

1. Чесодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. — В сб.: «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, 1974, вып. 67.

2. Ruzicka Jerome E. Active vibration and shock isolation SAE Preprints, s. a., 680747. (рус. пер. Активные виброзащитные системы. Экспресс-информация «Испытательные приборы и стенды», 1969, № 10, реф. 59, с. 14—25).

УДК 621.22—522.001.5

В. П. ШОРНН, А. Г. КОНЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОИУЛЬСАТОРА

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

$F_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; c — жесткость пружины клапана постоянного перепада давлений КППД; x и δx — соответственно осевое перемещение золотника КППД под действием статического и динамического перепада давлений; g — ускорение свободного падения; γ_0 — удельный вес рабочей жидкости; E — модуль упругости жидкости; d_1 и d_2 — соответственно диаметр золотника КППД со стороны высокого и низкого давлений; λ — коэффициент трения золотника КППД; P_1 и δP_1 — статическая и динамическая составляющие давления в первой емкости; P_2 и δP_2 — соответственно статическая и динамическая составляющие давления во второй емкости; P_{10} — давление начала открытия КППД (заданный перепад давления между основной и вспомогательной камерами гидроиульсатора); ΔP и $\delta \Delta P$ — абсолютная статическая и динамическая ошибки регулирования; $P_1^1 = P_1 - P_{10}$ — разность между давлением в первой емкости и давлением начала открытия КППД; V_2 — объем второй емкости; F_1 и F_2 — площади золотника со стороны высокого и низкого давления; Q — сила пружины; Q_0 — сила пружины, соответствующая началу открытия КППД.

Для динамических испытаний элементов гидроавтоматики и датчиков давления часто используются объемные (плунжерные) гидроиульсаторы, реализующие форму кривой давления, близкую к синусоидальной. Они должны обеспечивать плавное изменение амплитуды и частоты колебаний в широком диапазоне, а также проведение испытаний на различных уровнях статического давления. Простейший одноплунжерный гидроиульсатор

не позволяет проводить испытания на высоких частотах ввиду большой инерционности и неуравновешенности подвижных частей. Кроме того, при работе на высоком уровне статического давления значительно возрастают нагрузки на механизм привода и утечки жидкости между плунжером и корпусом, что приводит к необходимости повышения мощности приводного устройства. Этих недостатков лишен гидропульсатор, разработанный в лаборатории № 1 КуАИ III (рис. 1). Генерирование колебаний жидкости в нем осуществляется за счет периодического изменения объема, состоящего из рабочей камеры 1 и полости присоединенного испытуемого объекта, за счет возвратно-поступательного движения шариков 2, которое обеспечивается внутренней профилированной дорожкой вала 3, приводимого во вращение электродвигателем. Поджатие шариков к профилированной дорожке происходит под действием стационарного перепада давления жидкости между рабочей камерой 1 и вспомогательной полостью 4 устройства. Частота колебаний давления регулируется изменением числа оборотов вала 3. Величины

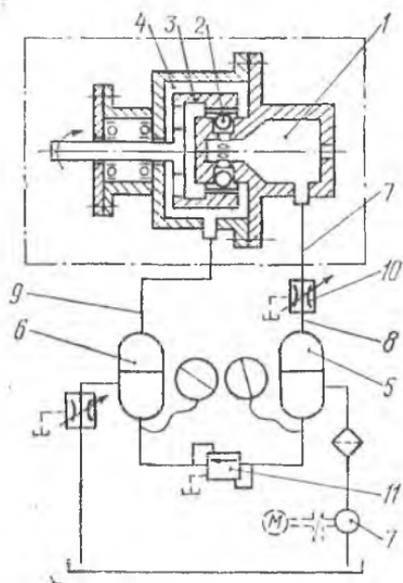


Рис. 1. Конструктивная схема гидропульсатора

средних давлений в рабочей камере и вспомогательной полости равны соответственно величинам давлений в ресиверах 5 и 6. Диаметры соединительных трубопроводов 7, 8 и 9 выбираются из условия практически полного сглаживания колебаний давления во вспомогательной полости 4 и в рабочей камере 1 устройства. Во вспомогательной полости колебания давления сглаживаются ресивером постоянно. В рабочей камере 1 колебания давления жидкости сглаживаются только при полностью открытом дроссельном кране 10. По мере закрытия дроссельного крана амплитуда колебаний давления в рабочей камере и присоединенном к ней испытуемом объекте возрастает, а при

открытии дроссельного крана уменьшается. Независимо от величины среднего давления в рабочей камере 1 клапаном постоянного перепада давлений 11 поддерживается заданный пере-

над давлений между ресиверами 5 и 6, а, следовательно, между рабочей камерой 1 и вспомогательной полостью 4. Наличие в гидропульсаторе вспомогательной камеры (полость противодействия) и автоматической системы, поддерживающих постоянный статический перепад давления между рабочей и вспомогательной камерами, позволяет проводить испытания объектов при любых уровнях статического давления.

В работе исследуются статические и динамические характеристики системы регулирования гидропульсатора с точки зрения поддержания заданного перепада давлений между основной и вспомогательной камерами, оптимальной энергетики и устойчивости функционирования. Решается задача выбора основных параметров системы регулирования гидропульсатора. Пренебрегая утечками через зазоры между шариками и корпусом (ввиду их малости), расчетную схему системы регулирования можно представить в виде, показанном на рис. 2. Запишем основные уравнения статики для данной системы.

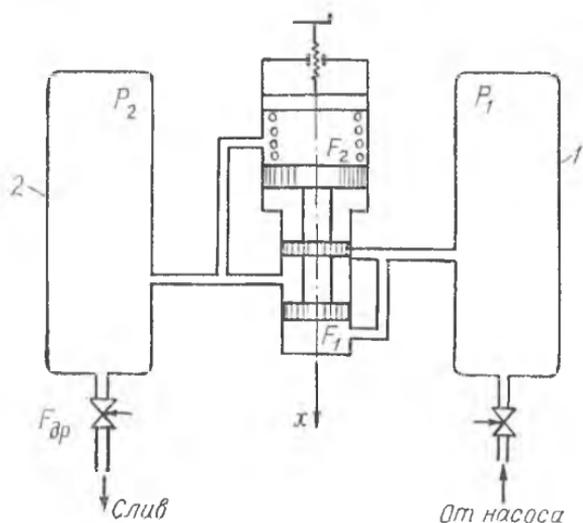


Рис. 2. Схема системы регулирования гидропульсатора

Уравнение равновесия золотника КППД
 $Q = P_1 F_1 - P_2 F_2$, так как $Q = Q_0 + cx$; $P_1 = P_{10} + P_1'$, то
 $cx = P_1' F_1 - P_2 F_2$. (1)

Расход через КППД

$$G_1 = \mu_1 \pi d_1 x \sqrt{2g \gamma (P_1' + P_{10} - P_2)}. \quad (2)$$

В связи с тем, что система регулирования работает при достаточно высоком уровне среднего давления, то давление слива можно принять равным нулю. Тогда расход через дроссель определяется зависимостью

$$G_2 = \mu_2 F_{др} \sqrt{2g \gamma P_2}. \quad (3)$$

Если за номинальное значение поддерживаемого перепада принять давление открытия КППД, то абсолютная погрешность поддержания заданного перепада $\Delta P = P_1 - P_2$ и уравнение (2) примет вид

$$G_1 = \mu_1 \pi d_1 x \sqrt{2g \gamma (P_{10} + \Delta P)}. \quad (4)$$

Уравнение (1) можно записать:

$$cx = \Delta P F_1 + P_2 (F_1 - F_2). \quad (5)$$

Из формул (3), (4) и (5), учитывая, что $P_2 = P_1 - (P_{10} + \Delta P)$, получим

$$\frac{c \mu_2 F_{др}}{\mu_1 \pi d_1} \frac{\sqrt{P_1 - (P_{10} + \Delta P)}}{\sqrt{P_{10} + \Delta P}} = \Delta P F_1 + P_2 (F_1 - F_2). \quad (6)$$

Преобразуя уравнение (6), будем иметь:

$$\left(\frac{4c \mu_2 F_{др}}{P_{10} \mu_1 \pi^2 d_1^3} \right)^2 \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right] = \left\{ \left(\frac{\Delta P}{P_{10}} \right)^2 + 2 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) \frac{\Delta P}{P_{10}} \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right] + \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^2 \left[\frac{P_1}{P_{10}} - \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right) \right]^2 \right\} \left(1 + \frac{\Delta P}{P_{10}} \right). \quad (7)$$

Обозначим: $\frac{4c \mu_2 F_{др}}{P_{10} \mu_1 \pi^2 d_1^3} = \alpha$ — конструктивный параметр;

$\frac{\Delta P}{P_{10}} = \beta$ — относительная погрешность поддержания заданного перепада давлений;

$\frac{P_1}{P_{10}} = \lambda$ — относительный диапазон изменения давления;

$\frac{F_2}{F_1} = \gamma$ — отношение площадей торцов золотника КППД.

Тогда уравнение (7) запишется:

$$\alpha^2 [\lambda - (1 + \beta)] = \{ \beta^2 + 2(1 - \gamma)\beta [\lambda - (1 + \beta)] + (1 - \gamma)^2 [\lambda - (1 + \beta)]^2 \} (1 + \beta), \quad (8)$$

$$\text{при } \gamma = 1 \quad \alpha^2 [\lambda - (1 + \beta)] = \beta^2 (1 + \beta). \quad (9)$$

Уравнения (8) и (9) получены в безразмерных параметрах, что позволяет проводить анализ статических характеристик системы в общем виде. Из анализа уравнения (8) следует, что наиболее точно поддержание перепада давлений реализуется

при параметре γ , равном единице. Графики статических характеристик приведены на рис. 3. Из графиков следует, что уменьшение конструктивного параметра α приводит к увеличению точности поддержания заданного перепада давлений или при заданной точности к расширению диапазона изменения давлений λ . Уменьшение параметра α возможно путем увеличения d_1 или уменьшения c и $F_{др}$. С энергетической точки зрения оптимальный режим работы системы будет обеспечиваться при малом расходе жидкости, т. е. при малом $F_{др}$.

При исследовании динамических характеристик системы регулирования примем следующие допущения: жидкость баротропна и отношение торцовых площадей золотника КППД равно единице. Уравнения системы регулирования в малых отклонениях имеют вид:

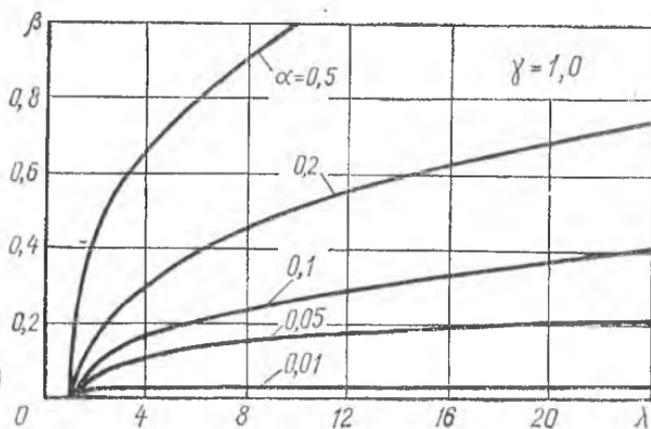


Рис. 3. Статические характеристики системы регулирования

уравнение равновесия золотника КППД

$$m \frac{d^2 \delta x}{dt^2} + a_3 \frac{d \delta x}{dt} + c \delta x = F_1 \cdot \delta \Delta P; \quad (10)$$

расход через КППД

$$\delta G_1 = \frac{G_1 \cdot \delta x}{x} + \frac{G_1 \delta \Delta P}{2(P_{10} + \Delta P)}; \quad (11)$$

расход через дроссель

$$\delta G_2 = \frac{G_2 \delta P_1'}{2(P_1' - \Delta P)} - \frac{G_2 \delta \Delta P}{2(P_1' - \Delta P)}; \quad (12)$$

уравнение баланса расходов для второй емкости

$$g \frac{d \delta M}{dt} = \delta G_1 - \delta G_2. \quad (13)$$

Так как $g \frac{d \delta M}{dt} = g V_2 \frac{\rho_0}{E} \frac{d \delta P_2}{dt} = g V_2 \frac{\rho_0}{E} \frac{d (\delta P_1' - \delta \Delta P)}{dt}$, то уравнение (13) с учетом (11), (12) и $G_1 = G_2 = G_0$ запишется следующим образом:

$$g V_2 \frac{\rho_0}{E G_0} \frac{d \delta P_1'}{dt} - g V_2 \frac{\rho_0}{E G_0} \frac{d \delta \Delta P}{dt} = \frac{\delta x}{x} + \frac{\delta \Delta P}{2(P_{10} + \Delta P)} - \frac{\delta P_1'}{2(P_1' - \Delta P)} + \frac{\delta \Delta P}{2(P_1' - \Delta P)}. \quad (14)$$

На основе (10) и (14) уравнение движения системы в операторной форме запишем:

$$[a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_4 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_4 + a_{3x} k_2) p + (a_{3x} k_4 + k_1)] \delta \Delta P = [a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_3 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_3 + a_{3x} k_2) p + a_{3x} k_3] \delta P_1', \quad (15)$$

где $a_{1x} = m$; $a_{2x} = \alpha_3$; $a_{3x} = c$; $k_1 = F_1$;

$$k_2 = \frac{g V_2 \rho_0 x}{E G_0}; \quad k_3 = \frac{x}{2(P_1' - \Delta P)}; \quad k_4 = \frac{x(P_1' + P_{10})}{2(P_{10} + \Delta P)(P_1' - \Delta P)}.$$

Характеристическое уравнение системы

$$a_{1x} k_2 p^3 + (a_{1x} k_4 + a_{2x} k_2) p^2 + (a_{2x} k_4 + a_{3x} k_2) p + (a_{3x} k_4 + k_1) = 0. \quad (16)$$

После нормирования из условия $p = \sqrt{\frac{c}{m}} \rho_0$ и преобразований уравнение (16) в безразмерных параметрах примет вид

$$\varepsilon \rho_0^3 + (\varepsilon \xi + \delta) \rho_0^2 + (\varepsilon + \xi \delta) \rho_0 + (\delta + 1) = 0, \quad (17)$$

где $\delta = \frac{\Delta P (P_{10} + P_1')}{2(P_{10} + \Delta P)(P_1' - \Delta P)}$ — режимный параметр;

$\varepsilon = \sqrt{\frac{c}{m}} \frac{\gamma_0 V_2 \Delta P}{E G_0}$ — параметр, характеризующий соотношение динамических характеристик КППД и объекта;

$\xi = \frac{\alpha_3}{\sqrt{mc}}$ — параметр, определяющий величину демпфирования золотника.

Уравнение границ областей устойчивости на основании критерия Гурвица запишется:

$$(\varepsilon \xi + \delta)(\varepsilon + \xi \delta) - \varepsilon(\delta + 1) = 0. \quad (18)$$

Области устойчивости, построенные в соответствии с уравнением (18), показаны на рис. 4. Параметр δ может быть выражен через безразмерные параметры статических характеристик:

$$\delta = \frac{\beta \lambda}{2(1 + \beta)[\lambda - (1 + \beta)]} \quad (19)$$

Определив λ из уравнения (9), получим

$$\delta = \frac{\beta^2 + \alpha^2}{2\beta(1 + \beta)} \quad (20)$$

Из анализа выражения (20) и статических характеристик следует, что режимный параметр δ при заданном значении β увеличивается с уменьшением относительного диапазона изменения давления λ . В соответствии с зависимостью (19) повышение относительной ошибки поддержания заданного перепада давлений приводит к увеличению параметра δ .

При увеличении конструктивного параметра α и фиксированном β режимный параметр δ также увеличивается.

Таким образом, область устойчивости расширяется при сохранении заданной статической точности с уменьшением относительного диапазона изменения давлений λ и с увеличением конструктивного параметра α . Расширение области устойчивости может быть осуществлено также путем увеличения параметра ξ .

Для проектирования системы регулирования гидронульсатора должны быть заданы: перепад давлений на КППД P_{10} , максимально-допустимая абсолютная ошибка поддержания перепада ΔP , диапазон изменения давления в первой емкости, $P_{1\min}$ — $Q_{1\max}$, коэффициент трения золотника α_3 , параметры рабочей жидкости γ_0 , E , мощность насосной станции $N_{\text{н}}$. Подлежат определению m , c , d_1 , $F_{\text{др}}$.

Расчет проводится в следующей последовательности:

а) по статической характеристике определяется значение конструктивного параметра α ;

б) из условия обеспечения давления $P_{1\max}$ в соответствии с заданной производительностью насосной станции определяется величина $F_{\text{др}}$;

в) задается диаметр золотника d_1 и его масса m и из выражения для α определяется жесткость пружины c ;

г) определяется значение ξ ;

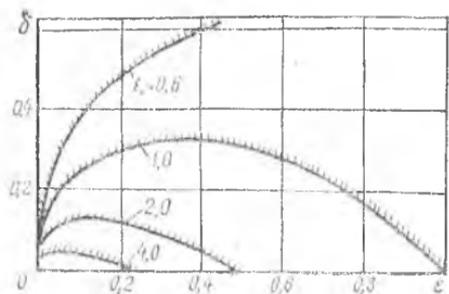


Рис. 4. Области устойчивой работы системы регулирования

д) по известным параметрам статики β и λ определяется δ_p и на графике областей устойчивости проводится линия $\delta = \delta_p$.

Если линия $\delta = \delta_p$ находится выше границы устойчивости для полученного значения ξ , то система регулирования будет устойчиво работать с заданной точностью и в заданном диапазоне изменения давления. Если же линия $\delta = \delta_p$ пересекается с границей устойчивости, то необходимо либо изменить в соответствующую сторону параметры пружины и золотника, либо увеличить величину ξ за счет демпфирования золотника дополнительным жиклером.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шорин В. П., Кравченко Ю. М. Устройство для создания колебаний давления жидкости. А. с. № 137535. Бюллетень № 28, 1975.