

тических установках летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 5-10.

2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1977. - 416 с.

3. Теория автоматического управления /Под ред. А.А.Воронова. Ч. I. - М.: Высшая школа, 1977. - 288 с.

УДК 621.452:681.521.34

А.Г.Гимадиев, Е.В.Шахматов, А.Н.Крючков

### ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

Гидравлические регуляторы (клапаны) постоянного давления (КЦД) являются одними из основных элементов систем гидроавтоматики, склонных к неустойчивой работе /1,2/. Обеспечение устойчивой работы системы с КЦД (рис. 1) является важным фактором повышения ее надежности. Повышение устойчивости только за счет демпфирования подвижного золотника часто ограничено требованием по его быстрдействию, поэтому разрабатываются специальные корректирующие устройства (КУ), устанавливаемые в соединительных гидравлических цепях /3/. Рассмотрим выбор параметров таких КУ для обеспечения устойчивости КЦД.

Расчетная модель КЦД базируется на следующих уравнениях, записанных в операторной форме /2/:

$$(\bar{s}^2 + \bar{c}_d \bar{s} + 1)\bar{x} = K_1 \bar{p}_3 - K_3 \bar{p}_2;$$

$$\bar{q}_1 = K_3 \bar{q}_2 + K_4 \bar{q}_3;$$

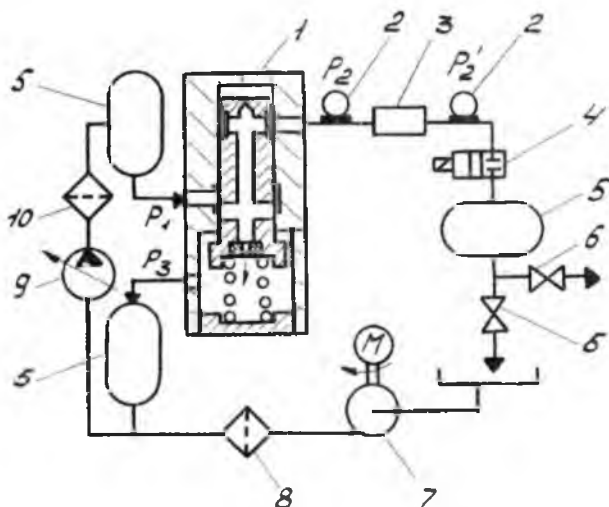
$$\bar{q}_3 = K_5 \bar{q}_{2к} + K_6 \bar{s} \bar{x};$$

$$\bar{q}_1 = \bar{x} + K_7 \bar{p}_1 - K_8 \bar{p}_2;$$

$$\bar{q}_{2к} = K_9 \bar{p}_2 - K_{10} \bar{p}_3,$$

(1)

где  $\bar{x}$  - относительное перемещение золотника КЦД;  $\bar{p}_i$ ,  $\bar{q}_i$  - относительные отклонения давления и объемного расхода в магистралях



Р и с. 1. Схема экспериментальной установки с клапаном постоянного давления: 1 - клапан постоянного давления; 2 - датчик давления типа ЛХ-412/60; 3 - корректирующее устройство; 4 - электромагнитный клапан МКГ-200; 5 - емкость; 6 - вентиль; 7 - электроприводной центробежный насос; 8 - фильтр низкого давления; 9 - гидравлический насос высокого давления; 10 - фильтр высокого давления

высокого давления ( $\dot{V} = 1$ ), регулируемого (постоянного) давления ( $\dot{V} = 2$ ) и слива ( $\dot{V} = 3$ );  $\overline{f_{\text{жс}}}$  - относительное отклонение расхода через жиклер золотника в изображениях по Лапласу. Коэффициенты уравнений (1) определяются по формулам

$$K_9 = \frac{K_{\text{тп}} + R_3 F_k^2 + K_r}{\sqrt{m C_{\text{лп}}}}; \quad K_1 = \frac{F_k p_{30}}{x_0 C_{\text{лп}}}; \quad K_2 = \frac{F_k p_{20}}{x_0 C_{\text{лп}}};$$

$$K_3 = \frac{Q_{20}}{Q_{10}}; \quad K_4 = \frac{Q_{30}}{Q_{10}}; \quad K_5 = \frac{Q_{\text{жс}0}}{Q_{30}};$$

$$K_6 = \frac{F_k x_0 \sqrt{C_{\text{лп}}}}{Q_{30} \sqrt{m}}; \quad K_7 = \frac{p_{10}}{2(p_{10} - p_{20})}; \quad K_8 = \frac{p_{20}}{2(p_{10} - p_{20})};$$

$$K_9 = \frac{P_{20}}{2(P_{20} - P_{30})}; \quad K_{10} = \frac{P_{30}}{2(P_{20} - P_{30})}; \quad \bar{S} = \sqrt{\frac{m}{C_{np}}} S,$$

где  $\bar{S}$  - оператор Лапласа;  $m$  - приведенная масса золотника и пружины;  $F_k$  - площадь торца золотника;  $K_{ГР}$  - коэффициент вязкого трения золотника о втулку;  $K_r$  - коэффициент влияния гидродинамической силы;  $C_{np}$  - жесткость пружины;  $R_3$  - гидравлическое сопротивление по зазору на демпфирующем пояске золотника. Индексом "0" обозначены средние (установившиеся) значения параметров.

Устойчивость КЦД зависит как от конструктивных параметров клапана, так и от характеристик присоединенных к нему гидравлических цепей. Причем, как показано в работе /2/, наибольшее влияние на устойчивость КЦД оказывает магистраль регулируемого (постоянного) давления, а самыми неблагоприятными являются нагрузки емкостного типа. В связи с этим рассмотрим систему, состоящую из КЦД, динамически нагруженного по магистрали постоянного давления емкостью. Характеристическое уравнение замкнутой системы в этом случае имеет вид

$$Z_2'(\bar{S}) + Z_{2H}(\bar{S}) = 0, \quad (2)$$

где

$$Z_{2H}(\bar{S}) = \frac{1}{\bar{C}_r \bar{S}}; \quad \bar{C}_r = \frac{V P_{20} \sqrt{C_{np}}}{\rho a^2 D_{20} \sqrt{m}};$$

$V$  - объем присоединенной полости;  $\rho, a$  - плотность и скорость звука в рабочей жидкости;  $Z_2'(\bar{S}) = -Z_2(\bar{S})$ . Величина  $Z_2(\bar{S})$  определяется согласно /2/ по формуле

$$Z_2(\bar{S}) = \left\{ \frac{Y_{12} [Y_{23}(Y_{33} + Z_3^{-1}) - Y_{31} Y_{23}] + Y_{32} [Y_{23}(Y_{11} + Z_1^{-1}) - Y_{13} Y_{23}]}{(Y_{11} + Z_1^{-1})(Y_{33} + Z_3^{-1}) - Y_{23} Y_{32}} \cdot Y_{22} \right\}^{-1} \quad (3)$$

где  $Z_1, Z_3$  - входные импедансы присоединенных к КЦД гидравлических цепей высокого давления и слива;  $Y_{mn}$  - операторные коэффициенты, зависящие от конструктивных и режимных параметров КЦД, полученные из уравнений (I).

Из параметров КЦД наибольшее влияние на устойчивость системы оказывает коэффициент демпфирования  $\bar{\nu}_g$ . Для оценки влияния  $\bar{\nu}_g$  на устойчивость системы рассмотрим характеристическое уравнение (2), которое при  $Z_1 = 0$  и  $Z_3 = 0$  принимает вид

$$\frac{1}{K_3} \frac{1}{(K_8 + K_4 K_5 K_9 + \frac{K_2 + K_2 K_4 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \bar{\nu}_g \bar{S} + 1})} + \frac{1}{C_r \bar{S}} = 0. \quad (4)$$

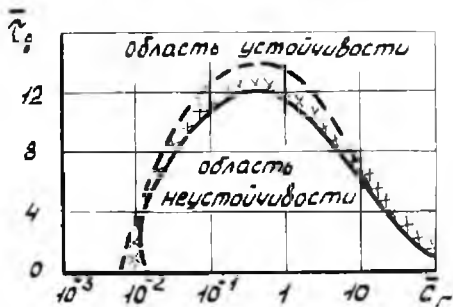
Из уравнения (4) следует

$$a_0 \bar{S}^3 + a_1 \bar{S}^2 + a_2 \bar{S} + a_3 = 0, \quad (5)$$

где  $a_0 = \bar{C}_r$ ;  $a_1 = \bar{C}_r \bar{\nu}_g + (K_8 + K_4 K_5 K_9)/K_3$ ;

$$a_2 = \bar{C}_r + \bar{\nu}_g \frac{K_2 + K_4 K_5 K_9}{K_3} + \frac{K_2}{K_3} K_4 K_6; \quad a_3 = \frac{K_2 + K_8 + K_4 K_5 K_9}{K_3}.$$

Условие устойчивости по критерию Гурвица ( $a_0 > 0$ ;  $a_1 > 0$ ;  $(a_1 a_2 - a_0 a_3) > 0$ ) позволяет построить границу устойчивости системы в плоскости параметров  $\bar{\nu}_g, \bar{C}_r$  (рис. 2),



Р и с. 2. Граница устойчивости системы с КЦД в плоскости параметров

не представляется возможным.

Из рис. 2 видно, что при  $\bar{\nu}_g > 12$  система устойчива при любом значении  $\bar{C}_r$ . Однако сильное демпфирование (увеличение  $\bar{\nu}_g$ ) снижает чувствительность КЦД и приводит к снижению быстродействия в целом. Кроме того, на практике стремятся к повышению чувствительности КЦД, т.е. уменьшают величину  $\bar{\nu}_g$ , следовательно, добиться устойчивой его работы только за счет изменения конструктивных параметров ( $\bar{\nu}_g$ ) зачастую

В этом случае для обеспечения устойчивости системы с КЦД рекомендуется в магистраль постоянного давления устанавливать КУ. Выбор параметров КУ можно осуществить, построив границу устойчивости системы в соответствии с выражением /3/

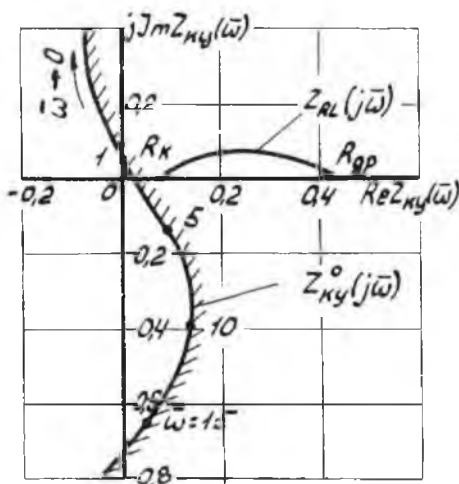
$$Z_{ку}^0(j\bar{\omega}) = [Z_2(j\bar{\omega}) + Z_{2H}(j\bar{\omega})], \quad (6)$$

где  $Z_{ку}^0(j\bar{\omega})$  - граничное значение импеданса корректирующего устройства.

По выражению (6) с учетом (2) и (3) рассчитана граница Д-разбиения плоскости  $Z_{ку}(j\bar{\omega})$  (рис. 3).

Из рис. 3 ясно, что для обеспечения устойчивости системы с КЦД достаточно выбрать КУ активного типа, например, в виде дросселирующего элемента. Причем, чем больше относительное сопротивление дросселирующего элемента  $R_{\bar{\omega}p}$ , тем больше запас устойчивости системы. Однако с ростом  $R_{\bar{\omega}p}$  снижается быстродействие системы по передаче полезного сигнала. Поэтому для увеличения запаса устойчивости системы при одновременном удовлетворении требования по быстродействию целесообразно использовать КУ в виде акустического  $RL$  - фильтра /4/, импеданс которого определяется по формуле

$$Z_{RL}(j\bar{\omega}) = \frac{R_{\bar{\omega}p}(R_k + j\bar{\omega}L_k)}{R_{\bar{\omega}p} + R_k + j\bar{\omega}L_k}, \quad (7)$$



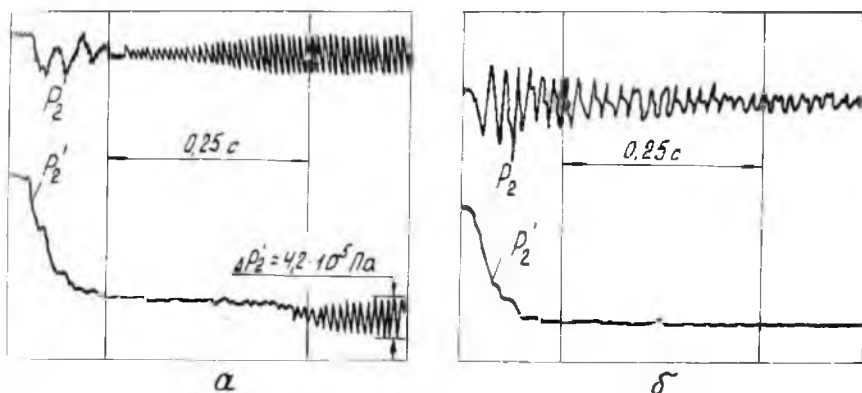
Р и с. 3. Граница устойчивости системы в плоскости  $Z_{ку}(j\bar{\omega})$

где  $R_K$  - гидравлическое сопротивление индуктивного канала;  $L_K$  - акустическая индуктивность канала.

Для низкочастотных полезных сигналов сопротивление  $R_L$  -фильтра мало и определяется в основном величиной  $R_K$ , а с ростом частоты величина  $|Z_{RL}(j\omega)|$  возрастает до значения  $R_{\partial p}$  (рис. 3), что обеспечивает высокое быстродействие и устойчивую работу системы.

С целью проверки правильности полученных теоретических результатов проведены экспериментальные исследования на установке, принципиальная схема которой показана на рис. 1. Для оценки устойчивости и быстродействия системы с КЦД проводилось осциллографирование регулируемого (постоянного) давления на выходе из КЦД ( $p_2$ ) и на входе в емкость 5 ( $p_2'$ ) во время переходных процессов (при включении электромагнитного клапана МКТ-200). Нагрузками для клапана постоянного давления являлись: по магистрали высокого давления - трубопровод длиной 0,5 м с фильтром 10 ( $V_7 = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ); по магистрали слива - трубопровод  $d_{y6}$  длиной 0,5 м с фильтром 8 ( $V_3 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ). По линии регулируемого давления к клапану подсоединялась через короткий трубопровод ( $L_{TP} = 0,15 \text{ м}$ ) емкость 5 объемом  $V_2 = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . Средние значения давлений в магистралях поддерживались на следующих уровнях:  $p_{10} = 80 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $p_{30} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $p_{20} = 20 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . В результате экспериментов установлено, что без КУ система работает неустойчиво. Причем, при закрытии электроклапана КЦД работает устойчиво, а в момент открытия МКТ-200 уже на переходном режиме возникают колебания давления  $p_2$  (рис. 4,а) с частотой  $f \approx 135 \text{ Гц}$ , амплитуда которых устанавливается на определенном уровне ( $A_{p_2} \approx 2,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ), что свидетельствует о неустойчивой работе системы. При установке КУ в виде  $R_L$  -фильтра на выходе из КЦД (см. рис. 1) система работает устойчиво (рис. 4,б) и возникающие во время переходного процесса колебания быстро затухают. Из анализа кривых переходных процессов в системе без КУ и с  $R_L$  -фильтром (рис. 4) следует, что введение корректирующего устройства практически не снижает быстродействия системы.

Таким образом, для обеспечения устойчивой работы гидравлических регуляторов давления при сохранении требуемого быстродействия систем могут быть использованы малогабаритные корректирующие устройства в виде акустического  $R_L$  -фильтра.



Р и с. 4. Осциллограммы колебаний давления в системе с КПД на переходном режиме: а - без КУ; б - с КУ в виде  $RL$ -фильтра

#### Библиографический список

1. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. - М.: Машиностроение, 1973. - 352 с.
2. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Об оценке влияния характеристик присоединенных цепей на устойчивость гидравлических регуляторов //Машиноведение, 1984, № 4. - С. 33-38.
3. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Об определении характеристик корректирующих устройств, обеспечивающих устойчивость гидромеханических цепей систем управления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 10-21.
4. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчет частотных характеристик гасителей колебаний в виде акустического  $RL$ -фильтра низких частот //Изв. вузов. Машиностроение, 1983, № 8. - С. 88-92.