

О НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА САР ГТД

На основе анализа взаимодействия элементов гидравлического исполнительного механизма (ГИМ) показано, что характеристика гидроусилителя, нагруженного выходным каскадом, существенно отличается от характеристики без нагрузок, причем его динамический коэффициент усиления имеет постоянное значение на равновесных режимах независимо от степени нагружения.

Изучению отдельных элементов и характеристик ГИМ посвящен ряд работ [1-8]; между тем взаимодействие его элементов (управляющего устройства и исполнительного органа) изучено недостаточно. Так, например, характеристики управляющего устройства ГИМ обычно рассматриваются без учета его нагружения исполнительным органом [2], в то время как факт нагрузки существенно меняет вид этих характеристик. Кроме того, раздельное рассмотрение исполнительного органа и управляющего устройства приводит, в случае неплотной камеры гидроцилиндра, к неограниченной производной от расходной характеристики по перепаду в окрестности установившегося режима, что затрудняет анализ таких систем [3, 4]. Большое влияние на характеристики исполнительного механизма оказывает сухое трение в гидроцилиндре [7]. В данной статье рассматривается модель гидравлического исполнительного механизма, учитывающая существенные особенности его работы.

Принципиальная схема включения ГИМ в систему регулирования показана на рис. 1, а. Рабочая жидкость из расходного бака 1 с помощью насоса высокого давления 2 поступает через регулирующий орган 3 и 10 к основному потребителю 4 (например, в камеру опоры газотурбинного двигателя), а также на линию питания ГИМ; часто в линии питания 6 ставится клапан 5, который поддерживает в ней постоянное давление за счет перепуска жидкости на линию слива 7. С линии питания рабочая жидкость поступает в междроссельную камеру *a* гидроусилителя и во внешнюю камеру *b* гидроцилиндра 8. Давление в междроссельной камере гидроусилителя зависит от соотношения проходных сечений дросселей *D*₁ и *K*, из которых дроссель *D*₁ постоянный, а дроссель *K* является перемен-

Обозначим далее через

$$x = \frac{h}{h_0}, \quad y = \frac{m}{m_{max}}, \quad z_i = \frac{\delta p_i}{\Delta p_{i0}} -$$

соответственно относительные перемещения управляющего клапана и исполнительного органа и относительное отклонение давления рабочей жидкости.

Индексы i параметров q_i, α_i, β_i и z_i соответствуют нумерации дросселей и обозначениям рабочих камер исполнительного механизма по схеме рис. 1, а.

Математическая модель ГИМ, характеризующая связь между параметрами рабочего процесса, показана на рис. 1, б. Как видно из этой схемы, данный исполнительный механизм включает гидроусилитель, использующий внешний источник энергии (давление в линии питания \bar{p}_{an}) и выходной каскад, создающий перемещение исполнительного органа y . Входным сигналом гидроусилителя является относительное перемещение управляющего клапана x , выходным параметром — относительное изменение давления в междроссельной камере z_a . Усилитель отделен от выходного каскада сопротивлением нагрузки — линейным или нелинейным (квадратичным) дросселем A_2 (на схеме показан вид нелинейности). Активным выходом нагрузки усилителя является расход рабочей жидкости q_c во внутреннюю камеру C гидроцилиндра. Величина этого расхода, нагружающего усилитель, влияет на характеристики последнего, что отражено на структурной схеме линией обратной связи. Расход q_c определяет скорость сервопоршня $\frac{dy}{dt}$, однако фермирование этой скорости происходит с учетом сил срывного трения и изменения давления в линии питания \bar{p}_{an} . Это обстоятельство отражено на схеме функциональным блоком F . Нагрузка $Ю$ на исполнительный орган (это может быть пружина гидроцилиндра, усилие на наклонной кайме регулируемого насоса и т.п.) создает изменение давления z_c в полости C и влияет на работу выходного каскада, что указано на схеме линией обратной связи с коэффициентом нагрузки δ_c .

Связь между параметрами рабочего процесса базируется на уравнении неразрывности рабочей жидкости, имеющем вид

$$q_1 = q_c + q_k. \quad (1)$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \sqrt{\beta_1}, \quad q_c = q_2 = \alpha_2 \sqrt{\beta_2}, \quad q_k = \alpha_k \sqrt{\beta_k}, \\ \alpha_k &= \alpha_{k0} x, \\ \beta_1 &= 1 - z_a, \quad \beta_2 = z_a - z_c, \quad \beta_k = \beta_{k0} + z_a. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

На равновесном режиме получаем

$$\begin{aligned} x &= 1, \quad q_1 = q_k = 1, \quad q_c = q_2 = 0, \\ \alpha_{k0} &= \frac{1}{\beta_{k0}}, \quad \beta_1 = 1, \quad \beta_2 = 0. \end{aligned}$$

Статической характеристикой гидроусилителя будем называть зависимость относительного изменения давления в междроссельной камере z_a от относительного открытия клапана x .

Статическую характеристику и коэффициент усиления гидроусилителя можно получить из соотношений (1) и (2). Подставляя в уравнение (1) выражения для относительных расходов q_1 , q_c и q_k , с учетом (2) получаем уравнение гидроусилителя

$$\sqrt{1 - z_a} = x \sqrt{1 + \alpha_{k0}^2 z_a} + \alpha_2 \sqrt{z_a - z_c}, \quad (3)$$

откуда может быть найдена зависимость z_a от x , т.е. статическая характеристика гидроусилителя.

Крутизна статической характеристики (при $z_c = 0$) определяется путем дифференцирования (3):

$$K_z = \frac{dz_a}{dx} = -2\sqrt{z_a} \frac{\sqrt{1 + \alpha_{k0}^2 z_a}}{\alpha_2 + \sqrt{\frac{z_a}{1 - z_a}} + x \alpha_{k0} \sqrt{\frac{\alpha_{k0}^2 z_a}{1 + \alpha_{k0}^2 z_a}}}. \quad (4)$$

При отсутствии расхода через нагружающий дроссель ($\alpha_2 = 0$) полученные соотношения упрощаются:

$$z_a = \frac{1 - x^2}{1 + \alpha_{k0}^2 x^2}, \quad (3a)$$

$$K_z = -2x \frac{1 + \alpha_{k0}^2}{(1 + \alpha_{k0}^2 x^2)^2}. \quad (4a)$$

По формулам (3), (3а) и (4), (4а) построены характеристики ненагруженного усилителя ($\alpha_2 = 0$) и с различными сопротивлениями нагрузки (рис. 2). Анализ этих кривых показывает, что статическая характеристика нагруженного усилителя существенно отличается от характеристики ненагруженного усилителя (рис. 3). Так, в точке равновесного режима $x = 1$ статическая характеристика нагруженного гидроусилителя имеет нулевую крутизну, т.е. точку нечувствительности; при отклонении от равновесного режима крутизна резко возрастает, но затем падает. С уменьшением проводимости α_2 нагружающего дросселя увеличивается диапазон изменения давления z_a по открытию клапана x . При $\alpha_2 = 0$ эта характеристика вырождается в характеристику ненагруженного усилителя; при $\alpha_2 \rightarrow \infty$ диапазон изменения z_a уменьшается до нуля, т.е. при отсутствии дросселя D_2 давление в междроссельной полости гидроусилителя сохраняется постоянным независимо от смещения клапана x (но при постоянном давлении в камере β).

Расход $q_c = q_2$ через нагружающий дроссель является активным выходным параметром гидроусилителя, поскольку он определяет скорость перемещения исполнительного органа. Поэтому зависимость $q_c = q(x)$ назовем динамической характеристикой гидроусилителя.

При отсутствии сопротивления нагрузки, т.е. когда $\alpha_2 \rightarrow \infty$, давление в междроссельной камере a постоянно. Динамическая характеристика в этом случае имеет линейный характер

$$q_c = 1 - x,$$

а динамический коэффициент усиления — постоянное значение:

$$k_x = \frac{dq_c}{dx} = -1.$$

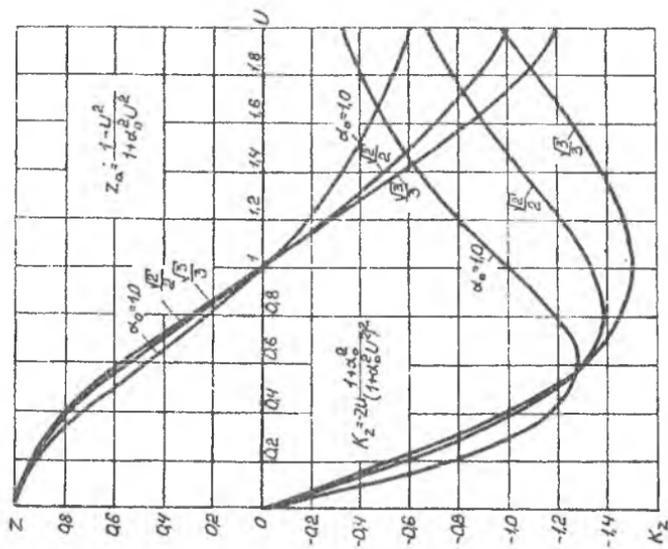
Рассмотрим случай квадратичного нагружения усилителя ($z_c = 0$):

$$q_c = q_2 = \alpha_2 \sqrt{z_a}, \quad z_a = z(x).$$

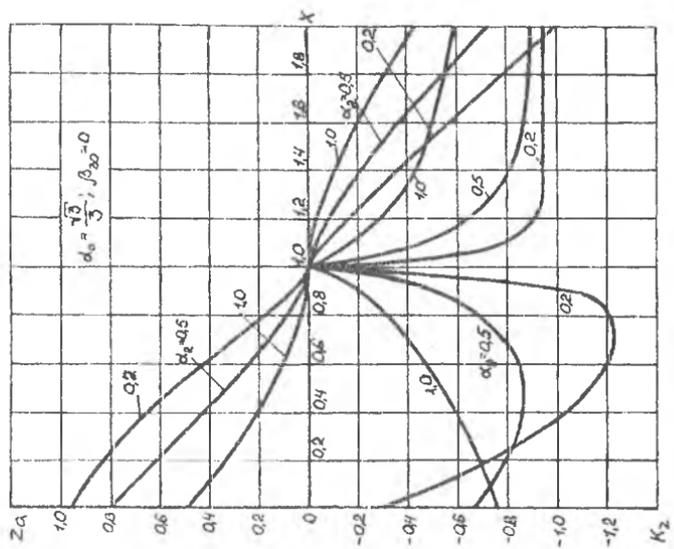
Динамический коэффициент гидроусилителя можно представлять в виде произведения двух коэффициентов:

$$k_x = \frac{dq_c}{dx} = \frac{\partial q_c}{\partial z_a} \frac{dz_a}{dx} = k_q k_z.$$

Особенность усилителя, нагруженного нелинейным (квадратичным) сопротивлением, состоит в том, что производная $\partial q_c / \partial z_a$ в точке равновесного режима ($x = 1$), ($z_a = 0$) обращается в бесконечность:



Р и с. 2. Статическая характеристика ненагруженного усилителя



Р и с. 3. Статическая характеристика усилителя, нагруженного нелинейным (квадратичным) сопротивлением

$$k_q = \left(\frac{\partial q_s}{\partial z_a} \right)_{z_a} = \lim_{z_a \rightarrow 0} \frac{d_2}{2\sqrt{z_a}} = \infty. \quad (5)$$

Эта особенность вносит существенные затруднения при определении динамического коэффициента гидроусилителя k_x , если рассматривать характеристики гидроусилителя без нагрузки, поскольку в этом случае (см. формулу 4а)

$$k_z = - \frac{2}{1 + \alpha_{ок}^2} \neq 0.$$

В действительности указанная особенность является устранимой в связи с особым видом статической характеристики нагруженного усилителя.

Действительно, из соотношений (4) и (5) до перехода к пределу имеем

$$k_x = k_q k_z = - \frac{d_2 \sqrt{1 + \alpha_{ко}^2 z_a}}{d_2 + \sqrt{\frac{z_a}{1 - z_a}} + \alpha_{ко} \sqrt{\frac{d_{ко}^2 z_a}{1 + \alpha_{ко}^2 z_a}}} \quad (6)$$

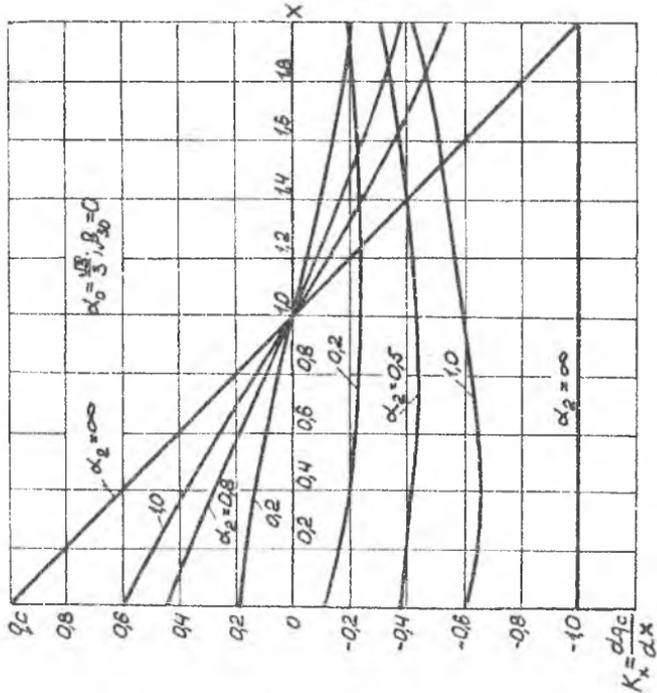
и на равновесном режиме ($z_a = 0$) получаем

$$k_x = - \frac{d_2}{d_2} = -1.$$

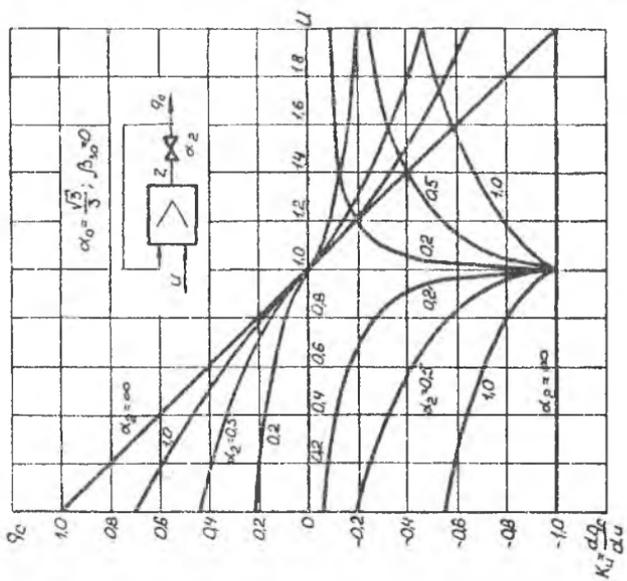
Таким образом, в окрестности установившегося режима динамическая характеристика гидроусилителя имеет единственную страничную производную по перемещению управляющего клапана, эта производная равна минус единице и не зависит от сопротивления нагружающего дросселя α_2 (рис. 4). Это означает, что сопротивление нагрузки не имеет демпфирующей способности в области равновесных режимов и не влияет на устойчивость в малом. Однако при удалении от равновесного режима нарастает демпфирующая способность дросселя, что приводит к уменьшению скорости исполнительного механизма и к уменьшению амплитуды колебаний.

Введение дросселя с линейной характеристикой качественно изменяет работу гидроусилителя (рис. 5). Изменением сопротивления линейного дросселя можно настраивать усилитель, т.е. изменять в нужном направлении коэффициент усиления k_x .

Переходим к рассмотрению выходного каскада ГИМ, создающего рабочее перемещение y . Статическая характеристика выходного каскада определяется из условия равенства давления z_c , необходимого для создания равновесия сил на поршне, с располагаемым давлением z_a в междроссельной полости α гидроусилителя.



Р и с. 5. Динамическая характеристика усилителя, нагруженного линейным дросселем



Р и с. 4. Динамическая характеристика ГУ, нагруженного нелинейным (квадратичным) сопротивлением

Будем считать, что внешняя нагрузка 10 (рис. 1,а) на исполнительный орган нарастает пропорционально перемещению исполнительного органа, тогда можно написать

$$z_c = \delta_c y ,$$

где δ_c - коэффициент, характеризующий диапазон изменения давления z_c при полном перемещении исполнительного органа на $y = 1$.

С другой стороны, изменение давления z_a в полости гидроусилителя определяется смещением управляющего клапана x (см. формулу 3,а). Из условия $z_a = z_c$ получим

$$y_c = \frac{1}{\delta_c} \frac{1-x^2}{1+\alpha_{ko} x^2} \quad (7)$$

Может оказаться, что диапазон изменения требуемого давления больше располагаемого ($\delta_c > 1$); в этом случае происходит зависание исполнительного органа в некотором промежуточном положении.

Нетрудно видеть, что статическая характеристика выходного каскада получается из статической характеристики ненагруженного усилителя (рис. 2,а) путем масштабного преобразования (делением на δ_c). Коэффициент α_{ko} (относительная проводимость управляющего клапана на равновесном режиме) является единственным параметром, определяющим вид статической характеристики выходного каскада при данном коэффициенте нагрузки δ_c . Так, из условия приближенной симметрии статической характеристики имеем $\alpha_{ko} = \frac{\sqrt{2}}{2}$, а из условия максимальной крутизны характеристики (при $x = 1$) - $\alpha_{ko} = \frac{\sqrt{3}}{3}$. В общем случае этот параметр определяется соотношением, вытекающим из условия равенства давлений в полости a и c :

$$\alpha_{ko} = \sqrt{\frac{1}{(1-\delta) \frac{p_0}{p_{n,n}}} - 1} ,$$

где $\delta = \frac{s}{S}$ - дифференциальность поршня; p_0 - опорное давление; $p_{n,n}$ - давление в линии питания.

Если опорное давление равно давлению в линии питания, то

$$\alpha_{ko} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\delta} - 1}} ,$$

т.е. параметр $\alpha_{ко}$ определяется геометрией (дифференциальностью) поршня.

Динамическая характеристика выходного каскада представляет собой зависимость скорости перемещения исполнительного органа от поступления рабочей жидкости q_c во внутреннюю полость C . В связи с изменением давления в линии питания фактический расход в полость C будет пропорционален корню квадратному из этого давления.

Существенное влияние на динамическую характеристику выходного каскада оказывает сила сухого трения с падающей характеристикой [7], т.е. когда сила трения покоя больше силы трения движения. В этом случае математическая модель выходного каскада описывается уравнением

$$\frac{dy}{dt} = F(v),$$

где $v = q_c \sqrt{\bar{p}_{лг}}$ - скорость исполнительного устройства; τ_1 - время переключения сервомотора при максимальном входном давлении, $\bar{p}_{лг} = \frac{p_{лг}}{p_{max}}$;

$F(v)$ - нелинейная функция, отражающая физические особенности нелинейного сервомотора с падающей характеристикой сил трения.

Функция F может быть подвергнута гармонической линеаризации

$$F(v) = \left[q(A) + \frac{q'(A)}{\omega} \bar{p} \right] v,$$

где A и ω - амплитуда и частота.

В [7] показано, что из нелинейной функции $F(v)$, отражающей падающее трение в сервомоторе, можно получить все известные однозначные и неоднозначные нелинейности, в том числе и их коэффициенты гармонической линеаризации q и q' . Поэтому эта модель отражает наиболее общие свойства нелинейного гидравлического исполнительного механизма.

При отсутствии сил сухого трения модель ГИМ имеет вид

$$\tau_1 = \frac{dy}{dt} = \sqrt{\bar{p}_{лг}} q_c(x).$$

Давление питания в общем случае переменное. Так, для ГТД давление в линии питания можно представить в форме

$$\bar{p}_{лг} = \bar{p}_0 + \xi y^2.$$

где \bar{P}_0 - постоянная составляющая сопротивления; ξ - коэффициент сопротивления магистрали.

Рассмотрим движение исполнительного механизма на переходном режиме при полностью закрытом клапане $X = 0$, т.е. режим приемистости. Значение $q_c(0)$ определяется как начальная ордината динамической характеристики гидросилителя.

Движение сервомотора в этом случае описывается уравнением

$$\tau_1 \frac{dy}{dt} = \sqrt{\bar{P}_0 + \xi y^2} q_c(0).$$

Таким образом, существенная характеристика - приемистость определяется решением этого уравнения и имеет вид

$$y = \sqrt{\frac{\bar{P}_0}{\xi}} S_h \left(\sqrt{\xi} q_c(0) \frac{t}{\tau_1} \right).$$

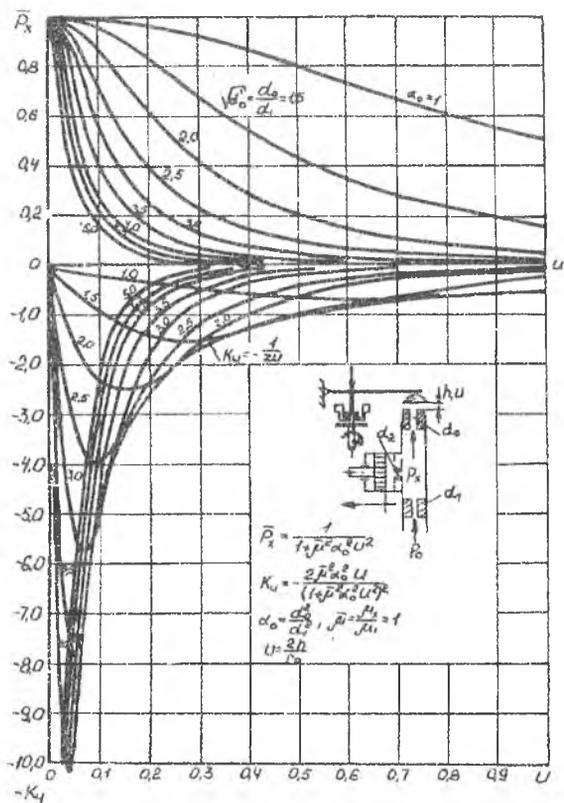
Если сопротивление магистрали представить в виде $\xi = 1 - \bar{P}_0$, то

$$y = \sqrt{\frac{\bar{P}_0}{1 - \bar{P}_0}} S_h \left(\sqrt{1 - \bar{P}_0} q_c(0) \frac{t}{\tau_1} \right).$$

Таким образом, приемистость двигателя определяется не только его энергетическими и газодинамическими свойствами, но и характеристиками ГИМ в этом режиме.

На рис. 6 дана подробная схема математической модели ГИМ. Как видно из схемы, ГИМ представляет собой сложную динамическую систему, имеющую внутренние нелинейные связи. Будучи заложена в ЭМ, структурная схема ГИМ дает возможность моделировать изменения основных параметров рабочего процесса. При этом входными параметрами являются относительный подъем клапана $|X = u|$ и относительные давления в линии питания P_c . Выходным параметром служит относительное перемещение сервомотора y_c . Координаты $q_1, q_2, q_3, K_{кл}, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \xi_u, \xi_c$ характеризуют внутренние параметры рабочего процесса - потоки рабочей жидкости и перепады давлений на отдельных участках.

Важным фактором при проектировании САР ГТД и их доводке является выбор оптимальных гидравлических сопротивлений (дроссельных пакетов) ГИМ. С этой целью на рис. 6 представлены характеристики управляющего устройства, из которых следует, что в окрестности экстремальных точек ГИМ может работать неустойчиво, а на пологих их частях теряется чувствительность к управляющему воздействию и возможность зависания исполнительного органа ГИМ.



Р и с. 6. Характеристики управляющего устройства \bar{p}_x и K_u и их зависимость от гидравлических и конструктивных параметров систем

Таким образом, установлено, что особенность ГИМ с непроточной камерой сервомотора, обусловленная наличием неограниченной производной от нелинейной (квадратной) характеристики нагружающего дросселя по перепаду давлений на установившихся режимах, приводит к постоянству коэффициента усиления ГИМ (и в этом смысле эта особенность относится к классу устранимых особых точек системы).

Выявлено, что вид характеристик гидроусилителя существенно изменяется под влиянием нагрузки, при этом динамический коэффициент усиления не изменяется и остается постоянным на равновесных режимах независимо от степени нагружения, т.е. проливочной характеристики тур-

булентного дроссельного пакета. В этом случае ГИМ становится неуправляемым звеном. И только применение линейного (ламинарного) дросселя позволяет изменять этот коэффициент и управлять настройкой ГИМ САР ГТД в желаемом режиме управления силовой установки летательного аппарата.

Разработанная гидравлическая модель ГИМ САР ГТД, будучи заложена в ЭВМ, дает возможность выявить влияние основных конструктивных параметров на статические и динамические свойства системы регулирования ГТД.

Библиографический список

1. Летов А.М. Устойчивость нелинейных автоматических систем. М.: Физматгиз, 1962.
2. Красов И.М. Гидравлические усилители. Изд-во ГЭИ, 1959.
3. Залманзон Л.А. О нелинейности характеристик глухих камер пневморегуляторов //Автоматика и телемеханика, № 5. Т. 16. 1955.
4. Казакевич В.В. Об автоколебаниях, порождаемых в системах регулирования падающими характеристиками трения в сервомоторах //Автоматика и телемеханика, № 6. Т. 12. 1951.
5. Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1979.
6. Гимадиев А.Г., Берестенев Г.И., Шумский Н.П. Расчет параметров линейного дросселя для гидравлических цепей системы контроля и управления //Авиационная промышленность. 1984. № 10. С. 53-57.
7. Шумский Н.П. и др. О нелинейных характеристиках в САР //Теория автоматического управления. М.: Наука, 1972. С. 71-79.
8. Шумский Н.П. Результаты экспериментальных и теоретических исследований управляющих устройств типа "сопло-заслонка" //Системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики. М.: АН СССР, 1959.