

# Следящий пневмопривод с цифровым управлением

© К.Д. Ефремова, В.Н. Пильгунов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Рассмотрены вопросы создания следящего позиционного пневматического привода с возвратно-поступательным движением его выходного звена. На базе основных положений пневмоавтоматики разработана математическая модель следящего пневмопривода. Экспериментальными исследованиями физического макета следящего пневмопривода подтверждена адекватность разработанной математической модели.*

**Ключевые слова:** следящий пневмопривод, параметр истечения, показатель критичности, гидравлический распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением.

Пневматические системы используют в промышленности в случаях, когда не требуются большие усилия для преодоления нагрузки и высокая точность позиционирования. Такие системы состоят из пневматического привода и элементов его управления. Принципиальная схема следящего пневмопривода с цифровым управлением приведена на рис. 1.

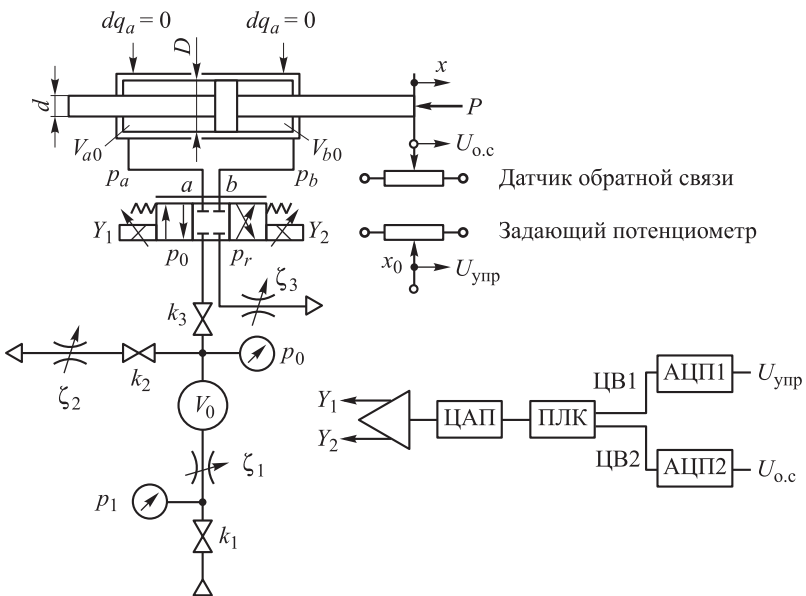


Рис. 1. Принципиальная схема следящего пневмопривода

В качестве исполнительного двигателя применяется пневмоцилиндр с проходным штоком, преодолевающий внешнюю нагрузку со всеми ее составляющими:

$$P = K_a \frac{d^2 x}{dt^2} + K_v \frac{dx}{dt} + K_x x + P_0,$$

где  $K_a(d^2x/dt^2)$ ,  $K_v(dx/dt)$ ,  $K_x x$ ,  $P_0$  — инерционная, скоростная, позиционная и постоянная составляющие;  $x$  — перемещение штока.

Управляющим элементом системы является гидравлический распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением (см. рис. 1). Командный сигнал и сигнал обратной связи поступают на входы аналого-цифровых преобразователей АЦП1 и АЦП2 программируемого логического контроллера (ПЛК), выполняющего функцию дискриминатора. Разностная цифровая величина ЦВ = ЦВ1 – ЦВ2 поступает на вход цифроаналогового преобразователя (ЦАП) и после преобразования в разностный аналоговый сигнал  $\Delta u = u_{упр} - u_{о.с}$  усиливается электронным усилителем мощности и управляет пропорциональными электромагнитами ( $Y_1$  и  $Y_2$ ). В отличие от рабочей жидкости гидропривода, физические свойства которой не зависят от давления, сжимаемость сжатого воздуха зависит как от особенностей пневмопривода, так и от его существенных недостатков:

- накапливаемая энергия давления сжатого воздуха при известных условиях может превратиться в кинетическую энергию присоединенной массы и вызвать ударные нагрузки;
- пневматические емкости при  $pV \geq 1000$  МПа попадают под понятие «сосуд высокого давления», требуют госрегистрации в надзорных органах и являются объектами повышенной опасности; это ограничивает уровень давления сжатого воздуха в промышленных пневмоприводах значением  $p \leq 1$  МПа;
- исполнительный двигатель без установки дополнительных специальных средств не может обеспечить высокую плавность хода, точное позиционирование и удержание нагрузки;
- вследствие ограничения давления сжатого воздуха возрастают габариты исполнительных двигателей;
- зависимость плотности сжатого воздуха от давления существенно усложняет расчет динамических характеристик пневмоприводов.

В связи с изложенным выше расчет и проектирование пневмоприводов и систем управления требуют специальных знаний физических свойств и особенностей упругой среды.

Для конкретизации математической модели пневмопривода сжатый воздух рассматривают как реальный газ, т. е. воздух обладает полным

набором физических свойств газа. Соотношения между параметрами сжатого воздуха и их взаимосвязанные изменения определяются особенностями термодинамических процессов.

По нормам техники безопасности в следящих пневмоприводах общепромышленного назначения избыточное давление сжатого воздуха не должно превышать  $p \leq p_{\text{изб max}} = 1$  МПа, тогда при упрощенных расчетах рабочую среду можно рассматривать как идеальный газ. При давлении питания  $p_{\text{изб max}} \geq 2$  МПа сжатый воздух должен рассматриваться как реальный газ, состояние которого (соотношение его параметров) определяется по уравнению Ван-дер-Ваальса [1]:

$$\left( p + \beta \frac{m^2}{v^2} \right) (V - \alpha m) = mRT, \quad (1)$$

где  $R$  — газовая постоянная, равная работе расширения единицы массы газа при его нагреве на 1 К в условиях постоянства абсолютного давления  $dp = 0$  (для осушенного воздуха  $R = 287$  Дж/(кг·К));  $\alpha$  и  $\beta$  — коэффициенты, учитывающие неидеальность газа, при  $\alpha = \beta = 0$  уравнение (1) принимает вид уравнения Менделеева — Клапейрона:  $pV = mRT$ .

Для удельного объема  $V_m$  (объем воздуха  $V$ , отнесенный к его массе  $m$  при известной плотности  $\rho$ ) уравнение Менделеева — Клапейрона имеет вид

$$pV_m = \frac{p}{\rho} = RT. \quad (2)$$

Плотность газа существенно зависит от абсолютного давления  $p$ , Па, и менее существенно — от абсолютной температуры  $T$ , К.

Общее уравнение термодинамического процесса изменения состояния газа [2, 3]

$$dQ = dE + dA,$$

где  $dQ$  — теплота, подводимая к газу массой  $m$ ;  $dE$  — изменение внутренней энергии газа в объеме  $V$ ;  $dA$  — внешняя работа, совершаемая газом при его расширении. Приводя уравнение к единице массы  $m$  газа  $dq = de = de/m$ ,  $da = dA/m$ , записываем общий вид уравнения термодинамического процесса:

$$dq = de + da.$$

Пневмоцилиндр совершает полезную работу  $dA > 0$  при перемещении нагрузки на штоке. Поршень объемного компрессора использует подводимую механическую энергию и  $dA < 0$ .

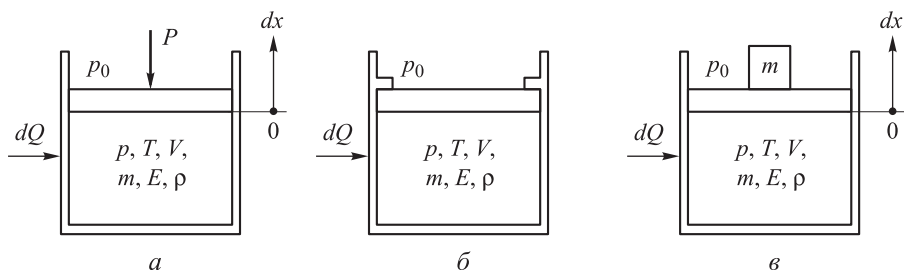
Рассмотрим частные случаи решения общего уравнения термодинамики (рис. 2).

**Изотермический процесс.** Подводимая теплота в условиях постоянства температуры ( $dT = 0$ ) вызывает увеличение объема воздуха  $V$ , при этом поршень совершает полезную работу  $da > 0$  против нагружающей поршень силы  $P$  на пути  $dx$  (рис. 2, а). В этом случае уравнение (2) принимает вид  $p_1 V_{m1} = p_2 V_{m2} = \text{inv}$ , или с учетом  $V_m = 1/\rho$   $p_1/\rho_1 = \text{inv}$  (закон Бойля — Мариотта).

**Изохорический процесс.** Процесс происходит в условиях постоянства объема ( $dV = 0$ ), внешняя работа не совершается ( $da = 0$ ) и вся подводимая теплота преобразуется в изменение внутренней энергии воздуха  $de$  (рис. 2, б). Уравнение состояния  $p_1 V_m = RT_1, p_2 V_m = RT_2$ , или  $p_1/p_2 = T_1/T_2 = \text{inv}$  (закон Шарля).

**Изобарический процесс.** Физический смысл изобарического процесса соответствует физическому смыслу изотермического процесса при постоянной нагрузке (рис. 2, в). Процесс связан с совершением внешней работы и изменением внутренней энергии воздуха. Уравнение состояния  $V_{m1} = V_{m2} = T_1/T_2, p_2/p_1 = T_1/T_2$  (закон Гей-Люссака).

**Адиабатический процесс.** Физический смысл этого процесса соответствует физическому смыслу изотермического процесса (см. рис. 2, а) без подвода теплоты:  $dQ = 0$ . Уравнение состояния в адиабатическом процессе имеет вид  $p_1 V_{m1}^k = p_2 V_{m2}^k = p V_m^k = \text{inv}$ , где  $k$  — показатель адиабаты.



**Рис. 2.** Схемы, поясняющие физический смысл изотермического (а), изохорического (б) и изобарического (в) термодинамических процессов

**Политропический процесс.** Этот процесс соответствует процессу изменения состояния реального газа, протекающему не изолированно от окружающей среды, а с частичным теплообменом. Данный процесс является промежуточным процессом между изотермическим и адиабатическим.

тическим процессами. Уравнение состояния газа получим путем замены показателя адиабаты  $k$  в адиабатическом процессе на показатель политропы  $n$ :  $pV_m^n = RT$ .

Для определения закона истечения газа в адиабатическом процессе запишем уравнение Бернулли для сечений 2—2 потока, вытекающего из пневматической емкости постоянного объема в газовую среду с давлением  $p_2$  через круглое отверстие с заостренной кромкой (рис. 3):

$$gz_1 + \frac{kp_1}{\rho_1(k-1)} + \frac{u_1^2}{2} = gz_2 + \frac{kp_2}{\rho_2(k-1)} + \frac{u_2^2}{2},$$

после преобразований имеем

$$\frac{kp_1}{\rho_1(k-1)} + \left(\frac{sp_2}{\rho_1}\right)^2 \frac{u^2}{2} = \frac{kp_2}{\rho_2(k-1)} + \frac{u^2}{2},$$

где  $s = (d/D)^2$ ;  $u$  — скорость струи,  $u = \left\{ \left[ \frac{2kp_1}{\rho_1(k-1)} \right] \left[ 1 - s^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} \right] \times \left[ 1 - \frac{p_2}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} \right] \right\}^{0,5}$ .

При истечении газа из пневматической емкости большого диаметра ( $D \gg d$ ) и при  $s \rightarrow 0$  скорость струи определяется по уравнению Сен-Венана — Ванцеля:

$$u = \left\{ \left[ \frac{2kp_1}{\rho_1(k-1)} \right] \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{0,5}. \quad (3)$$

В газодинамике широко используется относительное давление  $\beta = p_2/p_1$ , которое далее будем рассматривать как показатель критичности процесса истечения сжатого воздуха в газовую среду с абсолютным давлением  $p_2$ . Процесс истечение воздуха как реального газа происходит с потерями энергии, обусловленными обменом количества движения между молекулами на уровне их взаимных соударений, которые учитываются коэффициентом скорости  $\varphi$  и коэффициентом сжатия струи  $\varepsilon$ :

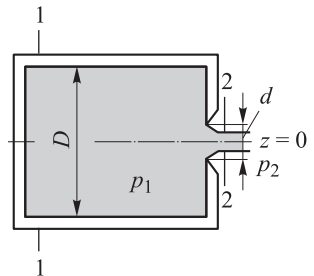


Рис. 3. Расчетная схема процесса истечения газа через отверстие

$$\varphi = \frac{1}{(1+\zeta)^{0,5}} < 1; \quad \varepsilon = \left(\frac{d_c}{d}\right)^2,$$

где  $\zeta$  — коэффициент гидравлического сопротивления устройства, через которое происходит истечение;  $d_c$  — диаметр струи. Эти коэффициенты совместно оцениваются коэффициентом расхода  $\mu = \varphi\varepsilon < 1$ .

Введем массовый расход воздуха  $G$  через круглое отверстие с площадью проходного сечения  $A_{п.с} = 0,785d^2$ . После преобразования равенства (3) массовый расход будет определяться по выражению

$$G = \mu A_{п.с} p_1 \left\{ \left[ \frac{2k}{RT_1(k-1)} (1-s^2 \beta^{2/k}) (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}) \right] \right\}^{0,5}. \quad (4)$$

В случае теплообмена с окружающей средой процесс истечения воздуха будет отличаться от адиабатического, а показатель адиабаты  $k$  должен быть заменен показателем политропы  $n$ . Наибольший массовый расход будет при критическом значении показателя критичности

$$\beta_{кр} = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)}.$$

Для адиабатического процесса истечения газа  $k = 1,4$  и  $\beta_{кр} = 0,528$ ; для процесса, близкого к изотермическому,  $n = 1,15$  и  $\beta_{кр} = 0,574$ . Для адиабатического процесса значения  $\beta < 0,528$  определяют режим надкритического истечения газа, значения  $0,528 < \beta < 0,83$  — режим докритического истечения газа. При  $\beta > 0,83$  процесс истечения приближается к режиму истечения несжимаемой капельной жидкости: в этом случае плотность газа при его истечении в окружающую среду с давлением  $p_2$  не изменяется более чем на 20 % и справедливо уравнение массового расхода

$$G = \mu A_{п.с} \left( \frac{2\rho}{p_1 - p_2} \right)^{0,5}.$$

При этом плотность газа  $\rho$  определяется по среднему значению давления  $p = 0,5(p_1 + p_2)$ , а процесс истечения газа приближается к изотермическому и  $\rho = 0,012p$ .

В целях упрощения выражений для скорости струи (3) и массового расхода (4) введем проводимость отверстия  $Z$  и параметр истечения  $k_{\beta}$ :

$$Z = \mu A_{п.с};$$

$$k_{\beta} = \left\{ \left[ \frac{2n}{RT_1(n-1)} (1-s^2 \beta^{2/n}) [\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n}] \right] \right\}^{0,5}.$$

При  $s \rightarrow 0$

$$k_{\beta} = \left\{ \left[ \frac{2n}{RT_1(n-1)} [\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n}] \right] \right\}^{0,5}.$$

Уравнение (4) принимает вид  $G = Zk_{\beta} p_1$ .

Рассмотрим возможность непрерывного управления возвратно-поступательным движением нагрузки на базе следящего пневмопривода с цифровым электромагнитным пропорциональным управлением. Силовая характеристика пневмопривода без учета сил трения в уплотнениях и направляющих имеет вид

$$0,785(D^2 - d^2)(p_a - p_b) = K_a \frac{d^2 x}{dt^2} + K_v \frac{dx}{dt} + K_x x + P_0,$$

где  $D$  и  $d$  — диаметры поршня и штока;  $p_a, p_b$  — давление в полостях высокого и низкого давления пневмоцилиндра.

Скорость движения поршня с проходным штоком связана с массовым расходом соотношением

$$\frac{dx}{dt} = \frac{G}{0,785\rho(D^2 - d^2)}.$$

С помощью математического моделирования работы следящего пневмопривода с учетом термодинамических процессов заполнения и опорожнения полостей пневмоцилиндра через дросселирующие окна пневматического распределителя без учета гидравлических потерь в коротких трубопроводах получена обобщенная модель следящего пневмопривода.

1. Заполнение пневматической емкости переменного объема (полость высокого давления пневмоцилиндра  $a$ ):

$$\left( \frac{x_0}{RT_0} \right) d \left( K_a \frac{d^2 x}{dt^2} + K_v \frac{dx}{dt} + K_x x + P_0 + S p_b \right) + S \rho_{a0} dx = Z_a k_{\beta a} A_{п.с} p_0 dt,$$

где  $k_{\beta a} = \left\{ \left[ \frac{2n}{RT_1(n-1)} [\beta_a^{2/n} - \beta_a^{(n+1)/n}] \right] \right\}^{0,5}$ ;  $S$  — рабочая площадь поршня,  $S = 0,785(D^2 - d^2)$ .

2. Опорожнение пневматической емкости переменного объема (полость низкого давления пневмоцилиндра  $b$ ):

$$\left(\frac{x_0}{RT_b}\right)d\left(Sp_b - K_a \frac{d^2 x}{dt^2} - K_v \frac{dx}{dt} - K_x x - P_0\right) + Sp_{b0} dx = \\ = Z_b k_{\beta b} \frac{Sp_a - K_a(d^2 x / dt^2) - K_v(dx / dt) - K_x x - P_0}{S} dt,$$

где  $k_{\beta b} = \left\{ \left[ \frac{2n}{RT_1(n-1)} \right] \left[ \beta_b^{2/n} - \beta_b^{(n+1)/n} \right] \right\}^{0,5}$ .

3. Источник питания постоянного давления ограниченной мощности с ресивером:  $p_0 = \text{inv}$ ;

4. Быстродействующий пневматический распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением:

$$A_{\text{п.с}} = K_{UA} U_{\text{эм}},$$

где  $A_{\text{п.с}}$  — площадь проходного сечения окна пневматического распределителя,  $\text{м}^2$ ;  $K_{UA}$  — коэффициент передачи по напряжению,  $\text{м}^2/\text{В}$ ;  $U_{\text{эм}}$  — напряжение на электромагните.

5. Датчик управляющего сигнала:

$$U_{\text{упр}} = K_{xU} x_0,$$

где  $x_0$  — смещение движка потенциометра,  $\text{м}$ ;  $K_{xU}$  — коэффициент передачи по напряжению,  $\text{В}/\text{м}$ .

6. Датчик обратной связи по положению:

$$U_{\text{о.с}} = K_{\text{о.с}} x,$$

где  $x$  — перемещение поршня пневмоцилиндра,  $\text{м}$ ;  $K_{\text{о.с}}$  — коэффициент обратной связи по положению,  $\text{В}/\text{м}$  (для единичной обратной связи по положению  $K_{xU} = K_{\text{о.с}}$ ).

7. Электронный усилитель мощности:

$$U_{\text{эм}} = K_3 \Delta U,$$

где  $K_3$  — коэффициент передачи по напряжению электронного усилителя;  $\Delta U$  — электрический сигнал рассогласования (ошибки),  $\text{В}$ .

8. ПЛК с АЦП и ЦАП:

$$K_{\text{ПЛК}} = 1.$$



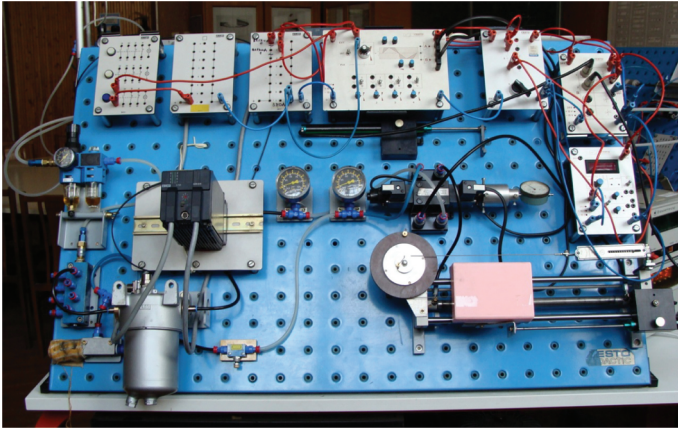


Рис. 4. Физический макет следящего пневмопривода

Физический макет следящего пневмопривода приведен на рис. 4. Рабочая площадь поршня  $S = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . Платформа пневмоцилиндра была нагружена массой  $m = 2 \text{ кг}$  и преодолевала позиционную составляющую нагрузки при  $K_x = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ . Постоянная составляющая нагрузки отсутствовала. При полном ходе поршня пневмоцилиндра  $x_0 = 200 \text{ мм}$  воспроизводимость результата позиционирования была не ниже  $0,7 \text{ мм}$ . После снятия внешнего возмущающего воздействия, вызывающего смещение платформы, она возвращалась в исходную позицию с точностью  $0,5 \dots 0,7 \text{ мм}$ . Наличие в схеме пневмопривода с нелинейностями типа «сухое трение», «зона нечувствительности» и «упругое звено» приводило систему в режим автоколебаний в случае, когда коэффициент передачи прямой цепи превышал значения, определяемые условиями устойчивости. Адекватность математического моделирования следящего пневмопривода результатам анализа переходных процессов его физического макета составила в среднем  $80 \%$ .

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Нагорный В.С., Денисов А.А. *Устройства автоматики гидро- и пневмосистем*. Москва, Высшая школа, 1991, 367 с.
- [2] Башта Т.М. *Гидропривод и гидропневмоавтоматика*. Москва, Машиностроение, 1972, 320 с.
- [3] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Машиностроение, 1982, 423 с.

Статья поступила в редакцию 08.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Следящий пневмопривод с цифровым управлением. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/687.html>

**Ефремова Клара Дмитриевна** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных и методических работ в области пневмоавтоматики и механики жидкости и газа. e-mail: kde@bmstu.ru

**Пильгунов Владимир Николаевич** родился в 1941 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1964 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидравлические машины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области механики жидкости и гидропневмоавтоматики. e-mail: vnp41@yandex.ru