



Н. И. Жежера

## ВВОД СИГНАЛА ПО ПРОИЗВОДНОЙ ОТ ВХОДНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОМ КЛАПАНЕ С СЕРВОДЕЙСТВИЕМ

В настоящей статье приводится теоретический анализ и результаты экспериментальной проверки ввода сигнала по производной от входного давления в предохранительном клапане с серводействием путем подключения упругой емкости в полость, расположенную между основным и вспомогательным клапанами.

Существующие предохранительные клапаны с серводействием, применяемые в системах автоматизации и управления и предназначенные для переключения потока рабочей жидкости и предохранения от возможного повышения давления выше установленного, имеют существенные недостатки. При настройке их на рабочее давление в системе возможны забросы давления [1,2], превышающие номинальные. Основной и вспомогательный клапаны вибрируют, в результате чего происходит интенсивный износ основных сопряжений клапанов, ухудшение их динамических характеристик и увеличение утечек рабочей жидкости.

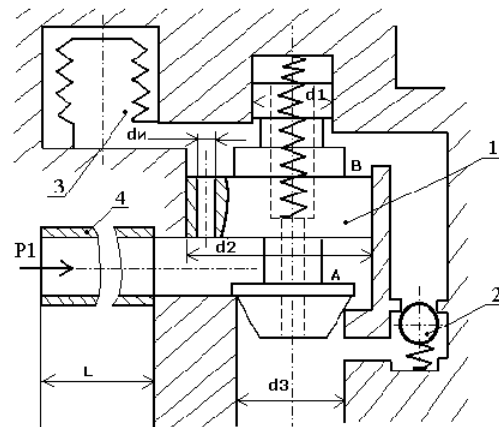
В работе [3] предлагается конструкция предохранительного клапана с серводействием и упругой емкостью, схема которого приведена на рисунке 1. Предохранительный клапан с серводействием состоит из основного клапана 1 с конусным затвором, в поршне которого выполнено дроссельное отверстие  $d_4$ , вспомогательного клапана с шаровым затвором 2, упругой емкости 3 и трубопровода 4.

Движение затворов клапана даже без упругой емкости описывается нелинейными дифференциальными уравнениями с правой частью, которые не решаются обычными аналитическими способами. Введение упругой емкости еще более усложняет задачу. Поэтому теоретический анализ влияния упругой емкости на работу клапана проводится в два этапа. Вначале выясняется влияние упругой емкости на работу основного клапана, а потом – на работу вспомогательного клапана.

При анализе влияния упругой емкости на работу основного клапана принимаем, что вспомогательный клапан полностью поджат к седлу и в работе не участвует, а функциони-

рует только основной клапан, имеющий воспринимающие давление рабочей жидкости площади  $W_1$  и  $W_2$ . Причем  $W_1$  – это площадь, воспринимающая входное давление и определяемая диаметрами  $d_2$  и  $d_3$ , а  $W_2$  – это площадь, воспринимающая давление со стороны упругой емкости и определяемая диаметрами  $d_2$  и  $d_1$ . Обычно в клапанах данного типа  $W_1 > W_2$ .

При этих допущениях основной клапан работает как предохранительный клапан, затвор которого поджимается к седлу пружиной и переменным давлением от упругой емкости.



1- основной клапан, 2- вспомогательный клапан, 3- упругая емкость, 4- трубопровод, А- камера входного давления, В- камера управления

Рисунок 1 - Схема предохранительного клапана с серводействием и упругой емкостью

Для установившегося движения рабочей жидкости через клапан уравнение равновесия имеет вид:

$$p_0 W_1 = F_0 + ch_0 + p_0 W_2 \quad (1)$$

где  $p_0$  — давление в камерах А и В, МПа;  
 $c$  — жесткость пружины, Н/м;  
 $h_0$  — высота подъема затвора, м;  
 $F_0$  — сила, Н, предварительного поджатия затвора к седлу пружины.

При изменении расхода жидкости через клапан уравнение его движения можно записать в следующем виде:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} + C_f \frac{dh}{dt} + ch = p_1 \Omega_1 - F_0 - p_2 \Omega_2, \quad (2)$$

где  $M$  — приведенная масса подвижных частей клапана, кг;

$C_f$  — сопротивление движению клапана, НЧс/м;

$p_1, p_2$  — давление рабочей жидкости при неустановившемся движении соответственно в камерах А и В, МПа.

Под введение безразмерных величин  $\eta = \frac{h}{h_0}$ ;  $p_1 = \frac{p_1 - p_0}{p_0}$ ;  $p_2 = \frac{p_2 - p_0}{p_0}$ ;  $\tau = \frac{at}{h_0}$ ;  $k = \frac{\Omega_2}{\Omega_1}$  где  $\Omega_1, \Omega_2$  —

$p_1, p_2$  — безразмерные давления соответственно в камерах А и В;

$t$  — безразмерное время;

$a$  — скорость звука в жидкости, м/с;

$l$  — длина подводящего рабочую жидкость трубопровода, м;

$k$  — коэффициент площадей, воспринимающих давление;

в уравнение (2) получим

$$\frac{d^2 \eta}{d\tau^2} + 2n \frac{d\eta}{d\tau} + \eta \sigma^2 = \frac{\sigma^2}{\delta} [p_1 - p_2 (1-k)],$$

где  $2n, \sigma^2, \delta$  — коэффициенты уравнения:

$$2n = \frac{C_f \cdot l}{aM}; \quad \sigma^2 = \frac{c \cdot l^2}{a^2 M}; \quad \delta = \frac{c \cdot h_0}{\Omega_1 p_0}.$$

В операторной форме это уравнение имеет вид:

$$N(p)(p^2 + 2np + s^2) = \frac{\sigma^2}{\delta} [p_1(p) - (1-k)p_2(p)] \quad (4)$$

где  $p$  — оператор Лапласа,

$N(p), p_1(p), p_2(p)$  — изображение соответственно перемещения клапана и давлений в камерах А и В.

Принимаем, что упругая емкость, присоединенная к клапану, линейна, то есть

$$C_b = Q/p_2 = \text{const}, \quad (5)$$

где  $Q$  — количество жидкости, поглощаемой упругой емкостью, м<sup>3</sup>;

$C_b$  — постоянная емкости, м<sup>3</sup>/МПа.

При установившемся течении рабочей жидкости через клапан количество жидкости в упругой емкости остается неизменным и равным

$$Q_0 = p_0 C_b. \quad (6)$$

Когда давление в камере А станет равным  $p_1$ , тогда за время  $dt$  в камеру В поступит объем жидкости  $dQ$ , давление изменится на величину  $dp_2$  и будет выполняться равенство

$$(p_0 + dp_2) C_b = Q_0 + dQ.$$

Вычитая из этого равенства соотношение

(6), получим

$$dp_2 C_b = dQ. \quad (7)$$

С другой стороны, количество жидкости, поступающей в упругую емкость через дроссельное отверстие в поршне основного клапана для докритического режима течения [4], определяется выражением:

$$dQ = \varepsilon \frac{(p_1 - p_2) d_4^4}{\mu \cdot l_2} dt, \quad (8)$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент расхода;

$d_4$  — диаметр дроссельного отверстия в поршне клапана, м;

$l_2$  — длина дроссельного отверстия, м;

$\mu$  — вязкость рабочей жидкости, ПаЧс.

Приравняв уравнения (7) и (8) и вводя безразмерные величины (3), получим

$$T \frac{dp_2}{d\tau} + p_2 = p_1, \quad (9)$$

где  $T$  — безразмерная постоянная времени,

$$T = \frac{C_b \cdot \mu \cdot l_2 \cdot d}{\varepsilon \cdot d_4^4 \cdot l}.$$

Уравнение (9) после преобразования в операторную форму принимает следующий вид:

$$p_2(p) = \frac{b}{p+b} p_1(p), \quad (10)$$

где  $b$  — безразмерная частота, равная обратной величине безразмерной постоянной времени, то есть  $b=1/T$ .

Уравнения (9) и (10) согласно теории автоматического управления представляют аperiодическое звено первого порядка.

На затвор основного клапана действует разность давлений

$$D = p_1 - p_2. \quad (11)$$

После дифференцирования уравнения (11) и подстановки его в уравнение (9), получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d\Delta}{d\tau} + b\Delta = \frac{dp_1}{d\tau}, \quad (12)$$

связывающее перепад давлений на поршне основного клапана с входным давлением. Отсюда вытекает, что с введением упругой емкости перепад давления на поршне основного клапана становится пропорциональным производной от входного давления. При наличии трубопровода, по которому подводится к клапану рабочая жидкость, изменение давления  $p_1(p)$  и скорости жидкости  $v(p)$  перед клапаном при краевом условии для начала трубопровода в форме

$$p_1(0, t) = \psi(\tau) \leftarrow \Psi(p), \quad (13)$$

где  $y(t)$ —давление в начале трубопровода;

$Y(p)$ —изображение давления в начале трубопровода, описывается следующей системой уравнений /5/:

$$\begin{aligned} \overline{p_1}(p) &= \Psi(p)Chp + C_1Shp \\ \overline{V_1}(p) &= -\lambda\Psi(p)Shp - \lambda C_1Chp, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $C_1$  - постоянная интегрирования;

$Chp, Shp$  - косинус и синус гиперболические от  $p$ ;

$$\lambda - \text{коэффициент}, \quad \lambda = \frac{p_0 \cdot a}{E \cdot v_0};$$

$a$  - скорость звука в жидкости, м/с;

$E$  - модуль упругости жидкости, МПа;

$v_0$  - установившееся значение скорости, м/с.

Изменения скорости рабочей жидкости  $v(p)$ , давления  $p_1(p)$  и перемещения клапана  $H(p)$  определяются соотношением /5/

$$H(p) = \overline{v}(p) - \frac{1}{2} p_1(p). \quad (15)$$

Начальные условия движения жидкости в трубопроводе и начальные условия движения клапана можно взять в следующей форме:

$$\overline{v}(x,0) = 0; \quad \overline{p_1}(x,0) = 0; \quad \eta(0) = 0; \quad \frac{d\eta}{d\tau} = 0, \quad (16)$$

где  $x$ —координата длины трубопровода, м.

После совместного решения уравнений (14) и (15) получим

$$H(p) = -\overline{\Psi}(p) \left( \lambda Shp + \frac{1}{2} Chp \right) - C_1 \left( \lambda Chp + \frac{1}{2} Shp \right). \quad (17)$$

Постоянная интегрирования определяется путем подстановки в уравнение (4) уравнений (10), (17) и значения  $\overline{p_1}(p)$  из уравнения (14):

$$C_1 = -\Psi(p) \frac{\sigma^2(p+kb)Chp + \delta(p+b) \left( \lambda Shp + \frac{1}{2} Chp \right) (p^2 + 2np + \sigma^2)}{\sigma^2(p+kb)Shp + \delta(p+b) \left( \lambda Chp + \frac{1}{2} Shp \right) (p^2 + 2np + \sigma^2)}.$$

Изображение перемещения затвора клапана получим после подстановки постоянной интегрирования в уравнение (17). Полученное выражение

$$H(p) = \Psi(p) \frac{\lambda \sigma^2(p+kb)}{\delta(p^2 + 2np + \sigma^2)(p+b) \left( \lambda Chp + \frac{1}{2} Shp \right) + \sigma^2(p+kb)Shp}$$

при значении  $l=1/2$  и обозначения  $s^2/d=a$  представим в виде ряда

$$\begin{aligned} H(p) &= \Psi(p) \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \sum_{n_1=0}^{\infty} \left[ \frac{\alpha(p+kb)}{(p^2 + 2np + \sigma^2)(p+b)} \right]^{2n_1+1} - \right. \\ &\quad \left. - \sum_{n_1=0}^{\infty} \left[ \frac{\alpha(p+kb)}{(p^2 + 2np + \sigma^2)(p+b)} \right]^{2n_1} \right\} e^{-p(2n+1)}. \end{aligned} \quad (18)$$

Для выяснения влияния коэффициента площади  $k$  и частоты звена  $b$  на переходный процесс основного клапана при единичном возмущении по давлению ограничимся рассмотрением одного члена ряда, т.е.

$$H(p) = \frac{\alpha(p+kb)}{(p^2 + 2np + \sigma^2)(p+b)}. \quad (19)$$

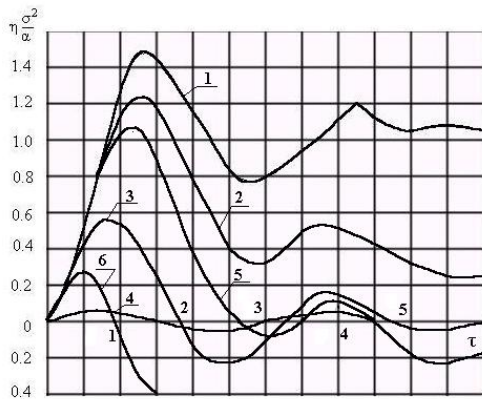
После перехода от изображения функции к оригиналу, получим:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\alpha}{b^2 + \sigma^2 - 2nb} \left\{ e^{-nt} \left[ \frac{b-n-bk}{\omega} \sin \omega t - \cos \omega t \right] + k + (1-k)e^{-bt} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{bk(b-2n)}{\sigma^2} \left[ 1 - e^{-nt} \left( \cos \omega t - \frac{n}{\omega} \sin \omega t \right) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (20)$$

где  $\omega = \sqrt{\sigma^2 - n^2}$  при условии  $s^2 > n^2$ .

На рисунке 2 приведены графики переходного процесса при единичном возмущении по давлению при значениях  $w=2.35, s=2.30, n=0.5, K=0, K=-0.8$  и  $b=w, b=0.1w, b=10w$ . Кривая 1 показывает, что при  $b=0$  работа клапана не зависит от коэффициента площади. В этом случае клапан является обычным предохранительным клапаном, затвор которого поджимается к седлу пружиной, и упругая емкость не оказывает существенного влияния на работу клапана. При коэффициенте площади  $k=0$ , т.е.  $W_1=W_2$ , с увеличением величины  $b$ , что соответствует уменьшению постоянной времени аperiodического звена первого порядка, зна-

чение открытия клапана (кривые 2,3,4) уменьшается. При  $b > 10w$  клапан почти не реагирует на изменение давления. Это означает, что при работе клапана с серводействием без упругой емкости основной клапан не может открыться и предохранить систему до тех пор, пока не откроется вспомогательный клапан. В клапане с упругой емкостью можно получить значительные открытия затвора основного клапана до открытия затвора вспомогательного клапана путем изменения характеристик как емкости, так и дроссельного отверстия.



1- при  $b=0$  и  $k=0$ ; 2 –  $b=0.1w$ ,  $k=0$ ; 3 –  $b=w$ ,  $k=0$ ; 4-  $b=10w$ ;  $k=0$ ; 5 –  $b=0.1w$ ,  $k=-0.8$ ; 6 –  $b=10w$ ,  $k=-0.8$

Рисунок 2 - Перемещение затвора основного клапана при единичном возмущении по давлению

При коэффициенте площади  $k = -0.8$ , когда  $W_2 \gg W_1$ , кривые переходного процесса 5 и 6 (рисунок 2) сдвигаются вниз, причем, чем больше величина  $b$ , тем смещение более значительное. Из этих кривых видно, что даже при отрицательном коэффициенте площади возможно открытие основного клапана до открытия вспомогательного клапана. Введение упругой емкости в предохранительный клапан с серводействием способствует возвращению клапана в исходное равновесное (или закрытое) положение, причем, чем больше коэффициент  $b$  и чем меньше коэффициент площади  $k$ , тем смещение происходит более интенсивно.

Для выяснения влияния упругой емкости на работу вспомогательного клапана принимаем, что основной клапан закрыт полностью и при изменении давления в системе не открывается. На вспомогательный клапан действует только давление, равное  $p_2$  по уравнению (10). Тогда аналогично вышеизложенной методике, принимая коэффициент демпфирования  $n=0$ , получим:

$$H(p) = \alpha \Psi(p) \frac{b}{(p^2 + \sigma^2)(p+b)}, \quad (21)$$

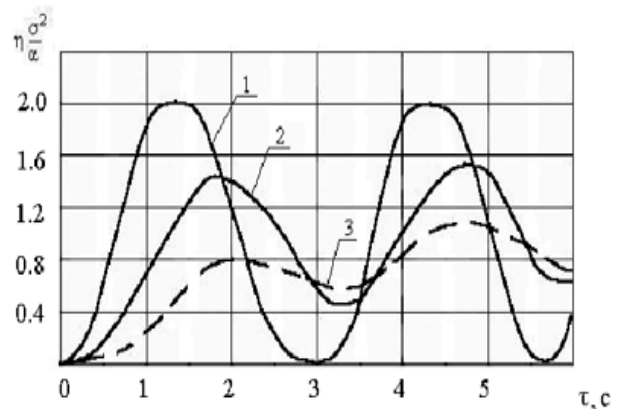
или после перехода к оригиналу функции, при единичном возмущении

$$\eta = \alpha - \frac{1}{b^2 + \sigma^2} e^{-bt} - \frac{b}{\sigma^2(b^2 + \sigma^2)} (b \cdot \cos \sigma t + \sigma \cdot \sin \sigma t). \quad (22)$$

По этому соотношению при  $s=2.25$  построены кривые переходного процесса для вспомогательного клапана (рисунок 3) при коэффициенте  $b$ , равном 0.2; 0.5 и  $b \in \Gamma$ . Из этого рисунка следует, что при изменении постоянной  $b$  апериодического звена, т.е. при изменении параметров упругой емкости и дроссельного отверстия, можно получить более плавный подъем вспомогательного клапана к установившемуся значению. Амплитуда колебания затвора клапана при этом также уменьшается.

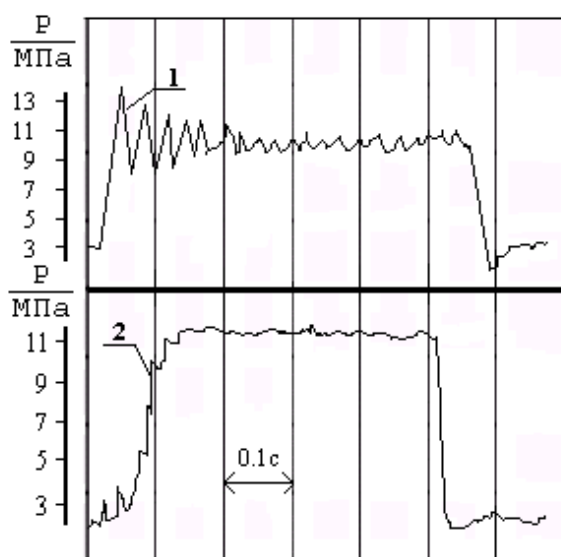
На рисунке 4 (кривая 1) приведена осциллограмма изменения давления в системе лабораторной установки при срабатывании обычного предохранительного клапана с серводействием. Кривая 2 показывает изменение давления в той же системе и при том же клапане, но с упругой емкостью.

Осциллограммы изменения давления в системе показывают, что работа клапана без упругой емкости сопровождается значительными забросами и колебаниями давления в системе. При работе клапана с упругой емкостью градиент давления значительно меньше, основной клапан открывается до открытия вспомогательного клапана, забросов давления не наблюдается и колебательность затворов клапана существенно уменьшается.



1- при  $b \in \Gamma$ ; 2 –  $b=0.5s$ ; 3 –  $b=0.2$

Рисунок 3 – Движение вспомогательного клапана при единичном возмущении по давлению



1 - предохранительный клапан с серводействием без упругой емкости;

2 - предохранительный клапан с серводействием и упругой емкостью

Рисунок 4 – Осциллограммы изменения давления в системе при ступенчатом возмущении по давлению

Полученные экспериментальные данные подтверждают теоретические положения и показывают целесообразность дальнейших конкретных конструктивных доработок по созданию предохранительных клапанов с упругой емкостью, которая существенно увеличивает чувствительность клапана, улучшает качество его работы и долговечность.

Выводы

Выведено дифференциальное уравнение изменения давления перед вспомогательным клапаном при наличии упругой емкости, которое показывает, что давление перед вспомогательным клапаном изменяется по экспоненциальной зависимости. Определено дифференциальное уравнение зависимости изменения перепада давления на поршне основного клапана при присоединении упругой емкости. Перепад давления на поршне основного клапана пропорционален производной от входного давления. С введением упругой емкости в предохранительный клапан вначале срабатывает основной клапан, а потом вспомогательный. Упругая емкость влияет на качество работы клапана, увеличивает чувствительность основного клапана к изменению давления в системе, уменьшая забросы давления и колебательность затворов.

#### Список использованной литературы

- 1 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика.- М.: Машиностроение, 1967.- 425 с.
- 2 Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1967.-366 с.
- 3 Жежера Н.И., Янсон В.М. Авторское свидетельство СССР №500382. Предохранительный клапан с серводействием.
- 4 Гуревич Ф.Д. Основы расчета трубопроводов и арматуры.- М-Л.: Машиностроение, 1962.-382 с.
- 5 Лурье Л.А. Операционное исчисление. – М.: Машгиз, 1951.- 454 с.