряемая от среднего положения поршня, $k_{\rm TP}$ — коэффициент трения в подвижных частях обекта, $c_{\rm CB}$ — жесткость связи штока гидроцилиндра с управляемым объектом, $c_{\rm H}$ — "жесткость" позиционной нагрузки.

• Уравнение сил, действующих на поршень гидроцилиндра

$$c_{\rm cB}(y_{\rm IIIT} - y_{\rm M}) = p_{\rm H}S_{\rm II}, \qquad (9)$$

• Уравнение сил, действующих на гидроцилиндр

$$c_{\rm on} y_{\rm u} = p_{\rm H} S_{\rm n}, \qquad (10)$$

где C_{on} – жесткость опор гидроцилиндра, y_{μ} - перемещение гидроцилиндра.

• Уравнение сигнала обратной связи, снимаемого при перемещении штока гидроцилиндра

$$U_{\rm oc} = K_{\rm noc} \left(y_{\rm IIIT} + y_{\rm II} \right), \tag{11}$$

где $K_{\text{пос}}$ – коэффициент позиционной обратной связи.

Уравнения (1) – (11) описывают математическую модель ЭГСП, их можно записать в нормальной форме Коши:

$$\frac{dY_{1}}{dt} = \frac{K_{iu}(U_{BX} - K_{IIC}Y_{6})K_{yc} - Y_{1}}{T_{y}} ;$$

$$\frac{dY_{2}}{dt} = \frac{K_{X\phi}K_{XI}Y_{1} - 2\xi_{yy}T_{yy}Y_{2} - Y_{3}}{T_{yy}^{2}} ;$$

$$\frac{dY_{3}}{dt} = Y_{2} ;$$

$$\frac{dY_{4}}{dt} = \frac{Y_{3}}{T_{III}} ;$$

$$\frac{dY_{5}}{dt} = \frac{Y_{4} - 2\xi_{II}T_{II}Y_{5} - Y_{6}}{T_{II}^{2}} ;$$

$$(12)$$

Переменные и коэффициенты, входящие в систему уравнений (12), определяется по следующим соотношениям:

$$\begin{split} Y_{1} &= I_{y}; \quad Y_{2} = \frac{dX_{3}}{dt}; \quad Y_{3} = X_{3}; \quad Y_{5} = \frac{dy_{M}}{dt}; \quad Y_{6} = y_{M}; \\ R_{00M} &= 200 \text{ OM}, \quad R_{BHX} = 0 \quad , \\ L_{00M} &= 2,5 \text{ } \Gamma \text{H}, \\ T_{y} &= \frac{L_{y}}{R_{00M} + R_{BHX}} = 0,0125 \text{ } \text{c}, \quad K_{iu} = \frac{1}{R_{00M} + R_{BHX}} = 0,005 \text{ } 1/\text{OM}, \end{split}$$

$$\begin{split} K_{XI} &= 1000 \text{ MM/A}, \ T_{yy} = 0,004 \text{ c}, \ \xi_{yy} = 0,133, \\ T_{II} &= \sqrt{\frac{m_{o}}{c_{II}'}}, \ \xi_{II} = \frac{T_{III}}{2T_{II}}, \ T_{III} = \frac{S_{II}}{K_{QX}}, \ K_{yc} = 1, \ K_{IIOC} = 700 \text{ B/M}. \\ \text{Начальные условия (t_{0}=0)} \\ Y_{1} &= 0; \ Y_{2} = 0; \ Y_{3} = 0; \ Y_{4} = 0; \ Y_{5} = 0; \ Y_{6} = 0; \\ \frac{dY_{1}}{dt} &= 0; \ \frac{dY_{2}}{dt} = 0; \ \frac{dY_{3}}{dt} = 0; \ \frac{dY_{4}}{dt} = 0; \ \frac{dY_{5}}{dt} = 0; \ \frac{dY_{6}}{dt} = 0. \end{split}$$

Для решения задачи был использован метод Рунге-Кутты с модификацией Мерсона, который позволяет эффективно решать подобные системы. Входное воздействие выбрано ступенчатым с $U_{\rm BX} = 10$ В.

Качество ЭГСП оценивалось по двум критериям, которыми служили: 1. Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем в отсутствие управляющего сигнала на обмотках ЭМП, $N_{2\pi}$ [Вт].

2. Характеризующий динамическую ошибку и продолжительность переходного процесса функционал

$$I = \int_{0}^{t} |y_{\mathrm{IIIT.K}} - y_{\mathrm{IIIT}}| \cdot t dt ,$$

где $y_{\text{шт.к}}$ – принятое с учетом заданной точности управления конечное перемещение штока гидроцилиндра, $y_{\text{шт}}$ – перемещение штока гидроцилиндра в текущий момент времени.

Варьируемые параметры и границы их изменения приняты следующими: - давление настройки предохранительного клапана - $p_{\rm кл}$,

пределы изменения давления 4,0 $\leq p_{\kappa\pi} \leq$ 8,0 МПа;

- коэффициент подачи насоса - $K_{\text{под}}$,

пределы изменения коэффициента $1,1 \le K_{\text{под}} \le 1,5;$

- коэффициент давления (определяет какое давление будет в отсутствие управляющего сигнала на обмотках ЭМП) - $K_{\text{давл}}$,

пределы изменения коэффициента $0,1 \le K_{\text{давл}} \le 0,5.$

Численные значения конструктивных параметров, используемые в численных экспериментах, определялись с помощью приведенных ниже формул.

Сила торможения штока гидроцилиндра принята согласно техническому заданию на проектирование ЭГСП равной

$$F_{\text{торм}} = 3500 \text{ H}$$
 (13)

Рабочая площадь поршня гидроцилиндра

$$S_{\Pi} = \frac{F_{\text{торм}}}{p_{\kappa \Pi}} \tag{14}$$

Первое значение диаметра поршня гидроцилиндра при известном диаметре штока $d_{\text{шт}}$

$$D_{\pi}' = \sqrt{\frac{4S_{\pi}}{\pi} + d_{\mu\nu\tau}^2}$$
(15)

По полученному значению диаметра поршня назначается D_n , наиболее близкое к значениям ряда нормальных размеров.

Площадь поршня гидроцилиндра:

$$S_{\rm m} = \frac{\pi}{4} \left(D_{\rm m}^2 - d_{\rm mir}^2 \right)$$
(16)

Наибольший расход жидкости, необходимый для работы ЭГСП, определяется геометрическими размерами гидроцилиндра и заданной скоростью поршня при минимальной нагрузке, поэтому: $Q_{_{Max}} = S_{_{\Pi}}V_{_{Max}}K_{_{\Piod}}$, где $Q_{_{Max}}$ – максимальная производительность насоса (в отсутствие нагрузки, действующей на шток гидроцилиндра), $V_{_{Max}}$ – максимальная скорость поршня гидроцилиндра (в соответствии с техническим заданием).

При расчетах характеристик привода учитывалась механическая характеристика выбранного электродвигателя насоса и зависимость потребляемого тока от нагрузки на валу. Характеристика представлена уравнением:

$$n = 6000 - 4000M$$
 об/мин, (17)

где *n* - число оборотов вала электродвигателя, *M* - момент на валу электродвигателя.

Электрический ток, потребляемый электродвигателем насоса:

$$I_{_{\mathfrak{I}\mathcal{I}\mathcal{I}\mathcal{B}}} = 2,3 + 22M \quad A \tag{18}$$

Теоретическая производительность насоса:

$$q_{\rm H} = \frac{Q_{\rm Max} \cdot 60}{5500} \quad \frac{M^3}{o\delta} \tag{19}$$

Число зубьев шестерен насоса z = 15, модуль зубчатого колеса m = 0,001 м.

Ширина зубчатых колес шестеренного насоса определена по формуле:

$$b = \frac{q_{\rm H}}{2\pi z m^2} \tag{20}$$

Ширина *b* принимается ближайшей из нормального ряда.

Уточненное значение удельной производительности насоса:

$$q_{\rm H} = 2\pi z b m^2 \quad \frac{M^3}{o\delta} \tag{21}$$

Суммарная площадь дроссельных окон, открываемых золотниковым плунжером, определяется из соотношения:

$$S_{_{3}} = \frac{Q_{_{Max}}}{K_{_{\Pi POB}}\sqrt{p_{_{K\Pi}}K_{_{\text{давл}}}}}$$
(22)

где $K_{\text{пров}}$ - проводимость окон, равная: $K_{\text{пров}} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ (23)

Площадь каждого из четырех дроссельных окон:

$$S_{\rm ok} = \frac{S_{\rm s}}{4} \tag{24}$$

Площадь дроссельного окна связана с перемещением золотника соотношением:

$$S_{\rm ok} = \frac{r^2}{2} \arccos\left(\frac{r - X_{\rm s}}{r}\right) - (r - X_{\rm s})\sqrt{2X_{\rm s}r - X_{\rm s}^{2}}$$
(25)

Коэффициенты K_{QX} и K_{Qp} определяются по расходно-перепадной характеристике (Рис. 3).

Гидравлическая постоянная времени привода:

$$T_{\rm rm} = \frac{S_{\rm m}}{K_{QX}} , \qquad (26)$$

где c'_{μ} – приведенная жесткость нагруженного гидроцилиндра

$$c'_{\rm u} = \frac{2S_{\rm u}^2 E_{\rm u}}{V_0 \ 1 + \frac{2S_{\rm u}^2 E_{\rm u}}{V_0 c_{\rm cB}}}, \tag{27}$$

где E_{μ} – приведенный модуль упругости гидроцилиндра

$$E_{\rm II} = \frac{B_{\rm m}}{1 + \frac{V_{\rm II}}{V_0} + \frac{2S_{\rm II}^2 B_{\rm m}}{V_0 c_{\rm ort}}}$$

Механическая постоянная времени гидроцилиндра:

$$T_{\rm II} = \sqrt{\frac{m_{\rm o}}{c_{\rm II}^{\prime}}}$$

Постоянная времени демпфирования гидроцилиндра:

$$T_{\rm mi} = \frac{K_{Qp}m_{\rm o}}{S_{\rm m}^2} + \frac{k_{\rm m}V_0}{2E_{\rm m}S_{\rm m}^2} + \frac{k_{\rm mp}}{c_{\rm cb}}$$

Коэффициент относительного демпфирования гидроцилиндра:

$$\xi_{\rm II} = \frac{T_{\rm III}}{2T_{\rm II}} = 0,36$$

 $V_0 = \frac{S_{\rm n} Y_{\rm IIIT.Max}}{2}$ — объем полости гидроцилиндра при среднем положении поршня, здесь $Y_{\rm IIIT.Max} = 0,034$ м - ход поршня,

 $V_{\pi} = 5 \cdot 10^{-6}$ м³ — объем подводящего трубопровода гидролинии и мертвого объема гидроцилиндра,

 $B_{*} = 1250 \text{ [МПа]} - \text{модуль объемной упругости рабочей жидкости.}$

*m*_о –масса подвижных частей управляемого объекта, приведенная к штоку привода:

$$m_{\rm o} = \frac{I_{\rm o}}{h^2} = \frac{72,5}{0,345^2} = 609$$
 кг, где

 $I_{\rm o} = 72,5$ H м c² – момент инерции управляемого объекта относительно оси вращения,

h = 0,345 _м – плечо управляемого объекта, $k_{\rm rp} = 1,75 \cdot 10^4$ H с/м

*С*_{кр} – жесткость крепления гидроцилиндра.

 $c_{_{\rm OII}} = 4,3 \cdot 10^6$ H/м – жесткость опоры гидроцилиндра,

 $c_{\rm cB} = 6 \cdot 10^6$ H/м – жесткость связи штока с управляемыми органами объекта,

$$c_{\rm H} = 7,3 \cdot 10^4 \, \text{H/M} -$$
 "жесткость" позиционной нагрузки.
 $\frac{1}{c_{\rm кp}} = \frac{1}{c_{\rm out}} + \frac{1}{c_{\rm cB}}$ (28)
 $c_{\rm kp} = 2,5 \cdot 10^6 \, \text{H/M}$

Значения исходных величин при численных испытаниях ЭГСП первого типа представлены в табл.1.

Значения параметров ЭГСП первого типа

			Габлица Г
Исходная величина	обозн.	значение	размерн.
Диаметр штока	$d_{_{ m IIIT}}$	0,012	М
Диаметр поршня гидроцилиндра	D_{π}	0,037	М
Площадь поршня гидроцилиндра	<i>S</i> _п	9,64.10-4	M ²
Модуль зубчатых колес насоса:	т	0,001	М
Число зубьев зубчатых колес насоса	Z.	15	
Ширина зубчатых колес насоса	b	0,0055	Μ
Удельная производительность насоса	$q_{\scriptscriptstyle m H}$	5,18.10-7	м ³ /об

Начальное открытие золотника	X _{3.0}	0,00036	М
Радиус отверстий в золотнике	r	0,00175	М
Число отверстий во втулке золотника	N	4	
Давление настройки предохранительных клапанов:	$p_{{}_{\mathrm{KЛ}}}$	$4 \cdot 10^{6}$	Па
Сопротивление обмоток ЭМП	$R_{_{ m o 6m}}$	200	Ом
Индуктивность обмоток ЭМП	$L_{\rm odm}$	2,5	Гн
Постоянная времени и коэффициент	$T_{ m y}$	0,0125	c
передачи электрической цепи ЭМП	K_{iu}	0,005	A/B
	K_{xi}	1000	мм/А
Постоящина времени и корфиниенти	T_{s}	0,004	c
механической части ЭМП	ξ_{s}	0,133	
	$K_{X\varphi}$	1,5.10-5	м/рад
Коэффициенты линеаризованной	K _{QX}	0,292	м ² /с
расходно-перепадной характеристики (рис. 3)	K _{Qp}	6,44·10 ⁻¹⁰	м ⁵ /с·Н
Объем полости гидроцилиндра при среднем положении поршня	V_0	1,64.10-5	M ³
Модуль объемной упругости рабочей жидкости	$B_{_{\mathfrak{K}}}$	1250	М∏а
Объем подводящего трубопровода и мертвый объем гидроцилиндра	V_{π}	5.10-6	M ³
Гидравлическая постоянная времени привода		0,00331	c
еханицеская постоянная времени и	Т _{дц}	0,0114	с
коэффициент демпфирования	ξ_{II}	0,36	
гидроцилиндра	T_{μ}	0,0158	c

3. Результаты математического моделирования и оптимального проектирования двух типов автономных электрогидравлических следящих приводов

Фрагмет результатов расчета ЭГСП первого типа представлен в таблице 2 и на рис. 4. (На рисунке по оси абсцисс отложен характеризующий

динамическую ошибку и продолжительность переходного процесса функционал, по оси ординат - электрическая мощность, потребляемая электродвигателем в отсутствие управляющего сигнала на обмотках ЭМП.) Последовательность вычисления пробных точек состояла из тех же этапов, что при вычислении пробных точек для ЭГСП первого типа. Варьируемыми параметрами для ЭГСП второго типа являются:

Варьируемыми параметрами для ЭГСП второго типа являются:

- Давление настройки предохранительного клапана - $p_{\kappa\pi}$ Пределы изменения давления $40 \le p_{\kappa\pi} \le 80$ МПа;

- Коэффициент подачи насоса (определяет, изменение подачи насоса) $K_{\text{пол}}$. Пределы изменения коэффициента $0.8 \le K_{\text{пол}} \le 0.9$.

- Коэффициент давления (определяет какое давление будет в отсутствие командного сигнала на ЭМП) - $K_{\text{давл}}$. Пределы изменения коэффициента 0,3 $\leq K_{\text{давл}} \leq 0,9$.

Сила торможения штока гидроцилиндра, параметры T_y , K_{iu} , K_{QX} , K_{Qp} , V_0 , V_{π} , B_{π} , m_0 , $c_{\kappa p}$, $c_{0\pi}$, c_{cB} , c_{H} , $T_{r\pi}$, c_{μ} , E_{μ} , T_{μ} , T_{μ} , T_{μ} , μ другие параметры определяются по тем же зависимостям, как и для ЭГСП первого типа за исключением следующих.

Площадь дроссельного окна связана с перемещением золотника соотношением: $S_{\text{окна}} = X_{3} \cdot l$, где l - ширина дроссельного окна.

 $R_{\rm obm} = 50$ Ом - сопротивление обмоток ЭМП, $L_{\rm obm} = 0,4$ Гн – индуктивность обмоток якоря ЭМП, $T_{\rm g} = 0,00038$ с $\xi_{\rm g} = 0,1$

Фрагмент результатов расчета приведены в таблице 3 и на рис. 5. По оси абсцисс отложен характеризующий динамическую ошибку и продолжительность переходного процесса функционал, по оси ординат - электрическая мощность, потребляемая электродвигателем в отсутствие управляющего сигнала на обмотках ЭМП.

Для каждого из двух типов ЭГСП были рассчитаны 256 вариантов пробных точек. Каждая точка проверялась на соответствие исходным техническим заданием. В таблицу попали только те точки, которые удовлетворяют всем требованиям задания. Для ЭГСП первого типа прошло 174 варианта, второго Как видно из рис. 4 (точка выделена жирным - 137. цветом) предварительный вариант имеет неплохие показатели качества (хорошее переходного процесса и ток потребления В отсутствие качество управляющего сигнала). ЭГСП второго типа имеет несколько меньшую потребляемую мощность, поскольку в схеме применен двух-, а не трехшестеренный насос. Схемы первого и второго типа имеют сходные показатели качества переходного процесса

Заключение

В результате проведенных расчетов двух типов ЭГСП с различными принципиальными схемами получены наиболее близкие к оптимальным значения параметров для каждого проектного варианта. Альтернативным по отношению к ЭГСП первого типа (с золотниковыми плунжерами) может рассматриваться ЭГСП второго типа (с плоским золотником) несмотря на то, что для него требуется больший ток управления ЭМП. Этот недостаток отразится на массо-габаритных показателях, если кроме механических узлов, они учитывают массы и габариты электронных блоков. Однако, по потребляемой электрической мощности в отсутствие командного сигнала ЭГСП второго типа является более экономичным. По качеству переходного процесса ЭГСП первого типа обладает несколько большим быстродействием. Рассмотренная на примере двух типов ЭГСП методика проектирования может быть распространена на другие типы гидроприводов.

 $N_{_{\rm ЭД}}$ $T_{\rm rm}$ T_{μ} D_{π} Ι b N⁰ r ξ_{II} $K_{_{\rm KJ}}$ $K_{_{\rm давл}}$ 10^{5} вар MM Вт MM МΠа MM с с 1 149 4,03 6.00 0,300 1,30 3,2 30 0,0325 0,0159 0,373 14,1 4,02 5,00 1,40 0,0347 0,0159 0,350 3 177 0,400 4,0 32 15,9 5 4,50 0,350 1,25 35 18,8 0,0417 0,0158 0,345 200 4,03 5,0 5,50 0,250 0,0355 0,0159 0,409 6 129 3,80 1,35 3,2 30 15,9 7 7,50 26 7,6 0,336 162 6,67 0,450 1,15 2,0 0,0217 0,0161 9 5,75 4,33 0,325 30 12,9 0,0305 0,0159 0,355 168 1,18 3,2 32 10 124 4.00 4.75 0,225 1,48 4.0 21.0 0.0427 0.0159 0.445 231 0,425 28 11 4,14 6,75 1,27 3,2 10,2 0,0224 0,0160 0,345 12 137 3,89 5,25 0,175 1,23 4,0 32 19,3 0,0400 0,0159 0,413 1,42 13 202 4,10 7,25 0,375 3,2 28 11,3 0,0238 0,0160 0,363 0,0346 0,0160 0,374 14 105 28 11,3 7,79 6,25 0,275 1,13 2,0 15 214 4,25 35 17,9 0,0395 0,0158 0,335 4,11 0,475 1,33 5,0 16 102 3,99 6,13 1,26 19,8 0,0425 0,0159 0,486 0,113 3,2 30 35 17 153 3.94 4.13 0,313 1,46 5,0 22,7 0,0464 0,0158 0,393 32 18 116 4,91 5,13 0,213 1,16 3,2 17,4 0,0443 0,0159 0,385 19 217 4,10 7,13 0,412 1,36 3,2 28 10,7 0,0231 0,0160 0,353 20 4,63 0,163 1,31 32 22,0 0,0443 0,0159 0,465 118 4,10 4,0 9,8 8,55 0,0311 0,0160 0,343 21 121 6,63 0,363 1,11 2,0 28 22 107 4,82 7,63 0,263 1,41 2,0 26 11.0 0.0283 0.0161 0,424 23 197 4,82 5,63 0,463 1,21 3,2 30 11,5 0,0284 0,0159 0,329 25 5,83 0,338 1,24 26 8,8 0,0240 0,0161 0,354 136 7,88 2,0 0,438 27 158 5,99 4,88 1,14 3,2 32 13,5 0,0366 0,0159 0,323 28 28 170 4,15 7,38 0,188 1,19 3,2 12,7 0,0256 0,0160 0,396 30 172 3,94 4,38 0,287 1,29 35 20,8 0,0435 0,0158 0,370 5,0 3,2 0,0236 0,0160 0,361 31 204 4,10 6,38 0,488 1,49 28 11,2 170 33 3,91 5,19 0,306 1,28 4.0 32 16,4 0,0357 0,0159 0,368 35 231 4,15 6,19 0,406 1,18 3,2 28 10,1 0,0222 0,0160 0,344 36 3,78 5,69 0,156 30 0,0369 0,0159 0,422 122 1,13 3,2 16,6 37 128 5,67 7,69 0,356 1,33 2,0 26 9,3 0,0252 0,0161 0,376 32 39 15,9 0,0347 0,0159 0,351 177 4,02 4,69 0,456 1,43 4,0 40 119 4,06 4,94 0,131 1,21 4,0 32 21,8 0,0439 0,0159 0,457 126 42 6,09 7,94 0,231 1,11 2,0 26 9,4 0,0262 0,0161 0,379 43 177 4,58 5,94 0,431 1,31 3,2 30 12,4 0,0300 0,0159 0,345 45 0,0449 0,0158 0,329 160 5,46 4,44 0,381 1,16 4,0 35 17,1 0,0227 0,0161 0,344 47 153 6,57 7,44 0,481 1,26 2,0 26 8,0 49 115 8,28 7,06 0,319 1.14 2,0 28 10.3 0,0323 0,0160 0,351 4,06 51 208 4,09 0,419 1,24 35 18,1 0,0400 0,0158 0,337 5,0 52 97 4.44 7,56 1,29 26 12.2 0,0307 0,0161 0,169 2,0 0.461

Фрагмент результатов численных испытаний ЭГСП первого типа. Таблица 2

 $T_{\rm fin}$ $N_{_{\rm ЭД}}$ T_{μ} D_{π} Ι b № $p_{{}_{\mathrm{K}\!\mathrm{J}}}$ $K_{_{\rm KJ}}$ $K_{_{\rm давл}}$ $\xi_{\scriptscriptstyle \rm II}$ 10⁵ вар MM Вт МΠа MM с с 2 71,0 6,53 7,00 0,450 0,0419 0,0160 0,266 0,825 2,0 28 6,32 4 68,1 6,50 0,375 0,887 28 0,0412 0,0160 0,269 2,0 7,38 5 35 74,1 4,50 0,675 0,837 3,2 0,0449 0,0158 0,261 75,5 7,50 7 7,26 0,825 0,813 1,6 26 0,0445 0,0161 0,265 8 67,0 6,68 7,75 0,338 0,869 1,6 26 0,0425 0,0161 0,268 76,5 2,0 0,266 11 6,83 6,75 0,787 0.844 28 0,0431 0,0160 13 74.9 6,72 7,25 0,712 0.881 2,0 28 0.0427 0.0160 0.266 15 75,9 7,54 4,25 0,862 0,856 3,2 35 0,0453 0,0158 0,26 17 71,0 7,17 4,13 0,619 0,891 3,2 35 0,0442 0,0158 0,260 19 76,2 7,13 0,769 0,866 2,0 28 0,0430 0,0160 0,263 6,85 22 69,8 6,89 7,63 0,544 0,878 1,6 26 0,0432 0,0161 0,267 25 0,265 72,7 7,08 7,88 0,656 0,834 1,6 26 0,0439 0,0161 71,2 6,53 0,859 28 26 6,88 0,506 2,0 0,0419 0,0160 0,266 71.2 6,54 7,38 0,431 2.0 28 0.0419 0,266 28 0.822 0.0160 30 71,9 7,24 4,38 0,581 0,847 3,2 35 0,0444 0,0158 0,260 31 75,6 6,77 6,38 0,881 0,897 2,0 28 0,0429 0,0160 0,266 7,03 0,0158 34 69,1 0,870 35 4,19 0,459 3,2 0,0437 0,26 28 35 75,6 6,77 6,19 0,759 0,820 2,0 0,0429 0,0160 0,266 37 72,3 7,05 7,69 0,684 0.858 1,6 26 0.0438 0.0161 0,266 6,69 6,58 72,0 0,534 0,833 2,0 28 0,0421 0,266 38 0,0160 73,4 6,64 6.94 0.877 28 0,0424 0,0160 0,266 41 0,647 2,0 7,94 42 70,9 6,96 0,497 0,802 1,6 26 0,0435 0,0161 0,266 44 0,0160 69,1 6,39 6,44 0,422 0,864 2,0 28 0,0414 0,268 45 75,5 3,2 35 7,50 4,44 0,722 0,814 0,0452 0,0158 0,260 47 75,2 7,25 7,44 26 0,872 0,839 1,6 0,0445 0,0161 0,265 51 74,6 7,43 4,06 0,778 0,836 3,2 35 0,26 0,0450 0,0158 52 68,1 6,75 7,56 0,403 0,848 1,6 26 0,0428 0,0161 0,268 55 0,267 76,2 6,80 6,56 0,853 0,873 2,0 28 0,0430 0,0160 6,81 0,366 0,817 2,0 28 0,0415 0,0160 0,267 56 69,3 6,41 59 73,5 7,13 7,81 0,816 0,892 1,6 26 0,0441 0,0161 0,265 7,02 4,31 0,880 3,2 35 0,261 60 68,9 0,441 0,0437 0,0158 75,2 2,0 6,75 6,31 0,741 0,830 28 0,0428 0,0160 0,266 61 6,65 0,591 73,5 7,31 0,855 2,0 28 0,0424 0,0160 0,267 62 67 74,1 7,17 7,66 0,755 0,827 26 0,0442 0,0161 0,265 1,6 68 68,3 6,95 4,16 0,380 0,840 3,2 35 0,0435 0,0158 0,262 70 73,1 6,63 7,16 0,530 0,815 2,0 28 0,0423 0,0160 0,266 73 74,2 6,69 0,642 7,41 0,871 2,0 28 0,0425 0,0160 0,266 74 28 70,6 6,49 6,41 0,492 0,846 2,0 0,0418 0,0160 0,267

Фрагмент результатов численных испытаний ЭГСП второго типа. Таблица 3

Литература

- 1. Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981.-110с.
- 2. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Оптимальное проектирование гидросистем энергопитания приводов промышленных роботов. Журнал "Математическое моделирование", 1997, т.9, №9,-С.43-53.
- 3. Феодосьев В. И. Основы техники ракетного полета. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.-496 с.
- 4. Разинцев В.И. Электрогидравлические усилители мощности. М.: Машиностроение, 1980.-120 с.
- 5. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Учеб. для вузов./ М.: Машиностроение, 1987.-467с.



Рис.1 Схема ЭГСП 1-го типа



Рис. 2 Схема ЭГСП 2-го типа



Рис.3 Расходно-перепадная характеристика



Рис. 4 Структурная схема ЭГСП





Рис. 6б ЭГСП второго типа



Рис.7 Переходные процессы