

Е. В. Шахматов

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ  
ДЛЯ ПОДАВЛЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ  
В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

Теоретически обоснованы условия выбора параметров корректирующих устройств, обеспечивающих гарантированное подавление как вынужденных колебаний рабочей среды, так и колебаний, обусловленных неустойчивой работой регуляторов в гидравлических цепях систем управления.

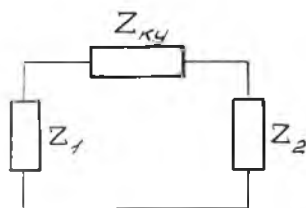
Возникающие в гидравлических цепях систем управления (СУ) колебательные процессы являются одной из серьезных причин снижения надежности их функционирования. Для систем управления, например авиационных ГТД, характерно возникновение как вынужденных колебаний рабочей среды, так и колебаний, обусловленных неустойчивой работой отдельных контуров системы [1, 2]. Причем ввиду сложной структуры СУ определить причину и источник колебаний (вынужденные или самовозбуждающиеся) зачастую бывает затруднительно. Однако известно, что эффективным средством подавления как вынужденных колебаний, так и колебаний, обусловленных неустойчивой работой системы, являются корректирующие устройства (КУ) в виде специальных гасителей колебаний [1-5]. Известные методики позволяют выбирать параметры корректирующих устройств отдельно для случая вынужденных колебаний и для случая обеспечения устойчивости системы [1, 2]. Поэтому целесообразно определить условия выбора параметров корректирующих устройств, обеспечивающих гарантированное устранение повышенных колебаний рабочей среды в гидравлических цепях СУ в случае неизвестного механизма возникновения этих колебаний.

Рассмотрим эквивалентную схему гидравлической цепи СУ, в которую последовательно установлено корректирующее устройство для устранения повышенных колебаний жидкости (рис. 1). Как показано в работе [1], при подавлении вынужденных колебаний в СУ эффектив-

---

Динамические процессы в установках ЛА. Мухомов, 1990.

---



ность действия КУ (гасителя колебаний) оценивается коэффициентом коррекции  $K_K$ , величина которого не зависит от места расположения источника колебаний (в левой части системы или в правой) и имеет вид

$$K_K(s) = 1 + \frac{Z_{KY}(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)}, \quad (I)$$

где  $Z_1(s), Z_2(s)$  - входные импедансы соответственно левой и правой частей системы, выраженные в операторной

форме;  $Z_{KY}(s)$  - импеданс корректирующего устройства (гасителя колебаний);  $s$  - оператор Лапласа.

Из уравнения (I) следует, что импеданс КУ (гасителя) может быть определен по формуле

$$Z_{KY}(s) = [Z_1(s) + Z_2(s)] [K_K(s) - 1]. \quad (2)$$

Причем для гарантированного подавления вынужденных колебаний в требуемом диапазоне частот  $[\omega_1, \omega_2]$  модуль импеданса гасителя должен быть

$$|Z_{KY}(j\omega)| \geq |Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)| |K_K(j\omega) - 1|. \quad (3)$$

Если перейти от  $K_K(j\omega)$  к коэффициенту вносимого затухания [1]  $K_{BH} = |K_K(j\omega)|$ , который, в частности, можно рассматривать как числовую характеристику [4], равную отношению амплитуд колебаний давления в соответствующем сечении гидравлической цепи до и после установки КУ, то выражение (3) примет вид

$$|Z_{KY}(j\omega)| \geq |Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)| |K_{BH} - 1|, \quad (4)$$

где величина  $K_{BH}$  будет иметь числовое значение, характеризующее степень снижения уровня колебаний в системе. В том случае, когда колебания рабочей среды в магистралях СУ возникают вследствие ее неустойчивой работы, импеданс корректирующего устройства, соответствующий границе устойчивости, определяется соотношением [2]

$$Z_{KY}(s) = -[Z_1(s) + Z_2(s)]. \quad (5)$$

Для типовых систем управления, как показано, например, в литературе [2, 3, 5], обеспечить устойчивую работу можно с помощью корректирующих устройств, согласующих динамические характеристики левой ( $Z_1(s)$ ) и правой ( $Z_2(s)$ ) частей системы путем выбора импеданса КУ из условия равенства волновому сопротивлению магистрали [4]. Это приводит к некоторому увеличению гидравлического сопротивления магистрали и разрыву акустических связей между динамически взаимосвязанными частями системы. Устойчивость СУ может быть обеспечена с помощью корректирующих устройств активного типа и при  $Z_{KY}$ , который меньше волнового сопротивления магистрали, если активная составляющая  $Re Z_{KY}(j\omega)$  имеет достаточную величину [2, 3, 5] ( $Re Z_{KY}(j\omega) > Re[Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)]$ ). А поскольку для таких КУ на относительно высоких частотах подавляемых колебаний  $[\omega_1, \omega_2] Re Z_{KY} \approx |Z_{KY}(j\omega)|$ , то в соответствии с уравнением (5) условие выбора параметров КУ для обеспечения устойчивости будет иметь вид

$$|Z_{KY}(j\omega)| > |Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)|. \quad (6)$$

Из сравнения выражений (4) и (6) видно, что осуществляя выбор параметров КУ по условию (4) при  $K_{KH} > 2$ , можно гарантировать устранение повышенных колебаний рабочей среды в СУ как в случае вынужденных колебаний, так и в случае колебаний, обусловленных неустойчивой работой системы.

Для решения указанной проблемы в системах управления целесообразно использовать малогабаритные гасители типа акустического  $RL$ -фильтра низких частот [3, 4, 5, 6] (рис. 2). Импеданс  $RL$ -фильтра определяется по формуле [6]

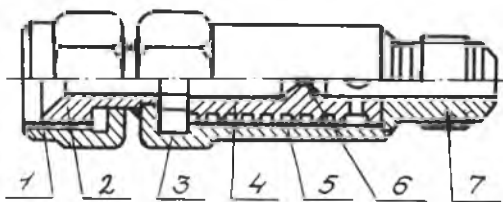
$$Z_{RL} = \frac{R_{\partial p} R_K + j\omega R_{\partial p} L_K}{(R_{\partial p} + R_K) + j\omega L_K},$$

где  $R_{\partial p}$ ,  $R_K$  - гидравлические сопротивления дросселирующего элемента и индуктивного канала;  $L_K$  - акустическая индуктивность канала. Как показано в [7], в диапазоне относительно высоких частот подавляемых колебаний  $\omega \in [\omega_1, \omega_2]$  величина  $|Z_{RL}|$  может быть определена по следующей зависимости:

$$|Z_{RL}|_{\beta} > \sup |Z_{\Sigma}|_{\omega \in [\omega_1, \omega_2]} \left[ \sqrt{K_{\text{вн.тр}}^2 - \sin^2 \alpha \omega \operatorname{tg} \bar{\omega}_2} - \cos \alpha \omega \operatorname{ctg} \bar{\omega}_2 \right],$$

$$\text{где } |Z_{\Sigma}| = \left[ |Z_1|^2 + |Z_2|^2 + 2|Z_1||Z_2| \cos(\varphi_1 - \varphi_2) \right]^{1/2};$$

$K_{\text{вн.тр}}$  - требуемое значение коэффициента вносимого затухания;  
 $\bar{\omega} = \omega / \omega_1$ ,  $\bar{\omega}_2 = \omega_2 / \omega_1$ ,  $\omega_1, \omega_2$  - граничные значения диапазона частот подавляемых колебаний.



Р и с. 2. Конструктивная схема акустического  $RL$  - фильтра: 1 - гайка; 2 - шайба; 3 - корпус; 4 - втулка; 5 - винтовой канал; 6 - жиклер; 7 - штуцер

Определив (при заданных значениях  $K_{\text{вн.тр}} > 2$  и  $\bar{\omega}_2$ ) величину  $|Z_{RL}|_{\beta}$ , можно вычислить значение  $R_{\text{др}}$  с учетом того, что  $R_{\text{др}} = \omega_1 L_k$ ,  $R_k \ll R_{\text{др}}$  и  $R_k \ll \omega_1 L_k$  [6]:

$$R_{\text{др}} \gg \sqrt{2} |Z_{RL}|_{\beta} \sup |Z_{\Sigma}|_{\omega \in [\omega_1, \omega_2]}.$$

Зная  $R_{\text{др}}$ , легко определить и акустическую индуктивность канала  $L_k = R_{\text{др}} / \omega_1$ . Сопротивление канала  $R_k$  определяется из условия сохранения заданного качества регулирования (быстродействия) системы [1]

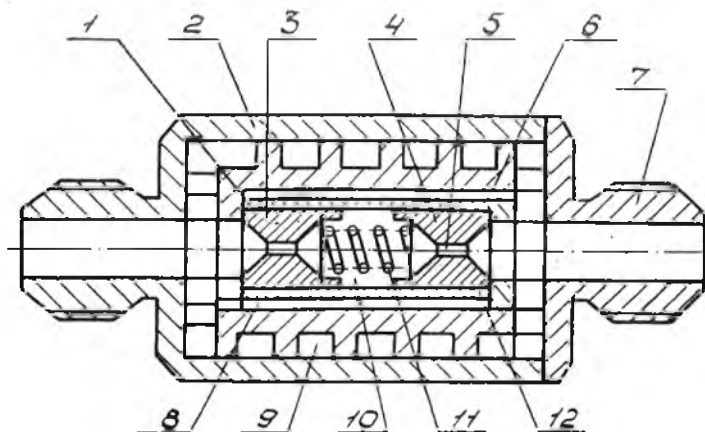
$$K_{\text{вн}} \leq K_{\text{вн.доп}} \text{ при } \omega \in [0, \omega_{\text{др}}],$$

где  $K_{\text{вн}}$ ,  $K_{\text{вн.доп}}$  - фактический и допустимый коэффициенты вносимого затухания;  $\omega_{\text{др}}$  - граничная частота пропускания полезного сигнала.

Задавись величиной  $K_{\text{вн.доп}}$  [1], определим сопротивление канала

$$R_K \leq \left\{ \left[ (K_{\text{вн. доп}} - 1) \ln f / Z_{\Sigma} \mid \omega \in [\omega_0, \omega_{\text{пр}}] \right]^2 - \omega_{\text{пр}}^2 L_K^2 \right\}^{1/2}$$

Малогобаритный акустический  $R_L$ -фильтр, инерционное сопротивление которого реализовано в виде винтового канала (рис. 2), не всегда на переходных режимах работы системы может удовлетворять условиям заданного быстродействия передачи полезных сигналов. В этом случае рекомендуется использовать специальную конструкцию  $R_L$ -фильтра [8] (рис. 3). Во время переходного процесса в системе с таким гасителем на нем увеличивается перепад давления и превышает заданную величину. Под действием повышенного перепада давления поршень 3 (или 4, в зависимости от знака перепада давления стационарного потока), открывая отверстие I (или II), осуществляет дополнительный к основному потоку перепуск жидкости по продольному пазу 6 (или 8), что снижает гидравлическое сопротивление КУ и повышает быстродействие системы. По окончании переходного процесса поршень 3 (или 4) занимает исходное положение, соответствующее максимальной эффективности подавления колебаний. Движение поршней 3 и 4 происходит плавно, без забросов и колебаний, благодаря наличию демпфирующей полости 10.



Р и с. 3. Конструктивная схема  $R_L$ -фильтра:  
 1, 12 - отверстия; 2 корпус; 3, 4 - поршень;  
 5 - дроссель (жиклер); 6, 8 - продольные пазы;  
 7 - штуцер; 9 - винтовой канал; 10 - демпфирующая полость; 11 - пружина

Изложенная методика позволяет определять параметры корректирующих устройств, в частности акустического  $RL$ -фильтра, обеспечивающие гарантированное подавление как вынужденных, так и самовозбуждающихся колебаний рабочей среды в гидравлических системах управления.

#### Библиографический список

1. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Об эффективности действия гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления //Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1986. № 4. С. 147-154.

2. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Об определении характеристик корректирующих устройств, обеспечивающих устойчивость гидравлических цепей систем управления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. С.10-21.

3. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления //Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 4. С. 127-133.

4. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.

5. 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.

6. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Шахматов Е.В. Обеспечение устойчивости гидравлических регуляторов давления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. С. 13-19.

7. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Выбор обобщенных параметров гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления //Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 2. С. 149-155.