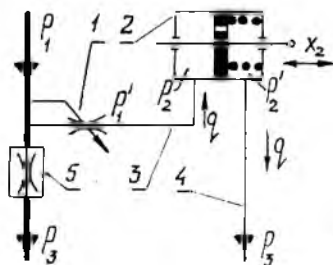


## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЕРВОПРИВОДА

Рассматривается упрощенная динамическая расчетная модель полнопроточного гидравлического сервопривода с присоединенными трубопроводами. Выведена формула для расчета присоединенной массы жидкости, обобщающая известную формулу Залмансона на случай проточного поршневого элемента. Получено условие, при выполнении которого можно пренебречь динамическими свойствами соединительных трубопроводов.

В системах регулирования летательных аппаратов широко применяются гидравлический сервопривод, коэффициент усиления которого  $k = dx_2/dp_1$  пропорционален площади чувствительного элемента исполнительного органа ( $x_2$  - перемещение плунжера исполнительного органа,  $p_1$  - давление на входе в сервопривод).

Сервопривод может быть выполнен непроточным (давление  $p_1$  непосредственно подается на поршневой или мембранный чувствительный элемент), при этом для обеспечения заданного коэффициента усиления может потребоваться чувствительный элемент большой площади.



Р и с. 1. Схема сервопривода: 1 - золотниковый гидросилителем; 2 - поршневой сервоэлемент; 3, 4 - трубопроводы; 5 - гидравлическая нагрузка

С целью уменьшения габаритов при одновременном обеспечении заданного коэффициента усиления используется полнопроточный сервопривод с золотниковым гидросилителем (рис. 1). Конструктивные параметры сервопривода назначаются таким образом, чтобы непроизводительный расход жидкости через регулятор составлял не более 2-3% от расхода в рабочем контуре гидросистемы летательного аппарата. Эффект гидроусиления достигается за счет изменения проходного

сечения  $f_1$  золотника I в зависимости от величины входного давления  $p_1$ . Величина коэффициента усиления золотника  $K_1 = dp_2/dp_1$  ( $p_2$  - давление за золотником) определяется его конструктивными характеристиками:

$$K_1 = \frac{p_{20} - p_{30}}{p_{10} - p_{30}} \left[ 1 + \frac{2x}{f_2} (p_{10} - p_{20}) \sqrt{\frac{p_{10} - p_{20}}{p_{20} - p_{30}}} \right],$$

где  $x = (df_1/dx_1)_0 F_1/C_1$ ,  $p_3$  - давление слива,  $C_1, F_1, x_1$  жесткость пружины, площадь плунжера и ход плунжера золотника,  $f_2$  - площадь жиклера в поршне сервоэлемента 2. Индексом "0" обозначены средние (установившиеся) значения параметров.

Рассматриваемый гидравлический сервопривод может быть использован, например, для поддержания постоянного напора турбонасосного агрегата (золотник I усиливает отклонение  $\delta p_1$  напора от заданного номинального значения и подает усиленный сигнал  $\delta p_2$  на исполнительный элемент 2, шток которого механически связан с газовым клапаном, управляющим подачей газа на турбину ТНА). Для расчета такой системы автоматического регулирования необходимо знать динамические характеристики сервопривода в зависимости от его конструктивных параметров, в частности, от параметров соединительных трубопроводов. Если используемая гидросистема плотно скомпонована, то длины соединительных трубопроводов невелики и можно пренебречь волновыми эффектами по сравнению с основным низкочастотным процессом регулирования. Например, в замкнутом контуре "ТНА - газогенератор - гидравлический сервопривод" реализуются колебания с частотой 3...5 Гц [1].

Однако в соответствии с известной формулой Залмансона [2] присоединенная к поршню масса жидкости пропорциональна квадрату отношения площади поршня  $F$  к площади проходного сечения трубопровода  $f$ :

$$m = \frac{F^2}{f^2} m_{ж}, \quad (1)$$

где  $m_{ж}$  - масса жидкости в трубопроводах. Эта величина может существенно повлиять на динамические характеристики всей регулируемой гидросистемы.

Формула (I) справедлива только для непроточного поршневого элемента и не может быть использована для анализа исследуемого проточного сервопривода. Поэтому необходимо получить формулу, аналогичную (I), но справедливую для проточного поршня, а также оценить влияние присоединенных трубопроводов на все коэффициенты передаточной функции  $W(s) = \delta x_2(s) / \delta q(s)$  сервопривода. Символ  $\delta$  означает малое отклонение параметра от своего среднего значения.

Для определения передаточной функции сервопривода запишем систему линеаризованных уравнений (в операторной форме). Уравнение расхода через золотник I имеет вид

$$\delta q = \beta \delta p_1 + \alpha_1 (\delta p_1 - \delta p_1'), \quad (2)$$

где  $\beta = q_0 / F_{10}$ ,  $\alpha_1 = 0,5 q_0 / (P_{10} - P_{20})$ ,  $\delta F_1 = \alpha \delta p_1$ .

Уравнение соединительного трубопровода 3 запишем в виде

$$\delta p_1' - \delta p_2 = b_1 s \delta q, \quad (3)$$

где  $b_1 = \rho \ell_1 / F$ . Гидросопротивление трубопроводов 3 и 4 относительно к жиклеру  $F_2$  в поршне сервоэлемента 2. Уравнение движения поршня запишется так:

$$c_2 \delta x_2 = F (\delta p_2 - \delta p_2') \quad (4)$$

(собственной массой поршня пренебрегаем по сравнению с присоединенной массой жидкости). Уравнение неразрывности потока жидкости через сервопривод после линеаризации примет вид

$$\delta q = \alpha_2 (\delta p_2 - \delta p_2') + F s \delta x_2, \quad (5)$$

где  $\alpha_2 = 0,5 q_0 / (P_{20} - P_{30})$ . Уравнение сливного трубопровода 4 запишем аналогично (3), учитывая, что давление слива  $P_3$  постоянно:

$$\delta p_2' = b_2 s \delta q \quad (b_2 = \rho \ell_2 / F). \quad (6)$$

Решая систему уравнений (2)–(6), получаем искомую передаточную функцию сервопривода

$$W(s) = \frac{\delta x_2(s)}{\delta p_1(s)} = \frac{\kappa}{T_m^2 s^2 + T_v s + 1}, \quad (7)$$

где  $\kappa = \kappa_1 F / C_2$ ,  $T_m = \sqrt{m/C_2}$ ,  $T_v = \delta_v / C_2 + \tau$ .

В соответствии с (2)–(6) присоединенная к проточному поршню масса жидкости  $m$  определяется выражением

$$m = \frac{F^2}{f^2} \frac{p_{20} - p_{30}}{p_{10} - p_{30}} m_{\text{ж}}, \quad (8)$$

где  $m_{\text{ж}} = \rho (\ell_1 + \ell_2) f$  – масса жидкости в трубопроводах. В частности, если поршень непроточный, то  $p_{20} = p_{10}$  и формула (8) совпадает с известным выражением (I).

Постоянная времени  $T_v$  характеризует величину гидравлического демпфирования поршня сервоэлемента. Коэффициент гидравлического демпфирования

$$\delta_v = \frac{F^2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (9)$$

определяется площадью поршня и гидросопротивлением проточной части сервопривода. Второе слагаемое  $\tau$ , входящее в выражение для  $T_v$ , зависит от характеристик соединительных трубопроводов:

$$\tau = \alpha_3 (\delta_1 + \delta_2), \quad (10)$$

где  $\alpha_3 = 0,5 q_0 / (p_{10} - p_{30})$ .

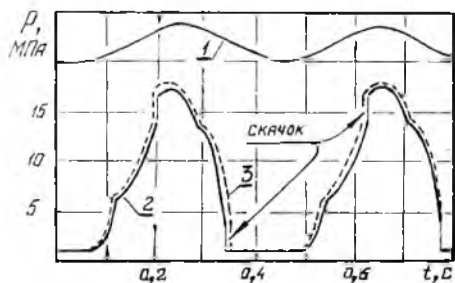
Следует отметить, что в проточном сервоприводе присоединенная масса жидкости, вычисленная в соответствии с (8), несколько меньше, чем в непроточном поршневом элементе. Оценка влияния присоединенной массы жидкости на динамику сервопривода выполняется на основании известного критерия аperiodичности: если  $2 T_m \ll T_v$ , то постоянной времени  $T_m$  можно пренебречь по сравнению с  $T_v$ . Следовательно, динамические свойства рассматриваемого сервопривода определяются не абсолютным значением присоединенной к поршню массы жидкости, а соотношением постоянных времени передаточной функции (7).

Предложенная математическая модель сервопривода основана на

уравнении неразрывности (5), которое в исходной (нелиinearизованной) форме имеет вид

$$q = q_2 + F \frac{dx}{dt}, \quad (II)$$

где  $q$  - расход через золотник 1,  $q_2$  - расход через жиклер в поршне сервоэлемента 2. В соответствии с (II) внезапные остановки поршня 2 (при ударе плунжера об ограничитель хода) должны приводить к скачкообразному изменению расхода и к соответствующему изменению давления  $p_2$  перед поршнем. Для проверки указанного предположения на вход сервопривода подавался гармонический сигнал  $p_1(t)$ , амплитуда которого была подобрана таким образом, чтобы поршень сервоэлемента работал в режиме полного хода. В проведенных экспериментах зафиксированы скачки давления  $p_2$  в моменты остановок поршня 2 при соударении его с механическими ограничителями хода (рис. 2). На рис. 2 показан также теоретически



Р и с. 2. Колебания давления в сервоприводе: 1 - давление  $p_1$ ; 2 - давление  $p_2$  (эксперимент); 3 - давление  $p_2$  (расчет)

рассчитанный (методом Рунге-Кутты) отклик сервопривода на использованный в эксперименте гармонический входной сигнал. В расчете использовано уравнение неразрывности (II). Влияние соединительных трубопроводов ( $l = 1$  м, диаметр трубопроводов 8 мм) в расчете не учтено, так как выполняется условие аperiodичности  $2T_m \ll T_v$ .

1. Есин В.И., Короткий В.А., Кузнецова В.Ф. Стабилизация параметров автономного источника питания //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. С. 35-43.

2. Залманзон Л.А. Замечание о влиянии жидкости в каналах на величину приведенной массы подвижных частей гидравлического регулятора //Автоматика и телемеханика. 1956. № 3. С. 274-275.

УДК 621.3.019.3

А.М.Мальшев

АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ  
МОДЕЛЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СРЕДСТВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ  
С РЕЗЕРВИРОВАННЫМ АВИАЦИОННЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Излагается алгоритм формализованного построения граф-моделей взаимодействия при периодическом диагностировании идеальных средств диагностирования (*СрД*) с резервированным авиационным оборудованием, которое представляет собой совокупность  $n$  однотипных структурных единиц (*СЕ*) и требует для своего нормального функционирования  $m$  работоспособных *СЕ*,  $m \leq n$ . В процессе взаимодействия с оборудованием *СрД* решают задачи определения (контроля) работоспособности и поиска дефектов. Восстановление отказавших *СЕ* - полностью ограниченное. Алгоритм основан на переборе элементов векторов-строк, вводимых для каждого  $k$  -го числа отказавших *СЕ*, с последующей корректировкой, определяемой стратегией восстановления отказавших *СЕ*.

На эффективность авиационного оборудования (АО) в большой степени влияет его надежность. Для того, чтобы можно было оценить надежность АО в период использования, необходимо знать его

---

Динамические процессы в установках ЛА. Куйбышев, 1990

---