

Шахматов Е.В.
Шорин В.П.
Чубенко Т.А.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева,
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086.

Самарский федеральный
исследовательский центр Российской
академии наук,
Студенческий пер., д. 3А,
г. Самара, 443001.

shakhmatovev@mail.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С КЛАПАНАМИ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

В данной статье были определены теоретические зависимости для построения границ устойчивости системы. Проведён анализ влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость клапана постоянного давления. Для подтверждения установленных теоретических зависимостей были проведены экспериментальные исследования клапана с соответствующими граничными условиями. В результате получены осциллограммы испытаний клапана при различных присоединённых магистралях.

Ключевые слова: устойчивость системы; клапан постоянного давления; RL – фильтр; дросселирующий элемент

1 Введение

Гидромеханические системы управления (СУ) являются одними из важнейших частей многих технических устройств. От устойчивой работы гидромеханических СУ зависит величина расходных и выходных характеристик (тяга, мощность, количество оборотов). Поэтому для уменьшения колебаний системы, в следствие воздействия внешних сил, зачастую используют различные гасители колебаний. В данной работе, в качестве гасителей колебаний, рассматриваются акустический RL -фильтр и дросселирующий элемент. Для определения границ устойчивости были получены теоретические зависимости, которые подтверждены результатами экспериментальных исследований системы с клапаном постоянного давления.

2 Определение теоретических зависимостей

В данной работе исследуется система, состоящая из подводящего участка, регулятора и отводящего участка. При этом регулятор рассматривается как шестиполусник.

Анализ структуры широкого класса гидромеханических систем управления [1, 2] показывает, что в них можно выделить три характерные цепи: высокого давления, управления (регулируемого давления) и слива. Практически любой агрегат (регулятор) системы управления связан со всеми тремя указанными цепями, поэтому в общем случае агрегаты представляются в виде шестиполусников [3, 4] (рисунок 1).

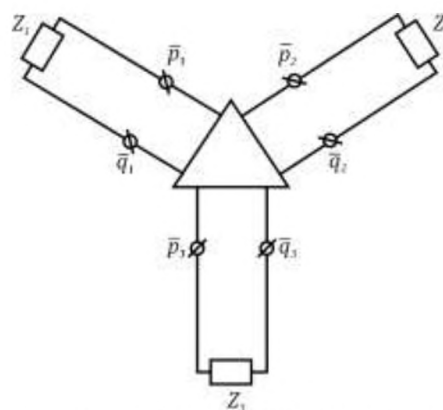


Рисунок 1. Схема агрегата СУ, представленного в виде шестиполусника

Используя линеаризованные математические модели процессов в агрегатах, можно описать их уравнениями, представленными в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(S) & Y_{12}(S) & Y_{13}(S) \\ Y_{21}(S) & Y_{22}(S) & Y_{23}(S) \\ Y_{31}(S) & Y_{32}(S) & Y_{33}(S) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \tilde{p}_1 \\ \tilde{p}_2 \\ \tilde{p}_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \tilde{q}_1 \\ \tilde{q}_2 \\ \tilde{q}_3 \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где \tilde{p}_i , \tilde{q}_i – изображения по Лапласу относительных величины давления и объемного расхода в местах подсоединения к агрегату цепей высокого давления ($i=1$), управления ($i=2$) и слива ($i=3$); $Y_{mn}(S)$ – коэффициенты матрицы шестиполюсника, зависящие от свойств рабочей жидкости, геометрических и режимных параметров ($m=1, 2, 3; n=1, 2, 3$); S – оператор Лапласа.

Предполагая, что присоединённые к агрегату гидравлические цепи динамически не связаны друг с другом (помимо регулятора), можно записать следующие граничные условия:

$$q_1 = \frac{1}{z_1(s)} p_1; \quad q_2 = \frac{1}{z_2(s)} p_2; \quad q_3 = \frac{1}{z_3(s)} p_3, \quad (2)$$

где $Z_1(S)$, $Z_2(S)$, $Z_3(S)$ – относительные входные импедансы соответственно цепей высокого давления, управления и слива, выраженные в операторной форме.

Для исследования устойчивости гидромеханической системы из совместного решения уравнений (1) и (2) находится характеристический определитель:

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(S) + \frac{1}{Z_1(S)} & Y_{12}(S) & Y_{13}(S) \\ Y_{21}(S) & Y_{22}(S) + \frac{1}{Z_2(S)} & Y_{23}(S) \\ Y_{31}(S) & Y_{32}(S) & Y_{33}(S) + \frac{1}{Z_3(S)} \end{vmatrix} = 0 \quad (3)$$

Раскрывая определитель (3) относительно Z_i – с подстановкой $S = j\bar{\omega}$, получим:

$$Z_1(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{21} \left[Y_{12} \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{32} \right]}{\left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32}} + \right. \quad (4)$$

$$\left. + \frac{Y_{31} \left[Y_{13} \left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{23} \right]}{\left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32}} - Y_{11} \right\}^{-1},$$

$$Z_2(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{12} \left[Y_{21} \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{31} Y_{23} \right]}{\left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31}} + \right. \quad (5)$$

$$\left. + \frac{Y_{32} \left[Y_{23} \left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) - Y_{13} Y_{21} \right]}{\left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left(Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31}} - Y_{22} \right\}^{-1},$$

$$Z_3(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{23} \left[Y_{32} \left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) - Y_{12} Y_{31} \right]}{\left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21}} + \right. \quad (6)$$

$$\left. + \frac{Y_{31} \left[Y_{31} \left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{21} Y_{32} \right]}{\left(Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left(Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21}} - Y_{33} \right\}^{-1},$$

где Y_{mn} – относительные коэффициенты матрицы шестиполюсника, выраженные в частотной форме; $\bar{\omega}$ – относительная частота колебаний; Z_1 , Z_2 , Z_3 – относительные входные импедансы присоединённых гидравлических цепей высокого, регулируемого давлений и слива. Выражения (4), (5) и (6) позволяют построить границы устойчивости системы в плоскости входных импедансов $Z_i(j\bar{\omega})$ любой из присоединённых к регулятору гидравлических цепей при заданных импедансах по двум другим цепям и определить допускаемую область

расположения характеристик $Z_i(j\bar{\omega})$, в которой система будет устойчива. Сравнив границы устойчивости в плоскости входных импедансов каждой из трех магистралей, можно установить, какая из присоединённых цепей оказывает наибольшее влияние на устойчивость системы. Как правило, именно эта гидравлическая цепь выбирается для дальнейшего анализа устойчивости системы и установки гасителя колебаний.

В качестве примера рассмотрим систему с регулятором выходного давления, а именно с клапаном постоянного давления (КПД) (рисунок 2).

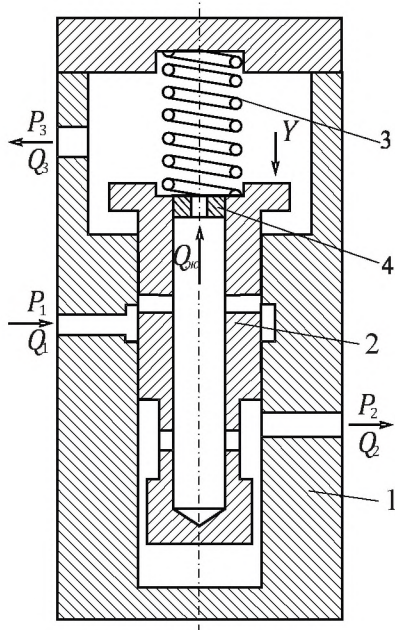


Рисунок 2. Конструктивная схема клапана постоянного давления:
1 – корпус; 2 – золотник;
3 – пружина; 4 – жиклер

При выводе расчетных соотношений предполагается возможность применения метода малых отклонений. Кроме того допускается: квазистационарность гидравлических потерь в дросселирующих элементах, потерь на трение в золотниках, несжимаемость жидкости во внутренних полостях золотников. Силы сухого трения исключаются из рассмотрения в связи с тем, что в динамическом режиме работы агрегата они пренебрежимо малы по сравнению с силами инерции и силами

давления, действующими на золотники [5, 6, 7].

С учётом принятых допущений в соответствии с расчетной схемой клапана постоянного давления, записываются следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{S}^2 + \tau_d \bar{S} + 1)\bar{Y} &= K_1 \bar{p}_3 - K_2 \bar{p}_2, \\ \bar{q}_1 &= K_3 \bar{q}_2 + K_4 \bar{q}_3, \\ \bar{q}_3 &= K_5 \bar{q}_{ж} - K_6 \bar{S} \bar{Y}, \\ \bar{q}_1 &= \bar{Y} + K_7 \bar{p}_1 - K_8 \bar{p}_2, \\ \bar{q}_{ж} &= K_9 \bar{p}_2 - K_{10} \bar{p}_3, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где

$$\tau_d = \frac{K_T + R_3 F^2}{\sqrt{mC}}; \quad K_1 = \frac{FP_1}{Y_0 C}; \quad K_2 = \frac{FP_2}{Y_0 C};$$

$$K_3 = \frac{Q_2}{Q_1}; \quad K_4 = \frac{Q_3}{Q_1}; \quad K_5 = \frac{Q_{ж}}{Q_3};$$

$$K_6 = \frac{FY_0 \sqrt{C}}{Q_3 \sqrt{m}}; \quad K_7 = \frac{P_1}{2(P_1 - P_2)};$$

$$K_8 = \frac{P_2}{2(P_1 - P_2)}; \quad K_9 = \frac{P_2}{2(P_2 - P_3)};$$

$$K_{10} = \frac{P_3}{2(P_2 - P_3)}; \quad \bar{S} = S \sqrt{\frac{m}{C}}.$$

S – оператор Лапласа;

\bar{Y} – относительное перемещение золотника;

\bar{p}_1 , \bar{q}_1 – относительные отклонения давления и объемного расхода на входе в КПД;

\bar{p}_2 , \bar{q}_2 – относительные отклонения давления и объемного расхода на выходе из КПД;

\bar{p}_3 , \bar{q}_3 – относительные отклонения давления и объемного расхода в полости слива КПД;

m – приведенная масса золотника и пружины КПД;

C – жесткость пружины;

F – площадь торца золотника;

K_T – коэффициент трения золотника о втулку;

R_3 – гидравлическое сопротивление по зазору на демпфирующем пояске золотника;

Y_0 – величина открытия дросселирующего отверстия КПД на установившемся режиме;

большими буквами P и Q обозначены средние (установившиеся) значения соответствующих давлений и расходов;

$\bar{q}_{ж}$ – относительное отклонение расхода

через жиклер золотника.

После приведения уравнений (7) к стандартной форме (1), получим следующие значения коэффициентов матрицы:

$$\left. \begin{aligned} Y_{11}(\bar{S}) &= K_7; & Y_{12}(\bar{S}) &= -\left(K_8 + \frac{K_2}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{13}(\bar{S}) &= \frac{K_1}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1}; & Y_{21}(\bar{S}) &= -\frac{K_7}{K_3}; \\ Y_{22}(\bar{S}) &= \frac{1}{K_3} \left(K_8 + K_4 K_5 K_9 + \frac{K_2 + K_2 K_4 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{23}(\bar{S}) &= \frac{1}{K_3} \left(K_4 K_5 K_{10} + \frac{K_1 + K_1 K_4 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{31}(\bar{S}) &= 0; & Y_{32}(\bar{S}) &= -\left(K_5 K_9 + \frac{K_2 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{33}(\bar{S}) &= -Y_{32}(\bar{S}) = K_5 K_9 + \frac{K_2 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Без учёта присоединённых гидравлических цепей клапаны прямого действия всегда устойчивы, так как характеристическое уравнение собственно клапана имеет второй порядок и положительные коэффициенты [5, 6]. Тогда устойчивость системы с КПД зависит от характеристик присоединённых к клапану гидравлических цепей. Причём, как показано в работе [5], наихудшие условия проявляются при наличии емкостей, которые увеличивают податливость системы с КПД и снижают ее устойчивость.

Уравнения граничных условий для клапана имеют такой же вид, как и для общего случая (2), поэтому для анализа влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость клапана можно воспользоваться непосредственно формулами (4), (5), (6). Для построения границы устойчивости КПД в плоскости входного импеданса одной из магистралей необходимо задаться выражениями для входных импедансов по двум другим присоединённым магистралям.

Экспериментальные исследования КПД с демпфированным золотником (при $\tau_g \approx 20$)

показали, что он работает устойчиво со всеми пассивными нагрузками. Уменьшение демпфирования золотника приводит к неустойчивой работе КПД, однако при этом увеличивается чувствительность (быстродействие) клапана. Наилучший случай с точки зрения быстродействия КПД реализуется при $\tau_g \approx 0$ и вместе с тем является наиболее благоприятным с точки зрения устойчивости. Поэтому проведем исследование устойчивости КПД при $\tau_g \approx 0$ и проанализируем влияние нескольких простых присоединённых магистралей.

Вначале рассмотрим влияние входного импеданса присоединённой магистрали высокого давления, когда входные импедансы по магистралям регулируемого давления и слива нулевые, что соответствует подсоединению ёмкостей большого объема. Подставляя в равенство (4) выражения $Y_{mn}(\bar{S})$ в соответствии с формулами (15) и $\bar{Z}_2 = 0$, $\bar{Z}_3 = 0$ предварительно заменив в них $\bar{S} = j\omega$ получим:

$$\bar{Z}_1(j\omega) = -\frac{1}{K_7} \quad (9)$$

Из полученной формулы следует, что область неустойчивой работы клапана в плоскости $\bar{Z}_1(j\omega)$ при $\bar{Z}_2 = 0$, $\bar{Z}_3 = 0$ вырождается в точку с координатами $Re \bar{Z}_1 = -\frac{1}{K_7}$, $Im \bar{Z}_1 = 0$.

Поскольку входные импедансы реальных пассивных нагрузок расположены в правой полуплоскости или в случае реактивных нагрузок – на мнимой оси, то при $\bar{Z}_2 = 0$ и $\bar{Z}_3 = 0$ клапан всегда устойчив. Граница областей D – разбиения в плоскости входного импеданса $\bar{Z}_3(j\omega)$ сливной магистрали (при $\bar{Z}_1 = 0$, $\bar{Z}_2 = 0$) определяется зависимостью:

$$\bar{Z}_3(j\omega) = -\frac{1}{K_5 K_{10} + j \frac{K_1 K_6 \omega}{1 - \omega^2}} \quad (10)$$

Она представляет собой окружность, расположенную в левой полуплоскости и

проходящую через начало координат (рисунок 3). Анализ влияния жиклёра 4 (рисунок 2) показывает, что при увеличении его сопротивления область неустойчивой работы КПД увеличивается и при $Q_{жк} = 0$ занимает всю левую полуплоскость $\bar{Z}_3(j\bar{\omega})$ (рисунок 3), то есть при реактивных нагрузках по линии слива система находится на границе устойчивости. Однако, в реальных нагрузках всегда реализуются активные потери (пусть даже малые по величине) и, следовательно, при $\bar{Z}_1 = 0$ и $\bar{Z}_2 = 0$ система является устойчивой.

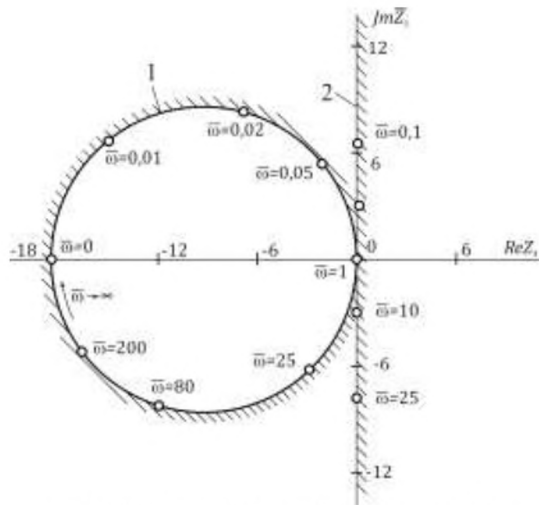


Рисунок 3. Кривые D - разбиения в плоскости входного импеданса \bar{Z}_3 магистрали слива при $\bar{Z}_1 = 0$ и $\bar{Z}_2 = 0$:
1 – при $Q_{жк} = 2 \cdot 10^5 \text{ м}^3/\text{с}$; 2 – при $Q_{жк} = 0$

Область неустойчивой работы клапана в плоскости входного импеданса командной магистрали $\bar{Z}_2(j\bar{\omega})$ определяется (в соответствии с равенством (5) при $\bar{Z}_1 = 0$ и $\bar{Z}_3 = 0$) по выражению:

Граница D – разбиения

$$\bar{Z}_2(j\bar{\omega}) = - \left\{ \frac{1}{K_3} [K_8 + K_4 K_5 K_9] + \frac{K_2 (1 + j K_4 K_6 \bar{\omega})}{1 - \bar{\omega}^2} \right\}^{-1} \quad (11)$$

плоскости $\bar{Z}_2(j\bar{\omega})$ в этом случае охватывает часть правой полуплоскости (см. кривую 1 на рисунке 4). При других, реализующихся на практике нагрузках по магистралям высокого давления и слива, например, при $\bar{Z}_1 = j(L_1 \bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}})$ и $\bar{Z}_3 = j(L_3 \bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}})$, (где L_1, C_1, L_3, C_3 – относительные величины

соответствующих гидравлических индуктивностей и ёмкостей) область неустойчивой работы клапана увеличивается (см. кривую 2 на рисунке 4) и наиболее опасными являются нагрузки ёмкостного типа. Для повышения устойчивости клапана в этом случае необходимо увеличивать действительную часть импеданса \bar{Z}_H присоединённой магистрали командного давления. Это можно осуществить установкой на выходе из КПД гасителя колебаний в виде дросселирующего элемента, сопротивление которого $\bar{R} > \text{Re} \bar{Z}_{2\text{max}}$ (см. линию 3 на рисунке 4).

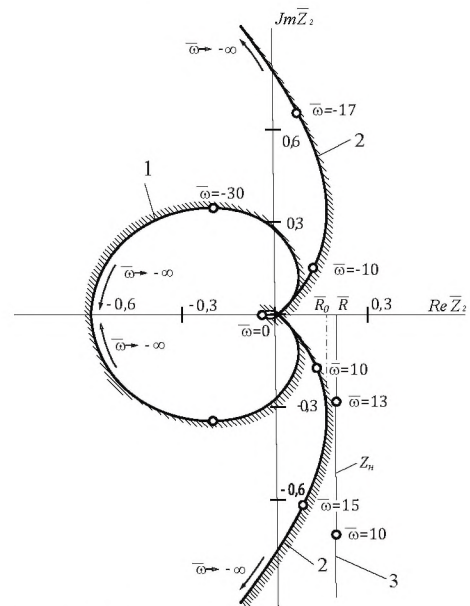


Рисунок 4. Кривые D – разбиения в плоскости входного импеданса \bar{Z}_2 и магистрали регулируемого давления:
1 – при $\bar{Z}_1 = 0$ и $\bar{Z}_3 = 0$;
2 – при $\bar{Z}_1 = j(L_1 \bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}})$ и $\bar{Z}_3 = j(L_3 \bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}})$

С целью повышения устойчивости системы и сохранения её быстродействия можно вместо дросселирующего элемента применять гаситель типа акустического RL-фильтра [8].

3 Экспериментальное исследование работы клапана

Выводы, полученные, на основе теоретического анализа, подтверждены экспериментальными исследованиями

клапана с соответствующими граничными условиями и корректирующими устройствами (КУ). Нагрузками для клапана являлись: по магистрали высокого давления - трубопровод $du\ 14$, длиной $0,5\ м$ с ёмкостью ($V_1=8\cdot 10^{-3}\ м^3$); по магистрали слива - трубопровод $du\ 6$ длиной $0,5\ м$ с ёмкостью ($V_3=40\cdot 10^{-3}\ м^3$). По линии командного давления к клапану подсоединялась через короткий ($l_{тр}=0,15\ м$) трубопровод $du\ 6$ ёмкость ($V_2=40\cdot 10^{-3}\ м^3$). При этом клапан работал неустойчиво (рисунок 5а).

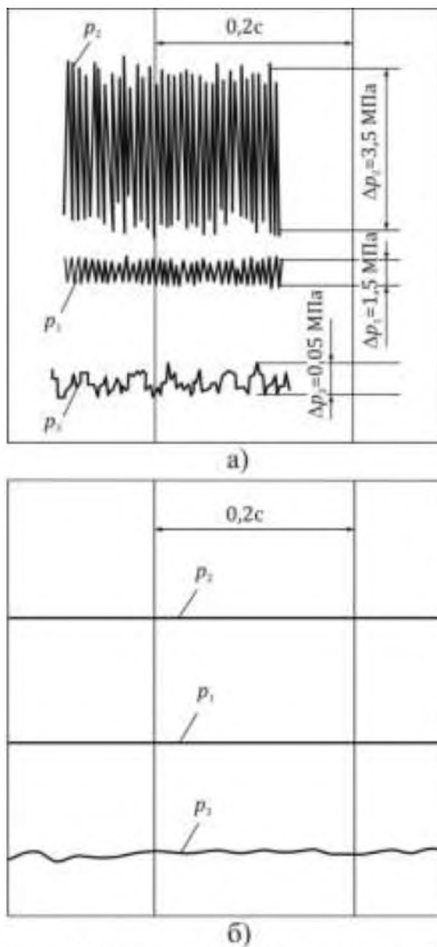


Рисунок 5. Осциллограммы испытаний КПД
а - без корректирующего дросселя,
б - с корректирующим дросселем в магистрали регулируемого давления

Для повышения устойчивости на выходе из клапана (непосредственно за датчиком давления p_2) был установлен корректирующий дроссель сопротивлением $R=3,5\cdot 10^{10}\ Н\cdot с/м^5$ (без изменения остальной компоновки системы). Сопротивление

дросселя выбрано, исходя из условия $\bar{R} > Re\bar{Z}_{2max}$, то есть чтобы входной импеданс магистрали с корректирующим дросселем $\bar{Z}_{2H}(j\omega)$ не пересекал границу устойчивости системы (см. линию 3 на рис.4), где $Re\bar{Z}_{2max}=3\cdot 10^{10}\ Н\cdot с/м^5$. Установка дросселя обеспечила устойчивую работу системы (рисунок 5б).

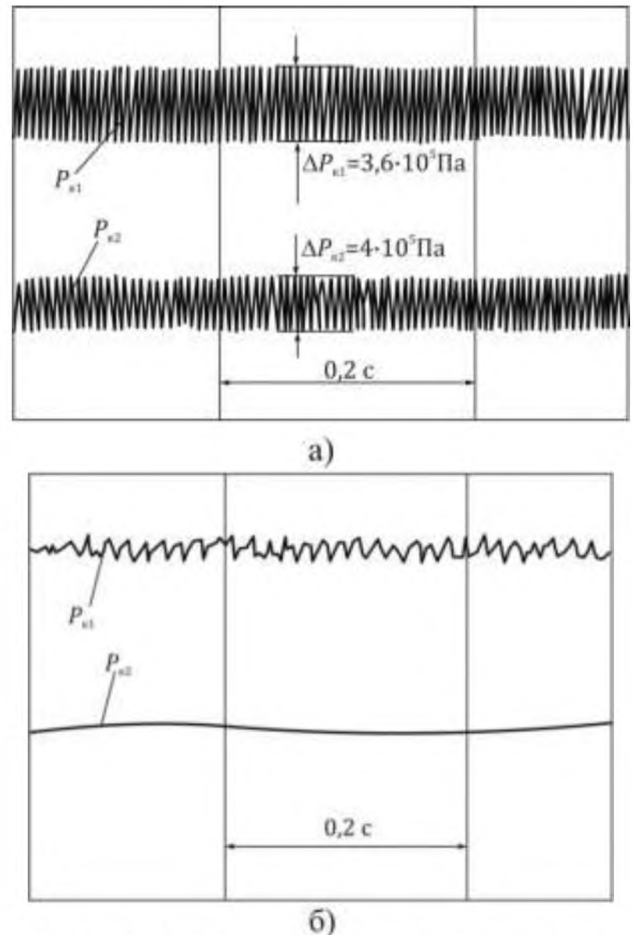


Рисунок 6. Осциллограммы колебаний командного давления в системе «КПД-ёмкость»:
а - без КУ, б - с КУ в виде RL – фильтра

Аналогичные исследования КПД были проведены и с RL – фильтром. При этом емкости и V_1 и V_3 отсутствовали, а по магистрали командного давления подключалась ёмкость объемом $V_1=0,15\cdot 10^{-3}\ м^3$. Для проверки быстродействия системы с гасителем во время переходных процессов на входе в ёмкость был установлен электроклапан, а командное давление контролировалось на выходе из КПД (P_{K1}) и на входе в ёмкость V_2 (P_{K2}). В результате

экспериментов было установлено, что без гасителя клапан работает неустойчиво (рисунок 6а), когда он соединен с ёмкостью. Причем из рисунка 7а видно, что до открытия электроклапана КПД работает устойчиво, а в момент его включения уже на переходном режиме возникают колебания давления, которые в дальнейшем становятся устойчивыми (рисунок 7а). Установкой RL - фильтра обеспечивается устойчивая работа КПД (рисунки 6б-7б). При этом во время переходного процесса (рисунок 7б) колебания быстро затухают и, как следует из того же рисунка, быстродействие системы сохраняется.

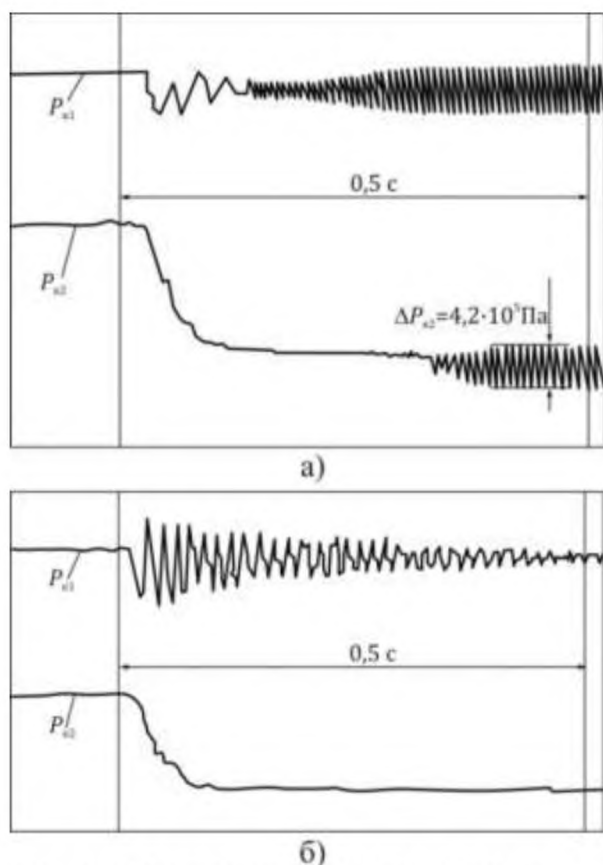


Рисунок 7. Осциллограммы колебаний переходных процессов в системе «КПД-ёмкость»: а - без КУ, б - с КУ в виде RL - фильтра

4 Заключение

Таким образом, исследование системы с клапанами постоянного давления показало, что наиболее сильное влияние на устойчивость КПД оказывают характеристики магистрали регулируемого

давления. Самыми неблагоприятными являются нагрузки ёмкостного типа, с которыми клапан работает неустойчиво. В этом случае устойчивая работа системы может быть обеспечена установкой между КПД и присоединённой гидролинией корректирующего устройства, выполненного, например, в виде дросселирующего элемента или акустического RL - фильтра.

Список использованных источников

- [1] Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов. Управление ВРД. – Под ред. д.т.н., проф. Шевякова А.А. – М.: Машиностроение, 1976, 344с.,
- [2] Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1970, 660с.
- [3] Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. – М.: Машиностроение, 1977. – 192с.
- [4] Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. – М.: Машиностроение, 1978, - 256с.
- [5] Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. – М.: Машиностроение, 1978, - 256с.
- [6] Коробочкин Б.Л., Комитовски М.Д. Динамические характеристики напорных золотников гидравлических систем. – В сб.: Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – М.: Машиностроение, 1970, с. 268-278.
- [7] Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Об оценке влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость гидравлических регуляторов. - Известия АН СССР. Машиноведение, №4, 1984 г., с. 33-38.
- [8] Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчёт частотных характеристик гасителей колебаний в виде акустического RL -фильтра низких частот. – Изв. вузов. Машиностроение, 1983, № 8, с. 88-92.

ENSURING STABILITY OF HYDRO-MECHANICAL CONTROL SYSTEMS WITH CONSTANT PRESSURE VALVES

Shakhmatov E. V.
Shorin V. P.
Chubenko T. A.

Samara University,
Moskovskoe shosse 34,
Samara, 443086

Samara Federal research center of the
Russian Academy of Sciences,
3A Studencheskiy per.,
Samara, 443001

shakhmatovev@mail.ru

In this article, theoretical dependencies for constructing the stability boundary of the system were determined. The influence of the characteristics of the connected circuits on the stability of the constant pressure valve is analyzed. To confirm the established theoretical dependences, experimental studies of the valve with the corresponding boundary conditions were carried out. As a result, oscillograms of valve tests were obtained for various connected lines.

Keywords: system stability; constant pressure valve; RL –filter; throttling element

References

- [1] Theory of automatic control of aircraft power plants. Management of the WFD. Under the editorship of prof. Shevyakova A. A. -M.: mechanical engineering, 1976, 344s.,
- [2] Shevyakov A. A. Automatics of aviation and rocket power plants. - M.: mechanical engineering, 1970, 660s.
- [3] Berdnikov V. V. Applied theory of hydraulic circuits. - M.: mechanical engineering, 1977. - 192s.
- [4] Glikman B. F. Unsteady flows in pneumohydraulic chains. - M.: mechanical engineering, 1978, - 256s.
- [5] Glikman B. F. Unsteady flows in pneumohydraulic chains. - M.: mechanical engineering, 1978, - 256s.
- [6] Korobochkin B. L., Komitovsky M. D. Dynamic characteristics of pressure spool hydraulic systems. - In the collection: Theory of automatic machines and pneumatic hydraulic drives. - M.: mechanical engineering, 1970, p. 268-278.
- [7] Gimadiev A. G., Shakhmatov E. V., Shorin V. P. on the assessment of the influence of the characteristics of attached chains on the stability of hydraulic regulators. - News of the USSR Academy of Sciences. Mashinovedenie, No. 4, 1984, pp. 33-38.
- [8] Gimadiev A. G., Shakhmatov E. V. Calculation of frequency characteristics of vibration dampers in the form of an acoustic low-frequency RL filter. – Izv. universities. Mechanical engineering, 1983, no. 8, pp. 88-92.