Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г В. Плеханова, т LXV, вып. 1, 1973 г.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ СЛЕДЯЩИЙ МЕХАНИЗМ НА ЭЛЕМЕНТАХ УСЭППА

О. В. Кабанов, В. Г Павлов

Исполнительный следящий механизм (рис. 1) состоит из двухпоршневого сервомотора *1*, поршни которого связаны между собой зубчатой рейкой, передающей движение выходному валику *2* и клину *6*, воздействующему на датчик обратной связи *3*. Воздухораспределитель выполнен на двух элементах сравнения П2Эс.1 (ЭС-3) *4*, *5*. Выходы элементов сравнения соединены с полостями сервомотора *1*, а измерительные камеры — с командным сигналом $p_к$ и выходом датчика обратной связи. Атмосферное сопло одного из элементов сравнения соединено с выходом датчика обратной связи, а сопло другого — с атмосферой.

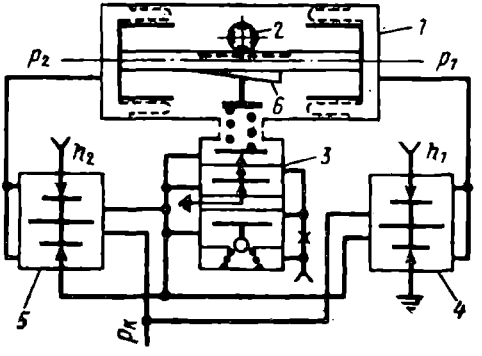


Рис. 1. Принципиальная схема исполнительного механизма.

Увеличение командного давления $p_к$ уменьшает давление на выходе одного элемента сравнения и увеличивает на выходе другого, создавая перепад давления на поршнях сервомотора. Увеличение давления на выходе датчика обратной связи *3* производит обратное действие, таким образом, при увеличении командного давления выходной валик поворачивается в одну сторону, а при уменьшении — в другую. Перемещение выходного валика $\alpha_{в.в}$ происходит до тех пор, пока не наступает равновесие мембранных блоков элементов сравнения, т. е. равенство давления $p_к$ и давления на выходе датчика обратной связи. Действие рассматриваемого механизма основано на свойстве элементов сравнения работать в качестве операционных усилителей. При выводе уравнений движения механизма примем следующие обозначения: p_1, p_2 — абсолютное давление воздуха в камерах пневмоцилиндра, *кгс/см²*; F, f — эффективные площади поршней пневмоцилиндра и мембран элементов сравнения, *см²*; X — ход поршня, *см*; h_1, h_2 — ход мембранных блоков

элементов сравнения *4* и *5*, *см*; c — жесткость мембранных блоков, *кгс/см*; R — газовая постоянная, *см/град*; θ — абсолютная температура, °К; $p_{о.с}$ — давление на выходе датчика обратной связи, *кгс/см*^{2}; Q — нагрузка на штоке механизма; *кгс*; T_1, T_2 — постоянные времени датчика обратной связи, *сек*; k — коэффициент усиления датчика обратной связи; a_i — постоянные коэффициенты.

Нестационарные процессы будем рассматривать при следующих допущениях.

1. Температура воздуха в полостях цилиндра остается постоянной, а термодинамические процессы квазистатическими.

2. Площади поршней пневмоцилиндра равны между собой, так же как и площади мембран элементов сравнения.

3. Инерционные силы при движении поршней и мембранных блоков малы, и ими можно пренебречь.

Дифференцируя во времени уравнения энергетического состояния для объема V и веса воздуха J, получаем

$$\frac{dp}{dt}V + \frac{dV}{dt}p = R\theta\frac{dJ}{dt} \tag{1}$$

Расход воздуха через дроссели элементов сравнения определим по эмпирической формуле, полученной после обработки зависимостей * для сопла 0,8 *мм*

$$G = a\,h^2\,\Delta p, \tag{2}$$

где Δp — перепад давлений на дросселе.

Условие равновесия мембранных блоков элементов сравнения *4* и *5*

$$\left.\begin{aligned} h_1 &= \frac{f}{c}p_к - \frac{f}{c}p_{о.с};\\ h_2 &= -\frac{f}{c}p_к + \frac{f}{c}p_{о.с};\\ h_1 &= -h_2;\ |h_1| = |h_2|. \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Если нагрузка на штоке постоянная, то

$$p_1 - p_2 = \frac{Q}{F}. \tag{4}$$

Применяя уравнения (1) — (3) к полостям пневмоцилиндра и элемента сравнения, с учетом условия (4), получаем в линейном приближении

$$\frac{dX}{dt} = \frac{R\theta}{Q}(a_1 p_к - a_2 p_{о.с}). \tag{5}$$

Датчик положения можно описать уравнением

$$T_1\frac{dp_{о.с}}{dt} + p_{о.с} = k\left(T_2\frac{dX}{dt} + X\right) \tag{6}$$

---

* Березовец Г. Т., Дмитриев В. Н., Нафжаров Э. М. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. «Приборостроение», 1957, № 4.

Объединив уравнения (5) и (6), получим

$$T_3^2\frac{d^2X}{dt}+2\xi T_3\frac{dX}{dt}+X=T_4\frac{dp_к}{dt}+k_1p_к, \qquad (7)$$

где

$$T_3=\sqrt{\frac{T_1Qc}{kR\theta(a_1f-a_2c)}};\quad \xi=\frac{ac+T_2[R\theta k(a_1f-a_2c)]}{2\sqrt{QcR\theta(a_1f-a_2c)}};$$

$$T_4=\frac{T_1a_1f}{k(a_1f-a_2c)};\quad k_1=\frac{a_1f}{k(a_1f-a_2c)};$$

$$a_1=2a\left[|h|\frac{Q}{F}-|h_{max}-h|\left(\frac{Q}{F}+p_{o.c}\right)\right];\quad a_2=a|h_{max}-h|.$$

Условием апериодичности переходного процесса является отсутствие мнимых корней в характеристическом уравнении. Приняв для наглядности $T_2=0$, получим

$$Qc-4T_1kR\theta(a_1f-a_2c)>0. \qquad (8)$$

Из этого выражения следует, что соединение камеры одного из элементов сравнения с атмосферным соплом и сигналом $p_{o.c}$, обусловливающее появление коэффициента a_2, способствует апериодичности переходного процесса. К этому же приводит увеличение нагрузки и уменьшение наклона клина.

Если корни характеристического уравнения — вещественные числа, то переходная функция исполнительного механизма принимает вид

$$X(t)=h(t)=k_1\left(1-\frac{T_5-T_4}{T_5-T_6}e^{-\frac{t}{T_5}}+\frac{T_6-T_4}{T_5-T_6}e^{-\frac{t}{T_6}}\right) \qquad (9)$$

где

$$T_5=\frac{T_3}{\xi-\sqrt{\xi^2-1}};\quad T_6=\frac{T_3}{\xi+\sqrt{\xi^2-1}};$$

$$p_к=1(t)=\begin{cases}1 \text{ при } t\geqslant 0\\ 0 \text{ при } t<0.\end{cases}$$

Лабораторные испытания макетного образца* показали, что приведенная схема вполне работоспособна. В статическом режиме нечувствительность в точке на выходном валике *2* при нагрузке 50, 12, 8, 4, 0 *кгс·см* не превышала 0,32% и с увеличением нагрузки уменьшалась до 0,07%, а гистерезис отсутствовал. При переменной нагрузке 3,75—5,85 *кгс·см* нечувствительность не превышала 0,25%. При динамических испытаниях был получен апериодический переходный процесс с очень небольшим перерегулированием δ. Из рис. 2, *а* видно, что при набросе $p_к$ от 0,2 до 0,6 *кгс/см*^{2} $\delta\leqslant 0{,}7\%$, а при набросе $p_к$ от 0,2 до 0,8 *кгс/см*^{2} $\delta\leqslant 1{,}3\%$, при этом время перерегулирования не превосходит 0,2 *сек*. Из рис. 2, *а* и *б* следует также, что при сбросе сигнала

* Павлов В. Г., Кабанов О. В., Шапкин А. И. Пневматический исполнительный механизм. Бюлл. изобр. и тов. знаков, 1968, № 28, авт. свид. № 226327.

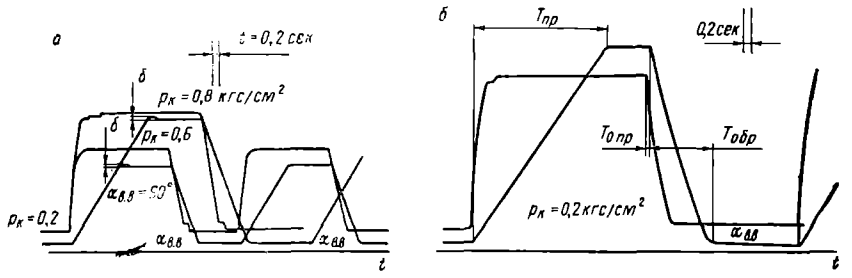


Рис. 2. Динамические характеристики исполнительного механизма при частичном (*а*) и полном (*б*) набросе и сбросе командного сигнала $p_к$.

от $p_{к\,max}$ до $p_к = 0{,}2$ *кгс/см²* наблюдается небольшое запаздывание $T_{0\,пр} = 0{,}15$ *сек*, а во всех остальных случаях запаздывание отсутствует. Время исполнительного механизма на прямом и обратном ходу соответственно равно $T_{пр} = 3{,}67$ *сек*, $T_{обр} = 1{,}84$ *сек*. После отработки 10 000 и 30 000 циклов статические характеристики отличались от первоначальных не более чем на $\pm 0{,}25\%$ по линейности и на 0,015% по нечувствительности.

Таким образом, теоретически и экспериментально доказано, что рассматриваемая схема работоспособна и может быть применена при автоматизации производственных процессов. Для уплотнения поршней сервомоторов целесообразно применение диафрагм большого хода по ВТУ № АВТ/АУ-314, так как при этом наблюдается хорошая плавность перемещения поршней и отпадает необходимость в обработке поверхности по высокому классу точности. При работе с манжетным уплотнением поршней по ГОСТ 6969—54 механизмы работают лучше при диаметрах манжет, равных или больше 50 *мм*. При малых диаметрах на работу исполнительного механизма влияет собственное трение манжеты о стенки сервомотора, при этом увеличивается склонность к автоколебаниям. Кроме того, при работе исполнительного механизма поршни сервомотора и элементы сравнения целесообразно располагать так, чтобы оси сервомоторов были параллельны между собой и осям элементов сравнения. Такое расположение улучшает характеристики привода при работе в условиях вибрации и ударных нагрузок, так как массы движущихся частей сервомотора уравновешиваются, а перемещение мембранных блоков элементов сравнения в результате воздействия сил инерции приводит к одновременному увеличению или уменьшению давления в обеих полостях сервомотора, поэтому перепад на поршнях сервомотора не меняется.