

6. Маливанов М.В. О влиянии сил сухого трения на статику и динамику пружинного редуктора давления. Тула: Приокское книжное издательство. 1972. Вып. 14. С.122-132.

7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1977. 424 с.

УДК 629.7.063.6

Д.Е.Чегодаев, О.П.Мулюкин, В.Г.Кинелев

#### УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КЛАПАННОЙ АРМАТУРЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Охарактеризованы фазы срабатывания автоматической клапанной арматуры и способы повышения быстродействия срабатывания их исполнительных органов на примере двухпозиционных полноподъемных предохранительных клапанов. Представлены практические рекомендации по конструированию автоматических клапанов, управление переходными процессами в которых осуществляется при помощи регулирования площади проходного сечения тракта на выходе или входе клапана или за счет варьирования коэффициента подъемной силы на рабочем ходе золотника.

Требуемая надежность работы пневмогидросистем (ПГС) энергетических установок (ЭУ) обеспечивается в ряде случаев за счет дублирования агрегатов защиты и предохранения, с помощью которых сбрасывается избыточное давление из системы. В частности, в системе аварийного выпуска шасси летательного аппарата (ЛА) широко практикуется установка дополнительного источника сжатого газа и пиротехнического устройства с разрывной мембраной.

Однако не только вопросы надежности работы ПГС определяют использование пиротехнических защитных устройств. В ряде случаев существующие конструкции автоматической клапанной арматуры не удовлетворяют условиям эксплуатации ЛА по быстродействию исполнительных органов на фазах открытия и закрытия [1]. По данным литературных источников [2, 3] скорость срабатывания разрывных мембран составляет 0,002...0,08 с. Обеспечение быстродействия автоматичес-

---

Динамические процессы в установках ЛА. Куйбышев, 1990.

---

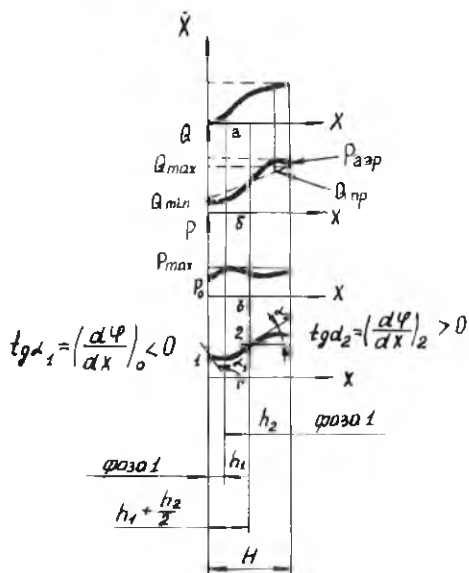
ких клапанов в режиме, близком к срабатыванию разрывных мембран, представляет крайне трудную задачу, и особенно на фазе закрытия, что связано с наличием гистерезиса в клапанах [4]. Эта особенность срабатывания клапанов приводит к задержке закрытия и излишней потере рабочей среды из системы.

Влияние силы реакции потока среды на быстродействие и экономичность работы автоматических клапанов является малоизученной задачей вследствие сложности определения составляющих аэродинамической силы  $P_{aэp}$ . В этой связи определенный интерес представляют двухпозиционные полноподъемные автоматические клапаны, обладающие наибольшим быстродействием [5, 6]. При срабатывании такого клапана характерны две фазы перемещения тарелки [5]

(рис. 1): за счет повышения входного давления (фаза I) и за счет увеличения площади действия среды и сил реакции потока среды без повышения входного давления (фаза 2). Для этого типа клапанов вводится понятие коэффициента подъемной силы [5]

$$\varphi = \frac{P_{aэp}}{(\rho_1 - \rho_2)F},$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — давления до и после клапана, а  $F = \frac{\pi}{4} d_c^2$  ( $d_c$  — площадь седла клапана).



Р и с. 1. Влияние подъемной силы на быстродействие золотника: а — характер изменения скорости клапана  $\dot{X}$  на рабочем ходе при заданном изменении параметров  $Q_{np}$ ,  $P_{aэp}$  и  $p$ ; б — характер изменения составляющих подъемной силы  $Q$  и  $P_{aэp}$  от хода клапана  $H$  при зафиксированном входном давлении; в — зависимость изменения входного давления от хода клапана, при которой происходит нарастание подъемной силы; г — зависимость изменения коэффициента подъемной силы от хода клапана

Из рис. 1 следует, что в фазе 1 коэффициент  $\varphi < 1$ . При этом очевидно, что рост аэродинамической силы возможен только при повышении давления перед клапаном. В фазе 2 коэффициент  $\varphi > 1$ , что обеспечивает ускоренное открытие клапана без повышения входного давления.

Время открытия клапана  $t_0$  может быть определено из уравнения движения

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = (\rho_1 - \rho_2) F \varphi(x) - (Q_{np}^0 + cx) - P_{тр} \operatorname{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) \pm mg, \quad (1)$$

при нулевых начальных условиях

$$\left. \begin{aligned} t=0, \quad x(0)=0, \\ \frac{dx(0)}{dt} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Здесь  $m$  - приведенная масса подвижной системы клапана;  $x(t)$  - текущее значение перемещения тарели клапана, отсчитываемое от седла клапана;  $0 < x < H$  ( $H$  - максимальный рабочий ход тарели);  $Q_{np}^0$  и  $c$  - начальное установочное усилие пружины и ее жесткость соответственно;  $P_{тр}$  - сила трения покоя;  $g$  - ускорение свободного падения.

Принимая допущение, что силы инерции много больше сил трения и веса

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 x}{dt^2} \gg mg, \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} \gg P_{тр}, \end{aligned} \right\}$$

определим периоды времени  $t_1$  и  $t_2$ , в течение которых тарель клапана переместится на величины хода  $h_1$  и  $h_2$ , соответствующие фазам 1 и 2 (см. рис. 1). При этом заметим, что

$$\left. \begin{aligned} h_1 + h_2 = H_1 \\ t_1 + t_2 = T \end{aligned} \right\}.$$

Произведем линеаризацию уравнения (I) при движении клапана в фазе I, раскладывая функцию  $\varphi(x)$  по степеням малых отклонений в ряд Тейлора в окрестности точки  $x = 0$ , ограничиваясь двумя первыми членами разложения и принимая давления  $p_1$  и  $p_2$  неизменными:

$$m\ddot{x} = (p_1 - p_2)F[\varphi(0) + \left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_0 x - (Q_{np}^0 + cx)], \quad (3)$$

где  $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$ ,  $\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_0$  - тангенс угла наклона касательной к кривой  $\varphi(x)$  в точке  $x = 0$  (см. рис. I, г).

Очевидно, что для точки  $x = 0$

$$\left. \begin{aligned} \varphi(0) &= 1, \\ \left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_0 &< 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

С учетом условий (4) уравнение (3) примет вид

$$\ddot{x} + \omega_1^2 x = f_1. \quad (5)$$

Здесь

$$\omega_1^2 = \frac{c + (p_1 - p_2)F \left| \frac{d\varphi}{dx} \right|_0}{m}, \quad \omega_1^2 > 0, \quad (6)$$

$$f_1 = \frac{(p_1 - p_2)F - Q_{np}^0}{m}, \quad (7)$$

$\left| \frac{d\varphi}{dx} \right|_0$  - абсолютное значение производной в точке  $x = 0$ .

Решение уравнения (5) при начальных условиях (2) имеет вид

$$x_1 = \frac{f_1}{\omega_1^2} + A_1 \sin(\omega_1 t + \psi_1), \quad (8)$$

где  $A_1$  и  $\psi_1$  - постоянные интегрирования.

С учетом начальных условий (2) выражение (8) запишется так:

$$x_1 = \frac{f_1}{\omega_1^2} (1 - \cos \omega_1 t) \quad (9)$$

и соответственно

$$\dot{x}_1 = \frac{f_1}{\omega_1} \sin \omega_1 t, \quad (10)$$

$$\ddot{x}_1 = f_1 \sin \omega_1 t. \quad (11)$$

Время  $t_1$  определяется из выражения (9) при условии  $x = h_1$ :

$$t_1 = \frac{1}{\omega_1} \arccos \left( 1 - \frac{h_1 \omega_1^2}{f_1} \right). \quad (12)$$

При этом в точке  $x = h_1$  тарель клапана будет иметь скорость

$$\dot{x}_1(t_1) = \frac{f_1}{\omega_1} \sin \left[ \arccos \left( 1 - \frac{h_1 \omega_1^2}{f_1} \right) \right]. \quad (12a)$$

Для исследования движения тарели в фазе 2 линеаризуем уравнение (I), разложив выражение коэффициента подъемной силы в ряд Тейлора в окрестности точки  $x_2 = h_1 + \frac{h_2}{2}$  и ограничившись первыми двумя членами разложения. В этом случае имеем

$$\varphi(x) = \varphi(x_2) + \left( \frac{d\varphi}{dx} \right)_2 (x - x_2), \quad (13)$$

где  $(d\varphi/dx)_2$  — тангенс угла наклона касательной к кривой  $\varphi(x)$  в точке  $x_2 = h_1 + \frac{h_2}{2}$ .

С учетом выражения (13) уравнение движения тарели клапана в фазе 2 ( $h_1 < x < h_2$ ) имеет вид

$$m\ddot{x} + \left[ c - (p_1 - p_2)F \left( \frac{d\varphi}{dx} \right)_2 \right] x = (p_1 - p_2)F \left[ \varphi(x_2) - \left( \frac{d\varphi}{dx} \right)_2 x_2 \right] - (Q_{np}^0 + ch_1)$$

или

$$\ddot{x} + \omega_2^2 x = f_2. \quad (14)$$

Отсюда

$$\omega_2^2 = \frac{c - (p_1 - p_2)F(d\varphi/dx)_2}{m}, \quad (15)$$

$$f_2 = \frac{(P_1 - P_2) F [\varphi(x_2) - (d\varphi/dx)_2 x_2] - (Q_{np} + C/h_1)}{m}. \quad (I6)$$

Начальные условия для уравнения (I4) запишутся:

$$\left. \begin{aligned} t &= 0, \\ x &= h_1, \\ \dot{x} &= \dot{x}_1(t) = \frac{f_1}{\omega_1} \sin \left[ \arccos \left( 1 - \frac{h_1 \omega_1^2}{f_1} \right) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (I7)$$

Вид решения уравнения (I4) имеет знак величины  $\omega_2^2$ , определяемый выражением (I5).

При  $\omega_2^2 > 0$  т.е.  $C > (P_1 - P_2) F (d\varphi/dx)_2$  уравнение (I4) имеет решение

$$x_2 = \frac{f_2}{\omega_2^2} + A_2 \sin(\omega_2 t + \psi_2), \quad (I8)$$

где  $A_2$  и  $\psi_2$  - постоянные интегрирования, определяемые с учетом начальных условий (I7) как

$$A_2 = \frac{\dot{x}_1(t_1)}{\omega_2 \cos \left[ \arctg \left( \frac{h_1 \omega_2}{\dot{x}_1(t_1)} - \frac{f_2}{\omega_2 \dot{x}_1(t_1)} \right) \right]},$$

$$\psi_2 = \arctg \left( \frac{h_1 \omega_2}{\dot{x}_1(t_1)} - \frac{f_2}{\omega_2 \dot{x}_1(t_1)} \right).$$

Здесь  $\dot{x}_1(t_1)$  - скорость тарелки клапана в конце фазы I, определяемая из выражения (I2).

Время, в течение которого тарель клапана пройдет ход  $h_2$ , определится из выражения (I8):

$$t_2 = \frac{1}{\omega_2} \left[ \arcsin \left( \frac{h_2}{A_2} - \frac{f_2}{A_2 \omega_2^2} \right) - \psi_2 \right]. \quad (I9)$$

С точки зрения практической реализации соотношений  $t_1 + t_2 = T$  и  $h_1 + h_2 = H$  важно определить характерные фазы движения золотника и правильно выбрать из них те, которые оказывают существенное влияние на его быстродействие. Так, из работы [7] следует, что у предохранительных клапанов полноподъемного типа, в которых максимально используется динамическое воздействие потока на золотник, время открытия клапанов в фазе I (0,034 с) приблизительно в три раза больше времени открытия его в фазе 2 (0,012 с). Из этого сле-

дует, что уменьшения времени открытия клапанов нужно добиваться за счет уменьшения его в фазе I. Как следует из выражения (I2), в этом случае надо увеличивать величину собственной частоты упруго-подвижной системы клапана  $\omega_1$ , определяемому формулой (6).

К числу общих рекомендаций следует отнести уменьшение массы  $m$  подвижных частей клапана в соответствии с выражениями (6) и (I2). Однако уменьшение указанной массы имеет свои пределы, обусловленные, с одной стороны, геометрическими размерами перекрывае-мого тракта и элементов клапанного уплотнения, а с другой стороны, требованиями обеспечения устойчивой работы упруго-подвижной системы клапана. Весьма перспективно уменьшение массы нагружающего элемента за счет использования "газовых" пружин (давления сжатых газов). Однако при этом происходит усложнение конструкций (герметизация полости "газовой" пружины, потребность в запирающей газовой магистрали) и повышается их чувствительность к перепаду окружающих температур. Кроме того, внезапная разгерметизация газовых полостей способна вызвать отказ агрегата или системы в целом.

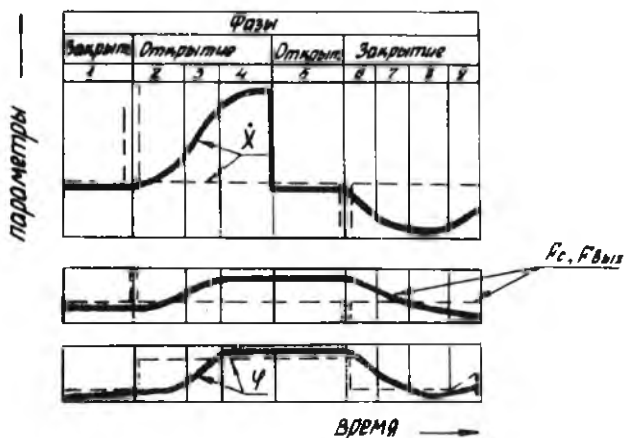
В большинстве случаев приемлем также путь повышения быстродействия срабатывания автоматических клапанов за счет увеличения площади поперечного сечения золотника  $F$  (условного проходного сечения тракта  $D_y$ ). Так, из соотношения (8)

$$\left. \begin{aligned} m &= A D_y^3, \\ P_{aэp} &= (p_1 - p_2) \varphi F = B D_y^2 \end{aligned} \right\}$$

следует, что при прочих равных условиях масса подвижных частей  $m$  клапана возрастает с увеличением  $D_y$  в большей степени, чем величина силы  $P_{aэp}$ . Это обуславливает увеличение времени срабатывания клапанов по мере увеличения их проходных сечений.

Оптимальный закон движения золотника (с точки зрения быстродействия, экономичности и безударной посадки клапана на седло) и зависимости изменения определенных параметров переходного процесса на рабочем ходе золотника в соответствии с зависимостями (9) и (I8), положены в основу ряда разработанных авторами агрегатов автоматики с управлением аэродинамическими силами на рабочем ходе золотника (рис. 2).

Изменение площади проходного сечения на входе ( $F_2$ ) реализовано авторами в конструкции предохранительного клапана [8]. Регулирование площади дроссельного сечения на входе обеспечивается



Р и с. 2. Оптимальный закон движения золотника при соответствующем ему характере изменения параметров процесса: (—) реальное управление; (---) идеальное;  $\dot{x}$  — скорость движения золотника;  $F_c$  и  $F_{вых}$  — площадь проходного сечения до и после золотника соответственно;  $\psi$  — коэффициент подъемной силы для заданной формы проточной части клапана

при помощи разворота перфорированных дисков, приводимых чувствительным элементом — турбиной, зафиксированной в исходном положении спиральной пружиной.

Изменение площади проходного сечения на выходе ( $F_{вых}$ ) реализовано авторами в конструкции пневматического клапанного устройства [9]. Изменение площади дроссельного сечения на выходе обеспечивается за счет установки связанного упруго с основным затвором дополнительного запорного органа, перекрывающего проходное отверстие выходного патрубка.

Регулирование коэффициента подъемной силы  $\psi$  осуществлено в клапанном устройстве [10] путем шарнирного крепления к запорному органу аэродинамических шторок, раскрывающихся на угол  $90^\circ$  под действием потока рабочей среды. Это явление, иногда называемое "параштированием" клапана, обеспечивает эффективное его торможение перед посадкой на седло. Устройства данного типа могут отличаться большим многообразием конструктивных схем.



Разработка устройств, обеспечивающих управление аэродинамическими силами как в фазе открытия, так и в фазе закрытия, обеспечивает более оптимальный режим работы золотников с точки зрения быстродействия, экономичности и ресурса.

#### Библиографический список

1. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Гидропневмотопливные агрегаты и их надежность. Куйбышев. кн. изд-во, 1989. 103 с.
2. Ольховский Н.Е. Предохранительные мембраны для защиты оборудования в химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности //Арматуростроение. Л., 1970. 47 с.
3. Эдельман А.И. Топливные клапаны жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1970. 244 с.
4. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.
5. Кондратьева Т.В. Предохранительные клапаны. Л.: Машиностроение, 1976. 232 с.
6. Коленко Н.Н., Мулюкин О.П. Исследование силового воздействия потока на золотник предохранительного клапана (ЦИНТИХимнефтемаш, М., 1984. С. 136. Деп. в ВНИИТИ, № 10.
7. Жибуртович Г.Г., Мамонтов В.Н., Тарасов Ю.И. К вопросу о времени срабатывания предохранительных клапанов //Арматуростроение. Л., 1979. С. 25-29.
8. А.С. 1295124, СССР, МКИ F 16K 7/06. Автоматический клапан / Чегодаев Д.Е. и др. (СССР). Опубл. 28.02.87. Бюл. № 9.
9. А.С. 273025, СССР, МКИ F 16K 17/04. Пневматическое клапанное устройство / Чегодаев Д.Е. и др. (СССР). Опубл. 4.12.87. Бюл. № 2.
10. А.С. 1302072 СССР, МКИ F 16K 17/04. Пуско-отсечной клапан / Чегодаев Д.Е. и др. (СССР). Опубл. 20.04.87. Бюл. № 14.