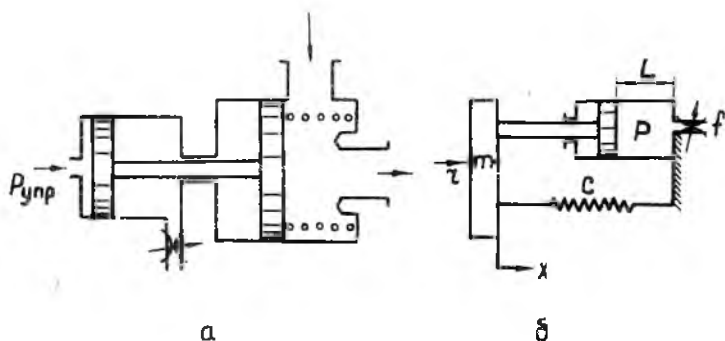


Ф.М.Ш а к и р о в

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА
КЛАПАННЫХ МЕХАНИЗМОВ СИСТЕМ ПНЕВМОГИДРОАВТОМАТИКИ ДЛЯ

Исследованию динамики различных демпфирующих устройств (ДУ), принцип действия которых основан на дросселировании газообразного или жидкого тела, был посвящен ряд работ [1,2,3]. Однако рассматривавшиеся в них модели не вполне применимы для описания переходных процессов в ДУ, которыми оснащаются клапанные механизмы систем пневмогидроавтоматики (ПГА) ДДА. В частности, в моделях не рассматривается управляющая сила, являющаяся результатом действия приводного устройства механизма и оказывающая существенное влияние на динамику исполнительных органов.

На рис. 1 показаны схемы клапанного механизма (а) и его демпфирующего устройства (б). Здесь m - масса подвижного элемента агрегата, включающая также массы поршня ДУ и приводного устройства; x - смещение исполнительного органа агрегата (поршня ДУ); c - жесткость пружины; f - площадь проходного сечения дросселирующего элемента ДУ; z - управляющая сила; p - давление в камере ДУ; L - ход исполнительного органа агрегата.



Р и с. I

Рассмотрим работу устройства с воздухом в качестве рабочего тела.

Уравнение неразрывности течения воздуха будет иметь вид

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \dot{M}, \quad (1)$$

где ρ - плотность газа; V - объем камеры ДУ; t - время;
 \dot{M} - массовый расход рабочего тела.

Производя ряд преобразований выражения (1) с использованием уравнения политропического процесса, представим его в виде

$$\rho \frac{dV}{dt} + \frac{V}{n} \frac{d\rho}{dt} = -\dot{M} R_y T, \quad (2)$$

где T - температура газа в камере ДУ; n - показатель поли-
 тропы; R_y - удельная газовая постоянная.

Пренебрежем незначительным теплообменом через стенки демпфиру-
 ющего устройства и примем протекающие в нем процессы адиабатически-
 ми, т.е. уравнение (2) с учетом замены переменной t на x при-
 мет вид

$$\frac{V}{n} \dot{x} \frac{d\rho}{dx} - \rho f_n \dot{x} = -\dot{M} R_y T_a \left(\frac{\rho}{\rho_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (3)$$

где \dot{x} , f_n - скорость движения и площадь поршня ДУ; ρ_a , T_a - дав-
 ление и температура газа в начале процесса, т.е. параметры окружаю-
 щей ДУ среды.

Выражение массового расхода газа различно для до- и сверхзвуко-
 вого истечений, поэтому уравнение (3) разобьем на два:

при $\rho_a/\rho > 0,528$

$$f_n(L-x) \frac{d\rho}{dx} - \rho f_n = -\frac{\alpha f(R_y T_a)^{1/2}}{\dot{x}} \rho^{\frac{3n-3}{2n}} \rho_a^{\frac{3-n}{2n}} \left(\frac{2n}{n-1}\right)^{1/2} \left[1 - \left(\frac{\rho_a}{\rho}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]^{1/2}; \quad (4)$$

при $\rho_a/\rho < 0,528$

$$f_n(L-x) \frac{d\rho}{dx} - \rho f_n = -\frac{\alpha f(R_y T_a)^{1/2}}{\dot{x}} \rho \left(\frac{\rho}{\rho_a}\right)^{\frac{n-1}{2n}} \left[n \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}\right]^{1/2}, \quad (5)$$

где α - коэффициент расхода дросселирующего элемента ДУ.

Для удобства анализа и обобщения аналитических результатов введем безразмерные параметры

$$F = \frac{f}{f_n}, \quad \rho = \frac{p}{p_a}, \quad X = \frac{x}{L}, \quad \dot{X} = \frac{\dot{x}}{\dot{x}_0}, \quad K = \frac{\alpha(Ry Ta)^{1/2}}{\dot{x}_0}$$

(\dot{x}_0 - скорость подвижной массы механизма при $x = 0$), с учетом которых выражения (4) и (5) примут вид:

при $1 < \rho < 1,894$

$$(1-X) \frac{d\rho}{dX} = n\rho \left[1 - \left(\frac{2n}{n-1} \right)^{1/2} K F \rho^{\frac{n-1}{2n}} (1-\rho)^{\frac{1-n}{2n}} / \dot{X} \right]; \quad (6)$$

при $\rho \gg 1,894$

$$(1-X) \frac{d\rho}{dX} = n\rho \left\{ 1 - \left[n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{1/2} K F \rho^{\frac{n-1}{2n}} / \dot{X} \right] \right\}. \quad (7)$$

Уравнение движения массы m исполнительного органа клапанного механизма при пренебрежении трением запишем в виде

$$m\ddot{x} + pf_n + cx = z, \quad (8)$$

где \ddot{x} - ускорение движения массы.

Введем безразмерные параметры массы $\bar{m} = m\dot{x}_0^2 / f_n L p_a$, жесткости пружины $\bar{c} = cL / f_n p_a$ и управляющей силы $R = z / f_n p_a$.

Заменим в производной уравнения (8) переменную t на X и перейдем к безразмерным параметрам:

$$\bar{m} \dot{X} \frac{d\dot{X}}{dX} + \rho + \bar{c} X = R. \quad (9)$$

Уравнения (6), (7) и (9) описывают в безразмерном виде работу демфирующего устройства клапанного механизма на переходных режимах.

Начальные условия переходных процессов: $X = 0$, $\rho = 1$, $\dot{X} = 1$, а при $X = 1$ необходимо обеспечить $\dot{X} = 0$.

Для оптимального торможения массы, т.е. для соблюдения условия $\dot{X}(1) = 0$ либо при $\rho = const$, либо при $\dot{X} = const$ [1], необходимо определить соотношение величин параметров Δy и закон изменения площади проходного сечения дросселирующего элемента в зависимости от перемещения массы. В дальнейших рассуждениях будем полагать неизмен-

ными в процессе перемещения исполнительного органа механизма величинами массы, жесткости пружины, управляющей силы и безразмерного коэффициента, т.е.

$$\bar{m} = \text{const}, \bar{c} = \text{const}, R = \text{const}, K = \text{const}.$$

Рассмотрим случай, когда на переходный процесс наложено условие $p = p_0 = \text{const}$. Из уравнения (9), после разделения переменных и интегрирования в пределах от I до X и от 0 до X, определим выражение для скорости перемещения подвижной массы механизма

$$\dot{X} = \left(1 + 2 \frac{R - p_0}{\bar{m}} X - \frac{\bar{c}}{\bar{m}} X^2\right)^{1/2}. \quad (10)$$

Подстановка в равенство (10) граничного условия $\dot{X}(I) = 0$ позволяет получить оптимальное (в смысле полного торможения исполнительного органа механизма) соотношение параметров устройства

$$R = p_0 + \frac{\bar{c} - \bar{m}}{2}. \quad (11)$$

Закон изменения площади проходного сечения дросселирующего элемента ДУ в зависимости от перемещения запорного органа клапанного механизма, обеспечивающий соблюдение условия $p = p_0 = \text{const}$ при различных режимах истечения рабочего тела из камеры ДУ, получим после подстановки в уравнения (6) и (7) выражения (10):

$$F = \frac{\left(1 + 2 \frac{R - p_0}{\bar{m}} X - \frac{\bar{c}}{\bar{m}} X^2\right)^{1/2}}{\left(\frac{2n}{n-1}\right)^{1/2} K p_0^{\frac{n-1}{2n}} \left(1 - p_0^{\frac{1-n}{n}}\right)^{1/2}} \quad (12)$$

при $1 < p_0 < 1,894$ и

$$F = \frac{\left(1 + 2 \frac{R - p_0}{\bar{m}} X - \frac{\bar{c}}{\bar{m}} X^2\right)^{1/2}}{\left[n \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}\right]^{1/2} K p_0^{\frac{n-1}{2n}}} \quad (13)$$

при $p_0 \geq 1,894$.

Исследуем уравнения, описывающие работу демпфирующего устройства, в случае наложения на переходный процесс условия $\ddot{X} = \ddot{X}_0 = \text{const}$. Из последнего равенства, интегрируя в пределах от I до X и от 0 до X, найдем скорость перемещения исполнительного органа механизма:

$$\dot{X} = (1 + 2\ddot{X}_0 X)^{1/2} \quad (14)$$

Из выражения (14), после подстановки в него граничного условия $\dot{X}(1) = 0$, нетрудно получить оптимальный уровень замедления движущейся массы $\ddot{X}_0 = -0,5$. Учитывая это, а также то, что $P(1) = 1$, из уравнения (9) найдем соотношение параметров ДУ, обеспечивающее оптимальный уровень замедления:

$$R = 1 - 0,5\bar{m} + \bar{c}. \quad (15)$$

Уравнение (9) позволяет определить безразмерное давление в камере ДУ

$$p = R - \bar{m}\ddot{X}_0 - \bar{c}X \quad (16)$$

и производную

$$\frac{dp}{dX} = -\bar{c}. \quad (17)$$

После подстановки равенств (14), (16) и (17) в уравнения (6) и (7) получим закон изменения площади проходного сечения дросселирующего элемента ДУ в зависимости от перемещения исполнительного органа механизма, обеспечивающий выполнение условия $\ddot{X} = \ddot{X}_0 = \text{const}$:

$$F = \frac{[n(R - \bar{m}\ddot{X}_0) + \bar{c}(1 - X - nX)](1 + 2\ddot{X}_0 X)^{1/2}}{n\left(\frac{2n}{n-1}\right)^{1/2} K(R - \bar{m}\ddot{X}_0 - \bar{c}X)^{\frac{3n-3}{2n}} \left[1 - (R - \bar{m}\ddot{X}_0 - \bar{c}X)^{\frac{n-1}{n}}\right]^{1/2}} \quad (18)$$

при $1 < p < 1,894$ и

$$F = \frac{[n(R - \bar{m}\ddot{X}_0) + \bar{c}(1 - X - nX)](1 + 2\ddot{X}_0 X)^{1/2}}{\left[n\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}\right]^{1/2} K(R - \bar{m}\ddot{X}_0 - \bar{c}X)^{\frac{n-1}{2n}}} \quad (19)$$

при $p > 1,894$.

Нарушение оптимальных соотношений параметров ДУ, устанавливаемых равенствами (11) и (15), приводит к несоблюдению граничного условия $\dot{X}(1) = 0$. В результате этого масса оказывается полностью заторможенной при $X < 1$, что недопустимо из-за необеспечения функциональ-

ных параметров механизма, либо ее скорость отлична от нуля при $X=1$, что означает ударное соприкосновение звеньев уплотнительного элемента агрегата.

В свою очередь, отклонение от зависимостей (12), (13) и (18), (19) ведет к нарушению условий, налагаемых на переходные процессы в устройстве ($P=P_0=const$ или $\dot{X}=\dot{X}_0=const$).

На рис. 2, а-е приведены графики, иллюстрирующие зависимости (12), (13), (18), (19) при различных сочетаниях параметров ДУ: графики на рис. 2, а-д соответствуют протеканию переходных процессов при $P=P_0=const$, а на рис. 2, е - при $\dot{X}=\dot{X}_0=const$. Для фиксации величины безразмерного коэффициента K приняты следующие значения параметров: $R_y = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{гр)}$; $T_a = 293 \text{ К}$; $\alpha = 0,7$; $\dot{x}_0 = 1 \text{ м/с}$.

Здесь следует отметить, что нулевое значение безразмерной площади проходного сечения дросселирующего элемента демфирующего устройства ($F=0$) соответствует нулевой скорости перемещения массы m исполнительного органа агрегата.

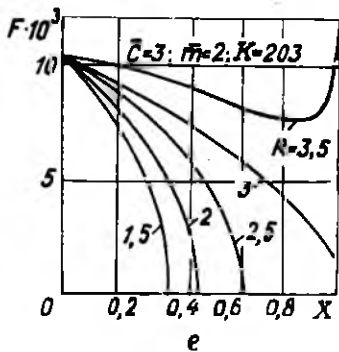
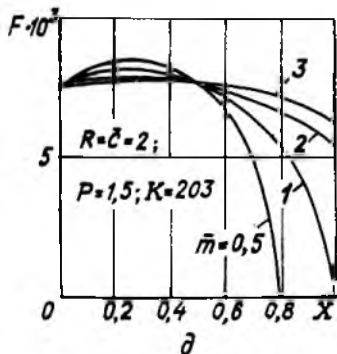
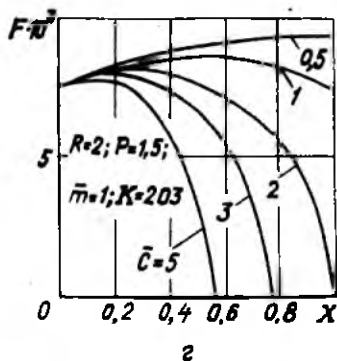
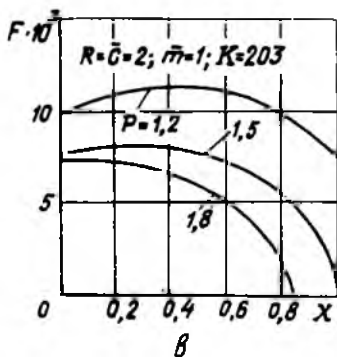
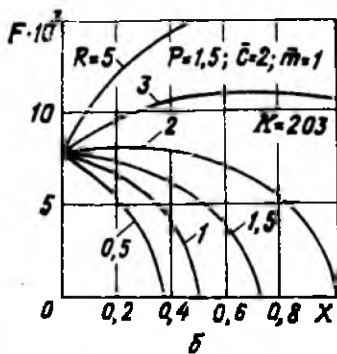
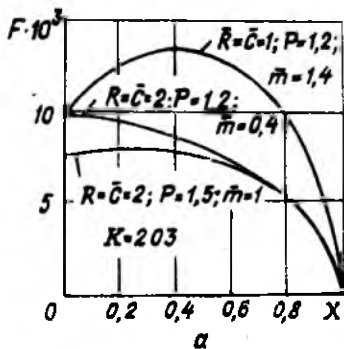
На рис. 2, а показаны кривые, полученные при различных оптимальных сочетаниях параметров ДУ, т.е. отвечающие зависимости (11).

Рис. 2, б-д иллюстрируют влияние на переходные режимы отклонений параметров ДУ от оптимальных значений. В случае наложения на переходный процесс в механизме условия $\dot{X}=\dot{X}_0=const$ изменение величин параметров устройства дает качественно однородную картину, и поэтому приведен лишь рис. 2, е, иллюстрирующий влияние вариации значения управляющей силы; оптимальной в этом случае является кривая $F(X)$ при $R=3$ - это значение в совокупности с величинами массы и жесткости пружины отвечает выражению (15).

Таким образом, величины параметров демфирующего устройства, отвечающие равенствам (11), (15), а также изменение площади проходного сечения дросселирующего элемента ДУ в соответствии с зависимостями (12), (13), (18), (19) обеспечивают оптимальное (в смысле полного торможения исполнительного органа агрегата в конце хода и выполнения наложенного на переходный режим условия) протекание переходных процессов в клапанном механизме систем ПГА ДДА.

Л и т е р а т у р а

1. Мэйн Р. Влияние податливости жидкости и конструкции на характеристики гидравлического амортизатора. - Конструирование и технология машиностроения, 1974, № 1, с. 1-6.



Р и с. 2

2. Алабушев П.М., Килин А.Д., Родигин С.П. Пневматическое торможение поршня путем дросселирования. - В кн.: Механизмы и машины ударного и вращательного действия.-Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1963, с. 50-56.

3. Дунав В.В. О частном случае торможения при помощи гидродемпфера. - В кн.: Пневматика и гидравлика.-М.: Машиностроение, 1981, вып. 8, с. 104-110.