

Математическое моделирование работы адаптивной замкнутой системы принудительного отделения грузов

А.Н. Беляев

Аннотация

Разрабатывается математическая модель функционирования автономной адаптивной системы принудительного отделения с обратной связью по скорости движения толкателей не требующей информации о действующих на авиационный груз внешних воздействиях. Анализируется влияние типа пиротехнического привода на параметры движения отделяемого авиационного груза

Ключевые слова

адаптивная система принудительного отделения; замкнутая система; обратная связь; датчики линейных ускорений; безопасность отделения грузов от самолета; установка авиационного вооружения

Введение

Безопасность отделения авиационного груза (АГ) достигается формированием установкой авиационного вооружения (УАВ) таких начальных условий полета АГ относительно самолета-носителя (линейной и угловой скорости АГ), при которых обеспечивается нахождение координат его центра масс (ЦМ) в области допустимых значений (ОДЗ) относительно самолета-носителя (СН) на любых боевых режимах полета, что обеспечивает исключение возможности соударения АГ с СН, включая элементы его конструкции и установленные нанемдругие АГ, а также сохранение системой стабилизации АГ его пространственной устойчивости в окрестностях СН.

Для обеспечения необходимых начальных параметров движения предлагается применить в установках авиационного вооружения адаптивную систему принудительного отделения (АСПО) с замкнутым контуром управления, в которой регулирование параметров движения АГ осуществляется в ходе катапультирования по текущей информации о

фактических параметрах движения АГ, приходящей от датчиков линейных ускорений установленных на толкателях УАВ контактирующих с АГ.

Движение АГ в процессе катапультирования представляет собой: линейное перемещение центра масс относительно СН вдоль оси Y (рисунок 1) и вращение АГ вокруг оси тангажа с относительной угловой скоростью ω_z . Эти движения формируются, как силами P_{T1} и P_{T2} , развиваемыми двумя толкателями, так и возмущающими воздействиями: аэродинамическими силами $X, Y, G n_y^c$ и моментом M_z , а также инерционно-массовыми характеристиками АГ. Перемещение АГ в плоскости Z исключается до момента потери механической связи АГ с УАВ, за счет конструктивного исполнения толкателей УАВ. Аэродинамическими воздействиями вдоль оси X для АГ не имеющих собственной двигательной установки можно пренебречь, т.к. АГ всегда отстают от СН после отделения, и выполняется условие $X_{АГотн} \leq 0$, где $X_{АГотн}$ – координаты АГ в системе координат относительно СН. Таким образом, имеем схему УАВ обладающую двумя степенями свободы и двумя управлениями проходными сечениями гидродросселей f_1, f_2 (посредством перемещения золотников x_1, x_2).

После срабатывания пиропатрона в полости (1) (рисунок 1), давление газа в рабочей полости (2) пиропривода $P_2(t)$, воздействуя на поршень с площадью F_p , создает рабочее усилие привода $Q(t)$:

$$Q(t) = P_2(t)F_p \quad (1)$$

передающееся на поршень площади F_{g0} гидрораспределительного цилиндра (в представленном случае $F_p = F_{g0}$).

Давление жидкости P_{g0} в этом цилиндре (3), будет:

$$P_{g0} = \frac{Q(t)}{F_{g0}} \quad (2)$$

Вытесняемая гидросмесь разводится по трубопроводам на передний и задний рабочие гидроцилиндры гидротолкателей. Перед входом в эти гидроцилиндры установлены дроссельные регулирующие устройства понижающие величину подводимого к ним давления до давлений $P_{g1}(t)$ и $P_{g2}(t)$ соответственно в переднем и заднем гидротолкателях. Усилия P_{T1} и P_{T2} , развиваемые гидротолкателями и действующие непосредственно на катапультируемый АГ будут:

$$\begin{cases} P_{T1}(t) = P_{g1}(t)F_{g1} \\ P_{T2}(t) = P_{g2}(t)F_{g2} \end{cases} \quad (3)$$

Рис.1. Расчетная схема отделения АГ от УАВ с АСПО

где F_{g1} , F_{g2} – площади поршней гидротолкателей в цилиндрах.

Рабочие усилия $Q(t)$ для различных типов пиропроводов будут определены ниже, далее же, считая $Q(t)$, а следовательно и $P_{g0}(t)$ известными функциями, определим давления $P_{g1}(t)$ и $P_{g2}(t)$ в гидротолкателях и развиваемые ими толкающие усилия $P_{T1}(t)$ и $P_{T2}(t)$. При этом жидкость полагаем несжимаемой.

При строгом решении задачи в общем случае нужно учитывать следующие потери гидравлического напора:

- потери напора при внезапном сужении сечений на входе в трубопроводы из распределительного цилиндра;
- потери напора при повороте потока жидкости (в частности, при поворотах труб);
- потери напора при течении в длинных трубах за счет трения о стенки труб (обусловлены наличием вязкости жидкости);
- потери давления при течении через узкие дроссельные отверстия в регуляторах;
- потери напора при внезапном расширении сечений при входе из труб (после дросселей) в цилиндры переднего и заднего толкателей.

Таким образом, давления $P_{gi}(t)$ в толкателях могут быть выражены через $P_{g0}(t)$ за вычетом суммы вышеуказанных падений давления: $P_{gi} = P_{g0} - \sum_{j=1}^5 \Delta p_i^{(j)}$.

Заметим, что все вышеуказанные потери давления имеют динамический характер и пропорциональны первой и второй степеням скоростей жидкости в соответствующих сечениях.

Среди перечисленных падений давления P_{g0} основным является падение при прохождении через дроссельные устройства, поэтому будем в первом приближении учитывать только эту составляющую Δp_i .

В таком случае исходное давление $P_{g0}(t)$ будет иметь место как в гидрораспределительном цилиндре так и в общих трубопроводах до сечений установки в них дросселей.

Величины редуцированных управляемых давлений $P_{g1}(t)$ и $P_{g2}(t)$ отличаются от исходного высокого давления P_{g0} на величину перепада давлений на дросселях $\Delta P_1, \Delta P_2$:

$$\begin{cases} P_{g1}(t) = P_{g0}(t) - \Delta P_1(t) \\ P_{g2}(t) = P_{g0}(t) - \Delta P_2(t) \end{cases} \quad (4)$$

При этом перепады давления $\Delta P_1, \Delta P_2$, могут быть выражены как:

$$\Delta P_i = \frac{1}{2g} \gamma \left(1 - \frac{f_i^2}{F_{\text{тр}}^2}\right) v_{\text{dpi}}^2,$$

где v_{dpi} – скорость жидкости в проходном сечении дросселя, γ – удельный вес равный произведению плотности жидкости ρ на ускорение свободного падения g , f_i – площадь сечения дроссельного отверстия; $F_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения всей трубы, в которой установлен дроссель ($0 < f_i \leq F_{\text{тр}}$). Т.е. выражение для ΔP_i можно записать в виде:

$$\Delta P_i = \frac{1}{2} \rho \left(1 - \frac{f_i^2}{F_{\text{тр}}^2}\right) v_{\text{dpi}}^2. \quad (5)$$

Введем обозначение для относительного сечения дросселя:

$$\alpha = \frac{f_i}{F_{\text{тр}}} \quad (6)$$

В случае отсутствия разрыва жидкости ее скорость v_{dpi} может быть выражена через скорость i -го толкателя \dot{y}_i из условия равенства расходов. При этом выражение для расхода через дроссель будет определяться как:

$$G_{*i} = \mu f_i v_{\text{dpi}} \quad (7)$$

где $\mu < 1$ – коэффициент расхода (зависит от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия) учитывающий возможное сжатие струи после выхода из дросселя с тонкой диафрагмой, т.е. величина μf_i есть реальное эффективное сечение струи в

дросселе. В первом приближении можно сказать, что $\mu = \mu_0 + (1 - \mu_0)\alpha$, где коэффициент μ_0 для больших чисел Рейнольдса ($Re > 200$) может считаться постоянным и равным $\mu_0 \approx 0.6$.

Из равенства расхода G_{*i} (7) изменению объема $\dot{y}_i F_{gi}$ выражаем v_{dpi} как:

$$v_{dpi} = \frac{\dot{y}_i F_{gi}}{\mu_i f_i} \quad (i=1,2) \quad (8)$$

Перемещения точек толкания, равные ходам толкателей y_1 и y_2 с учетом малости угла θ определяются как:

$$y_1 = y_c - d_1 \theta; \quad y_2 = y_c + d_2 \theta \quad (9)$$

где d_1 и d_2 – расстояния от точек толкания до ЦМ АГ. Соответствующие скорости \dot{y}_1 и \dot{y}_2 будут:

$$\dot{y}_1 = \dot{y}_c - d_1 \dot{\theta} \quad \dot{y}_2 = \dot{y}_c + d_2 \dot{\theta} \quad (10)$$

Тогда уравнения движения катапультируемого АГ будут иметь вид:

$$\begin{aligned} m \ddot{y}_c &= P_{T1} + P_{T2} + (G n_y^c - Y) \\ J_c \ddot{\theta} &= -P_{T1} d_1 + P_{T2} d_2 + M_z \end{aligned} \quad (11)$$

где m и J_c – соответственно масса и сила инерции АГ; P_{T1} , P_{T2} – усилия толкания, выражающиеся по формуле (3) через давления P_{g1} и P_{g2} ; Y , M_z – аэродинамические подъёмная сила и момент тангажа; $G = mg$ – сила веса АГ; n_y^c – маневренная перегрузка СН.

Величины давлений газа в пироприводе $P_1(t)$, $P_2(t)$ будут зависеть от хода поршня пиропривода s_p и его скорости \dot{s}_p . Эти величины могут быть выражены через \dot{y}_1 и \dot{y}_2 из следующих уравнений балансов:

– для объема вытесняемой жидкости:

$$F_{g0} s_p = F_{g1} y_1 + F_{g2} y_2 \quad (12)$$

– как следствие равенства соответствующих расходов:

$$F_{g0} \dot{s}_p = F_{g1} \dot{y}_1 + F_{g2} \dot{y}_2 \quad (13)$$

– равенства расходов через дроссели скоростям изменения объемов гидроцилиндров:

$$\begin{aligned} F_{g1} \dot{y}_1 &= v_{dp1} f_1 \mu_1 \\ F_{g2} \dot{y}_2 &= v_{dp2} f_2 \mu_2 \end{aligned} \quad (14)$$

Из (12), (13), (9), (10) выражаем s_p, \dot{s}_p :

$$s_p = \beta_1 y_1 + \beta_2 y_2 = \beta_1 (y_c - d_1 \theta) + \beta_2 (y_c + d_2 \theta) \quad (15)$$

$$\dot{s}_p = \beta_1 \dot{y}_1 + \beta_2 \dot{y}_2 = \beta_1 (\dot{y}_c - d_1 \dot{\theta}) + \beta_2 (\dot{y}_c + d_2 \dot{\theta}) \quad (16)$$

где β_1 и β_2 отношения площадей толкателей, равные:

$$\beta_1 = \frac{F_{g1}}{F_{g0}}, \beta_2 = \frac{F_{g2}}{F_{g0}} \quad (17)$$

из (14) выражаем скорости v_{dp1} , v_{dp2} :

$$\begin{aligned} v_{dp1} &= \frac{y_1 F_{g1}}{\mu_1 f_1}; \\ v_{dp2} &= \frac{y_2 F_{g2}}{\mu_2 f_2} \end{aligned} \quad (18)$$

Искомые давления в гидроцилиндрах P_{g1} , P_{g2} выражаются через давление $P_{g0} = \frac{Q(t)}{F_{g0}}$ и выражений (4) падения давлений на дросселях ΔP_i . При этом условные перепады давлений на дросселях $\Delta P'_i$ согласно (5), (6), (18) определяются как:

$$\begin{aligned} \Delta P'_1 &= \frac{1}{2} \rho (1 - \alpha_1^2) \left(\frac{\beta_1 y_1}{\gamma_1 \alpha_1 \mu_1} \right)^2 \\ \Delta P'_2 &= \frac{1}{2} \rho (1 - \alpha_2^2) \left(\frac{\beta_2 y_2}{\gamma_2 \alpha_2 \mu_2} \right)^2 \end{aligned} \quad (19)$$

где $\gamma_i = \frac{F_{гpi}}{F_p}$ ($i=1, 2$), при $F_{g0} = F_p$.

Реальные перепады давлений ΔP_i совпадают с условными (19) когда $\Delta P_i \leq P_{g0}$, в противном случае ввиду одностороннего характера связей (давление не может быть отрицательным), следует принимать $\Delta P_i = P_{g0}$:

$$\Delta P_i = \begin{cases} \Delta P'_i, & \text{если } \Delta P'_i \leq P_{g0} \\ P_{g0}, & \text{если } \Delta P'_i > P_{g0} \end{cases} \quad (20)$$

Так что общая запись для соотношений (4) будет иметь вид:

$$P_{gi} = \begin{cases} P_{g0} - \Delta P'_i, & \text{если } \Delta P'_i \leq P_{g0} \\ 0, & \text{если } \Delta P'_i > P_{g0} \end{cases} \quad (21)$$

При определении давления газов в полостях пирокамеры рассмотрим несколько типов пироприводов.

Силовой привода типа "газовая пружина" имеет место, когда полость сгорания (1) (рисунок 1) и рабочая полость (2) рассматриваются, как единый объем, в котором находится газ с начальным давлением p_0 . Малость времени горения заряда пиропатрона ($t_r \approx 0.003$ с) в начальном объеме сравнении с временем катапультирования ($t_k \approx 0.04$ с) и малость диаметра отверстия стравливающей дюзы даёт возможность применять схему "мгновенного

сгорания" и считать, что к моменту начала движения поршня F_{g0} ($t = 0$) в полости пирокамеры устанавливается давление p_0 , которое может быть принято за начальное.

При определении p_0 полагаем, что масса заряда пиропатрона $m_{\text{п}}$ полностью переходит в массу пороховых газов, которые в первом приближении можно считать идеальными и удовлетворяющими уравнению состояния идеального газа

$$p_0 V_0 = m_{\text{п}} R T_V \quad (22)$$

где R – удельная газовая постоянная, зависящая от молекулярной массы газов μ ; T_V – постоянная температура горения пороха при постоянном объеме.

Тогда начальное давление может быть определено по формуле:

$$p_0 = \frac{m_{\text{п}} f}{V_0}, \quad (23)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса заряда пороха; $f = R T_V$ – энергетическая характеристика пороха (сила пороха), V_0 – начальный объем полости сгорания.

Пренебрегая массой стравливаемого газа в атмосферу, связь между текущими и начальными значениями параметров P , V может быть в первом приближении получена из условия адиабатичности процесса (в силу быстроты его протекания):

$$p(V_0 + s_p F_p)^k = p_0 V_0^k \quad (24)$$

где k – показатель адиабаты; s_p – перемещение поршня; F_p – площадь поршня.

Таким образом, давление является однозначной функцией положения поршня s_p :

$$P_{g0}(s) = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + s_p F_p} \right)^k \quad (25)$$

Усилие Q , развиваемое приводом, определяется как:

$$Q(s) = (P_{g0}(s_p) - P_a) F_p \quad (26)$$

где P_a – атмосферное давление.

Расчет параметров силового привода с полостью сгорания и рабочей полостью, разделенными промежуточной дросселирующей дюзой является значительно более сложной задачей нежели расчет пиропривода типа «газовая пружина». Изменения температур $T_j(t)$ и давлений газа $P_j(t)$ для каждой из полостей описываются дифференциальными уравнениями перетекания газа:

$$\frac{dT_j}{dt} = f_{T_j}(\vec{p}, \vec{T})$$

$$\frac{dP_j}{dt} = f_{P_j}(\vec{p}, \vec{T})$$

при ($j=1, 2$).

Силовой привод моделируется системой произвольного числа полостей V_j , соединенных между собой дроссельными отверстиями[1].

В обобщенном алгоритме предусмотрено, что каждая полость V_j может соединяться с любой другой V_k дюзой сечением F_{*jk} , а также с атмосферой дюзой сечением F_{ja} ($j, k = \overline{1, n_V}$, в данном случае $n_V = 2$).

Полагается, что газ в каждой полости однороден по объему и неподвижен (заторможен), а его движение имеет место только на коротких участках проточных частей, соединяющих объемы.

Дифференциальные уравнения для каждого объема выводятся на основе:

- уравнения состояния газа;
- уравнения баланса массы газа;
- закона сохранения энергии;
- соотношений для описания расхода газа при его адиабатическом истечении через сопло из V_j в V_k .

Учтены также конечность времени горения заряда t_r (хотя $t_r \ll t_k$). При этом приток газа G_r от горящего пороха определяется как:

$$G_r = \begin{cases} \frac{m_n}{t_r} \text{ для } t \leq t_r \\ 0 \text{ для } t > t_r \end{cases} \quad (27)$$

Полученная после преобразований система дифференциальных уравнений газодинамики для полостей V_1 и V_2 имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_1}{dt} = \frac{RT_1}{p_1 V_1} \left[G_r (T_V - T_1) - (k-1) T_1 G_{12} - \frac{k-1}{R} \dot{q}_1 \right] \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{RT_1}{V_1} (G_r - G_{12}) + \frac{p_1}{T_1} \dot{T}_1 \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{RT_2}{p_2 V_2} \left[G_{12} (kT_1 - T_2) - (k-1) T_2 G_{2a} - \frac{k-1}{R} (p_2 \dot{V}_2 + \dot{q}_2) \right] \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{RT_2}{V_2} (G_{12} - G_{2a}) + \frac{p_2}{T_2} \dot{T}_2 - \frac{p_2}{V_2} \dot{V}_2 \end{array} \right. \quad (28)$$

Здесь для переменного объема V_2 имеем:

$$V_2 = V_{2,0} + s_p F_{g0}; \quad \dot{V}_2 = s_p F_{g0} \quad (29)$$

Мощность теплопотерь \dot{q}_j приближенно определяется как:

$$\dot{q}_j(t) \approx \alpha_j F_{стj} (T_j(t) - T_a), j = 1, 2 \quad (30)$$

где α_j – коэффициент теплоотдачи от газа в полости V_j к стенке с внутренней поверхностью $F_{стj}$ и с температурой атмосферы T_a . Расходы газа определяются как:

$$G_{12} = q \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \xi_{12} F_{12} C \frac{P_1}{RT_1} \quad (31)$$

$$G_{2a*} = \xi_{2a} F_{2a} C \frac{P_2}{RT_2} \quad (32)$$

где $C = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ (33)

В (31) $q \frac{p_2}{p_1}$ – функция истечения, причем, $q = 1$ при $\frac{p_2}{p_1} \geq \gamma_{кр}$ (сверхкритический режим) и $0 < q < 1$ при $\frac{p_2}{p_1} < \gamma_{кр}$, где $\gamma_{кр}$ – для идеального газа определяется как:

$$\gamma_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (34)$$

На рисунках 2 и 3 показаны основные отличия характеристик АСПО выполненной с пироприводом, в котором полость сгорания и рабочая полость рассматриваются как единый объем («газовая пружина») и двухполостным пироприводом с дросселированием пороховых газов.

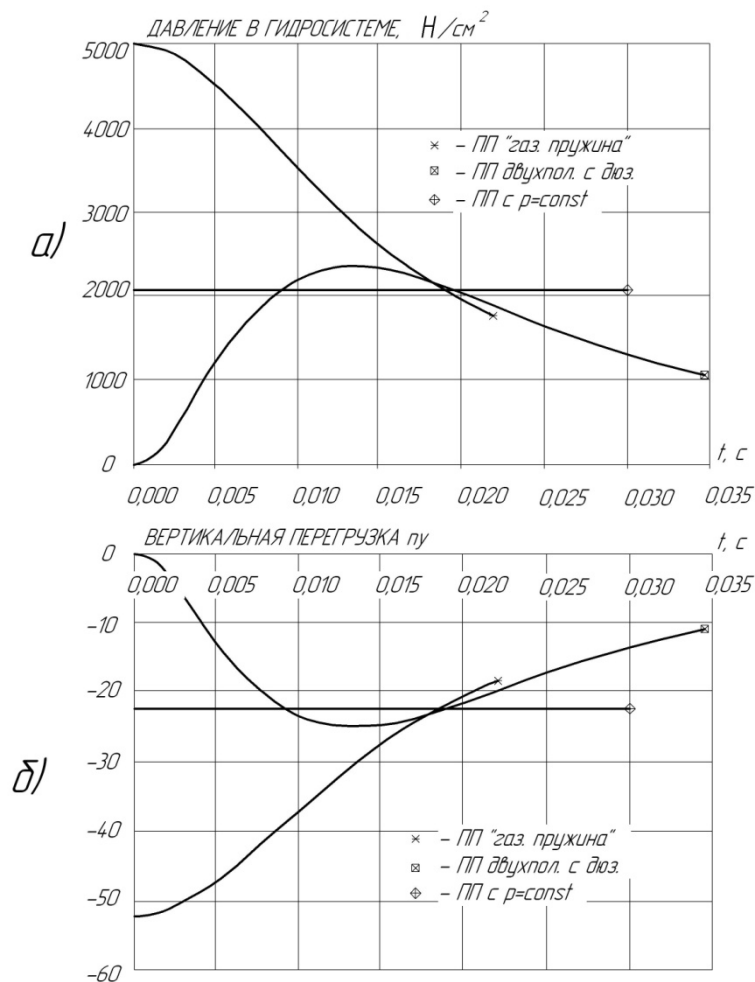


Рис.2. Изменение давления в гидросистеме (а) и перегрузки АГ (б) для различных типов пиропривода

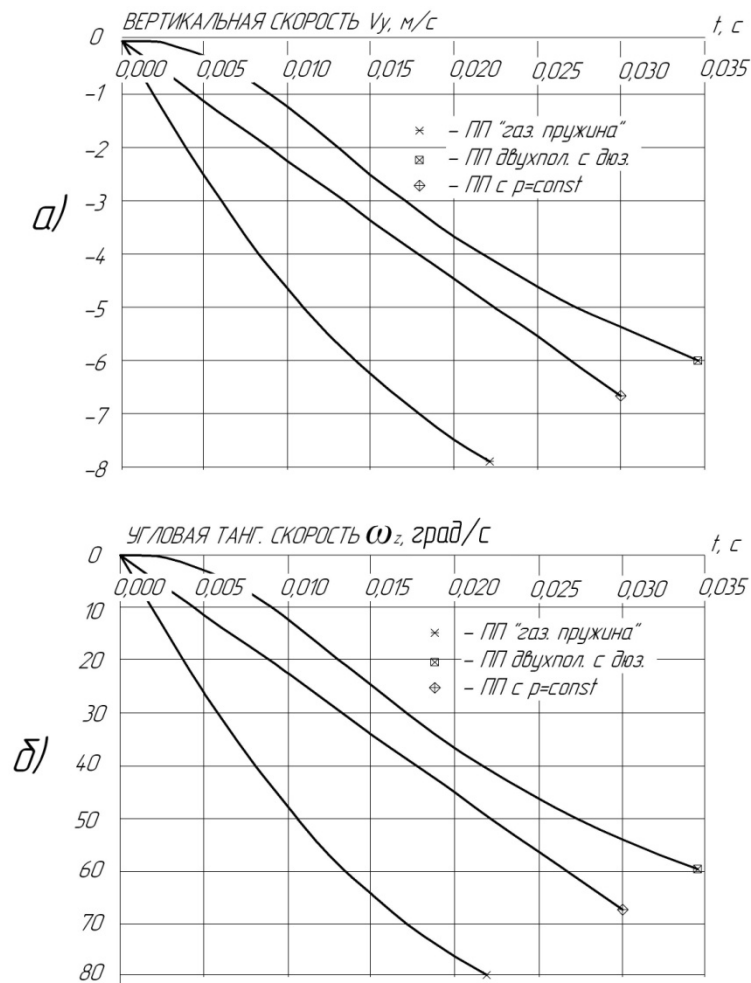


Рис.2. Изменение параметров движения АГ для различных типов пиропривода

Полученными графиками зависимостей наглядно подтверждается преимущество использования двухполостного пиропривода, заключающееся в плавности нарастания давления в системе, перегрузки, вертикальной скорости и угловой скорости АГ по сравнению с пироприводом типа «газовая пружина», в котором изменение характеристик происходит скачкообразно.

Система уравнений газодинамики (28) содержит в составе V_2, \dot{V}_2 выражаемые через переменные s_p и \dot{s}_p , определяемые в соответствии с (15), (16) через переменные интегрирования u_c и θ уравнений механики (11). В свою очередь, усилие $Q(t)$, входящее в уравнения механики (11) через выражения (2), (3) определяется через давление $p_2(t)$ согласно (1): $Q(t) = (p_2(t) - p_a)F_p$.

В формулы (11), через значения для толкающих усилий P_{T1}, P_{T2} выражаемых в свою очередь по формулам (4), (5) входят проходные сечения клапанов-регуляторов f_1, f_2 , являющиеся переменными управляемыми величинами. Автоматическое управление

сечениями f_1, f_2 будем осуществлять путем введения отрицательных обратных связей по скоростям толкателей $\dot{y}_1(t), \dot{y}_2(t)$.

Рассмотрим систему автоматического управления дросселями АСПО с помощью быстродействующего исполнительного механизма с обратной связью по текущим значениям линейных скоростей гидротолкателей $\dot{y}_1(t), \dot{y}_2(t)$. Исходными данными в системе являются желаемые параметры отделения:

- линейная скорость переднего толкателя $\dot{y}_1 = V_{y1}$ (находящегося ближе к ЦМ АГ и в значительной степени формирующим линейную вертикальную скорость АГ);

- конечная угловая скорость АСП $\dot{\theta} = \omega_{z*}$;

- ход переднего толкателя $y_1 = h_1$;

на основе которых, задаются необходимые скорости переднего $u_1(t)$ и заднего $u_2(t)$ толкателей.

Тогда, конечная скорость заднего толкателя должна быть $V_{y2} = \dot{y}_2 = V_{y1} + d\omega_{z*}$, (где d – расстояние между толкателями).

Во многих системах управления на вход подаются ступенчатые постоянные сигналы скоростей толкателей u_1, u_2 , равные конечным значениям скоростей V_{y1}, V_{y2} : $u_1 = V_{y1}$, $u_2 = V_{y1} + d\omega_{z*}$, $d = d_1 + d_2$, которые должны быть отработаны. Однако, учитывая специфику объекта управления системы «УАВ-АГ» такой способ задания скоростей $u_1(t)$ и $u_2(t)$ нежелателен по следующим причинам:

- время достижения реальной скоростью толкателя \dot{y}_1 величины u_1 , а также конечное значение фазовой координаты y_1 при этом неопределенны, поскольку зависят от постоянных времени регуляторов и коэффициентов усиления;

- требуемые скорости катапультирования \dot{y}_1 могут быть достигнуты раньше достижения полного хода катапультирования (когда еще $y_1 < h_1$), что вызовет необоснованно высокие перегрузки АГ, превышающие допустимые;

- низкое качество переходного процесса в случае ступенчатого входного сигнала, когда в максимальной степени проявляются все негативно влияющие колебательные составляющие динамической системы управления, способствующие довольно большой перерегулировке;

- ввиду малой длительности всего процесса ($\sim 0,04$ с) при ступенчатом сигнале может потребоваться необоснованно высокое быстродействие системы управления.

По указанным причинам в качестве скоростей толкателей $u_1(t), u_2(t)$ принимаем линейные зависимости от времени:

$$u_1(t) = a_1 t; \quad u_2(t) = a_2 t \quad (35)$$

где a_i – ускорения толкателей.

В каждый момент времени определяются рассогласования Δ_i между задаваемыми u_1 и u_2 и реальными \dot{y}_1, \dot{y}_2 скоростями толкателей, при этом реальные скорости толкателей \dot{y}_1, \dot{y}_2 определяются интегрированием показаний датчиков линейных ускорений (ДЛУ) \ddot{y}_1, \ddot{y}_2 , установленных на толкателях.

Задающая угловая скорость АГ $\dot{\theta}_u(t)$ также линейна по времени t и может быть определена как

$$\dot{\theta}_u(t) = \frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_1}{d} = \frac{a_2 - a_1}{d} t \quad (36)$$

При этом постоянные a_1, a_2 выражаются через заданные параметры h_1, V_{y1}, ω_{z*} по формулам:

$$a_1 = \frac{V_{y1}^2}{2h_1} \quad (37)$$

$$a_2 = \frac{V_{y1}}{2h_1} (V_{y1} + d\omega_{z*}) \quad (38)$$

При таких значениях a_1, a_2 в конце заданного хода h_1 , который достигается через время t_* , равно:

$$t_* = \frac{V_{y1}}{a_1} = \frac{2h_1}{V_{y1}} \quad (39)$$

достигаются требуемые параметры отделения: линейная скорость переднего толкателя $u_1(t_*) = V_{y1}$ и угловая скорость АСП $\dot{\theta}_u(t_*) = \omega_{z*}$.

Задание плавных зависимостей u_1 делает переходной процесс также более плавным и свободным от вышеуказанных недостатков (в частности, в конце процесса обе фазовые координаты принимают требуемые значения, а сам процесс катапультирования происходит с минимальной перегрузкой).

Рассогласования между задающими и реальными скоростями толкателей определяются как:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= a_1 t - \dot{y}_1 \\ \Delta_2 &= a_2 t - \dot{y}_2 \end{aligned} \quad (40)$$

Сечение каждого регулируемого дросселя f_i устанавливается быстродействующим механизмом путем перемещения золотника x_i пропорционально разности Δ_i , пропущенной через динамический тракт электрогидроусилителя (ЭГУ), характеризуемого некоторой передаточной функцией $W(s)$ [2]:

$$x_i' = W(s)K_{oc}\Delta_i, \quad (i = 1, 2), \quad (41)$$

$$x_i = \begin{cases} x_i', & \text{если } 0 \leq x_i' < x_{imax} \\ x_{imax}, & \text{если } x_i' > x_{imax} \\ 0, & \text{если } x_i' < 0 \end{cases} \quad (42)$$

где x_i' – условное смещение золотника ЭГУ, x_{imax} – максимально возможное смещение золотника ЭГУ, x_i – реальное перемещения золотника; K_{oc} – коэффициент усиления (передачи) по обратной связи.

Величины $K_{oc}\Delta_i$, входящие в выражение (41), подаются в виде управляющего напряжения с коэффициентом усиления K_{oc} на вход двух одинаковых ЭГУ.

На выходе имеем ход золотника x_i , который определяет величину проходного сечения дросселя f_{imax} : $x_{imax} = \frac{f_{imax}}{b}$

где b – ширина окна в гильзе золотника.

Текущее проходное сечение золотника $f_i(t)$ определяется через ход золотника $x_i(t)$ как:

$$f_i(t) = bx_i(t) \quad (43)$$

Если динамические свойства ЭГУ описать звеном второго порядка, когда $W(s) = (T^2s^2 + 2\xi Ts + 1)^{-1}$, тогда условные перемещения золотника x_i' определяются как:

$$T^2\ddot{x}_i' + 2\xi T\dot{x}_i' + x_i' = K_{oc}\Delta_i \quad (i = 1, 2) \quad (44)$$

с учетом ограничений (42) на x_i , где T – постоянная времени колебательного звена ЭГУ, ξ – коэффициент демпфирования колебательного звена ЭГУ, s – параметр преобразования Лапласа.

Переменными интегрирования (обобщенными координатами) являются: перемещение ЦМ АГ y_c , его угол тангажа θ и перемещения золотников x_1, x_2 исполнительных механизмов ЭГУ: $q_1 = y_c$; $q_2 = \theta$; $q_3 = x_1$; $q_4 = x_2$.

$$(45)$$

Через них выражаются все остальные переменные (ходы, скорости и ускорения толкателей):

$$\begin{aligned} y_1 &= y_c - d_1\theta & y_2 &= y_c + d_2\theta \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_c - d_1\dot{\theta} & \dot{y}_2 &= \dot{y}_c + d_2\dot{\theta} \\ \ddot{y}_1 &= \ddot{y}_c - d_1\ddot{\theta} & \ddot{y}_2 &= \ddot{y}_c + d_2\ddot{\theta} \end{aligned} \quad (46)$$

Система дифференциальных уравнений (11), (28), (44) путем введения соответствующих обозначений для переменных: $y = \{y_c, \dot{y}_c, \theta, \dot{\theta}, T_1, p_1, T_2, p_2, x_1, x_2\}^T$ приводится к нормальной форме Коши: $\frac{d\vec{y}}{dt} = \vec{f}(\vec{y})$ и численно интегрируется методом Рунге-Кутты при начальных условиях: $y_c(0) = \dot{y}_c(0) = \theta(0) = \dot{\theta}(0) = 0$; $T_1(0) = T_2(0) = T_a$;

$p_1(0) = p_2(0) = p_a; x_1(0) = x_2(0) = 0$ до тех пор пока значение y_1 , определяемое согласно (46), не достигнет заданной величины h_1 .

Выводы и рекомендации

Для обеспечения безопасности отделения АГ от СН на всех режимах боевого применения целесообразно использовать АСПО с замкнутым контуром управления с обратной связью по линейным скоростям толкателей \dot{y}_1, \dot{y}_2 , которые определяются интегрированием показаний датчиков линейных ускорений \ddot{y}_1, \ddot{y}_2 , установленных на толкателях.

Наиболее существенные падения давления P_{g0} в гидросистеме возникают при прохождении гидросмеси через дроссельные устройства, поэтому моделирование в первом приближении необходимо производить с учетом данной составляющей Δp_i .

Из рассмотрения двух типов пирогидравлического привода: типа «газовая пружина» и «двухполостнойпиропривод», можно сделать вывод о преимуществе использования двухполостногопиропривода, обеспечивающего плавное изменения параметров АСПО: давления в системе, перегрузки, вертикальной скорости и угловой скорости АГ по сравнению с пироприводом типа «газовая пружина», в котором изменение характеристик происходит скачкообразно.

Для улучшения качества процесса управления скоростями гидротолкателей необходимо использовать задающие сигналы в виде временных линейных зависимостей $a_1 t, a_2 t$, с ускорениями толкателей a_1, a_2 , определяемыми требуемыми значениями параметров отделения: линейной вертикальной скорости V_y^k и тангажной скорости ω_z^k АГ, что делает переходной процесс более плавным и проходит с минимальной перегрузкой.

Библиографический список

1. Синицин Н.В. Определение газодинамических параметров пиротехнического привода, оснащенного двумя толкателями // Проблемы безопасности полетов, 2008, №9, с. 43-53.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика // Машгиз, Москва, 1971, 672 с.

Сведения об авторах

Беляев Александр Николаевич, начальник отдела ОАО «ГосМКБ «Вымпел» им. И.И. Торопова», e-mail: Alex_JC@mail.ru