

Сравнительная оценка эффективности дроссельного регулирования пневмоприводов

© К.Д. Ефремова

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

Изложены два способа дроссельного регулирования скорости выходного звена исполнительного пневмодвигателя как основного устройства пневматического привода. В качестве пневмодвигателя рассмотрен пневмоцилиндр, который наиболее распространен как в пневматических, так и в электропневматических системах. Проведен сравнительный анализ энергетической эффективности дроссельного первичного и вторичного регулирования скорости хода поршня пневматического цилиндра при различных режимах его движения с помощью сравнения КПД. Изучены термодинамические процессы сжатого воздуха. Получено выражение для определения расхода реального газа через дросселирующее устройство. Показано, что наибольшее значение расхода воздуха наблюдается при критическом значении показателя критичности.

Ключевые слова: пневмопривод, пневмоцилиндр, первичное регулирование, вторичное регулирование, прямой ход поршня.

В пневмоприводах с возвратно-поступательным движением выходного звена исполнительного двигателя (пневмоцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком) прямой и обратный ход поршня имеют разные скоростные и динамические характеристики. Скорость движения выходного звена определяется объемным расходом сжатого воздуха и геометрией пневмоцилиндра. При *дроссельном* регулировании скорости хода объемный расход сжатого воздуха, поступающего в полости пневмоцилиндра, регулируется изменением площади проходного сечения рабочей щели дросселя.

В пневмоприводах наиболее часто используется источник питания постоянного давления ($p_0 = \text{inv}$, Па), что достигается совместной работой компрессора, редукционного клапана и ресивера достаточно большой емкости. В зависимости от месторасположения дросселя различают два способа регулирования скорости движения выходного звена пневмоцилиндра:

1) *первичное регулирование* — регулирование на входе (дроссель установлен в подводящей линии пневмоцилиндра, рис. 1, а);

2) *вторичное регулирование* — регулирование на выходе (дроссель установлен в линии выхлопа пневмоцилиндра, рис. 1, б).

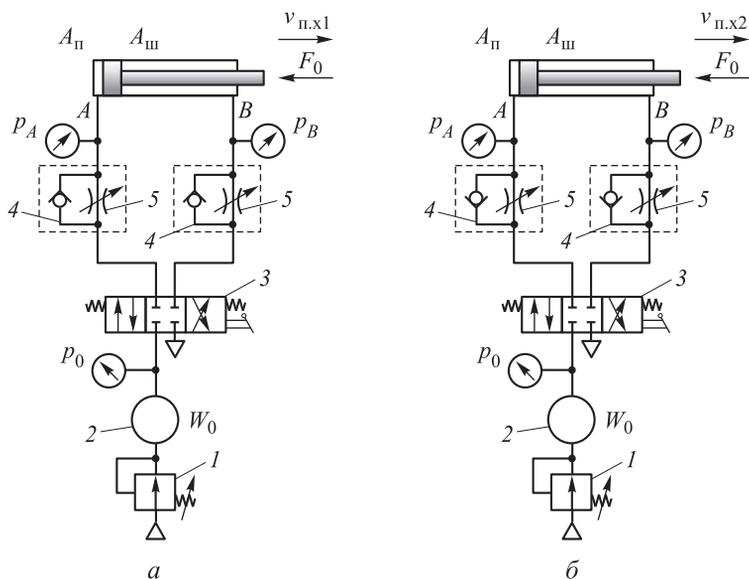


Рис. 1. Схемы первичного (а) и вторичного (б) регулирования пневмопривода: 1 — редукционный клапан; 2 — ресивер; 3 — распределитель; 4 — обратный клапан; 5 — дроссели

Условно постоянное давление ($p_0 \approx \text{inv}$) в ресивере 2 емкостью W_0 , м³, поддерживается редукционным клапаном 1. При рассмотрении энергетических характеристик пневмопривода с первичным и вторичным дроссельным регулированием принимаем следующие допущения:

- абсолютное давление в линии выхлопа распределителя 3 равно атмосферному давлению;
- абсолютное давление на выходе ресивера постоянно: $p_0 = \text{inv}$;
- гидравлические сопротивления рабочих щелей распределителя и обратных клапанов 4 малы по сравнению с гидравлическим сопротивлением дросселей 5.

Полагают, что схема регулирования методом подпора в линии выхлопа пневмоцилиндра предпочтительнее схемы установки дросселя в подводящей линии вследствие:

- подпора в линии выхлопа, обеспечивающего повышенное давление в полости выхлопа пневмоцилиндра: привод становится более жестким и делает возможным плавное движение выходного звена пневмоцилиндра;
- выделяемой в дросселе теплоты, обусловленной процессом теплообмена: теплота отводится непосредственно в атмосферу и не вызывает дополнительный нагрев пневмоцилиндра;
- подпора в линии выхлопа, предотвращающего аварийные ситуации при несанкционированной смене знака нагрузки на штоке пневмоцилиндра.

При расчете энергетических характеристик пневмопривода с дроссельным регулированием неизбежны трудности, обусловленные:

- течением сжатого воздуха (далее газ) в дросселях;
- особенностями заполнения пневматической емкости переменного объема (полость высокого давления пневмоцилиндра);
- особенностями опорожнения пневматической емкости переменного объема (полость выхлопа пневмоцилиндра);
- одновременным заполнением и опорожением пневматической емкости постоянного объема (ресивера);
- влиянием температуры окружающей среды на процессы движения газа в узких каналах дросселирующих устройств, точностью позиционирования поршня пневмоцилиндра и удержания нагрузки.

Связь между характеристиками газа и их взаимосвязанными изменениями определяется свойствами термодинамических процессов. В пневмоприводах общепромышленного применения давление газа p_0 в соответствии с нормами техники безопасности не должно превышать 1 МПа.

Для удельного объема газа, $\text{м}^3 \cdot \text{кг}^{-1}$,

$$V_m = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho},$$

где m , V — масса, кг, и объем газа, м^3 ; ρ_0 — плотность газа, зависящая от абсолютного давления, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$, уравнение Менделеева — Клапейрона имеет вид

$$pV_m = RT. \quad (1)$$

Здесь R — газовая постоянная, равная работе расширения единицы массы газа при его нагревании на 1 К в условиях постоянного давления $dp = 0$ (для осушенного газа $R = 287$ Дж/(кг·К), Дж(кг·К)); T — абсолютная температура, К. Общее уравнение термодинамического процесса изменения состояния газа

$$dQ = dE + dA, \quad (2)$$

где dQ — подводимая к газу массой m теплота; dE — изменение внутренней энергии в газе объемом V ; dA — внешняя работа, совершаемая газом при его расширении. Приводя слагаемые уравнения (2) к единице массы m $dq = dQ/m$, $de = dE/m$, $da = dA/m$, получаем общий вид уравнения термодинамического процесса:

$$dq = de + da. \quad (3)$$

Поршень пневмоцилиндра совершает полезную работу по преодолению нагрузки $dA > 0$. Рассмотрим частные случаи решения общего уравнения тепломассообмена (3).

1. Изотермический процесс. В этом случае подводимая теплота в условиях постоянства температуры $dT = 0$ вызывает увеличение объема газа V , при этом поршень пневмоцилиндра на пути dx совершает полезную работу $da > 0$ против сил F_0 , $F_{\text{п}}$ и $F_{\text{ш}}$, где F_0 — нагрузка на штоке; $F_{\text{п}}$ и $F_{\text{ш}}$ — силы трения в уплотнениях поршня и штока пневмоцилиндра. Уравнение состояния газа (1) принимает вид

$$p_1 V_{m_1} = p_2 V_{m_2} = \text{inv},$$

и с учетом $V_m = 1/\rho$ запишем закон Бойля — Мариотта

$$\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2}.$$

Изотермический процесс происходит в условиях активного теплообмена массы газа с окружающей средой или при малой скорости изменения объема V , что соответствует малому значению производной dx/dt . Для пневматической емкости постоянного объема (ресивера) этот режим имеет место при ее медленном заполнении или опорожнении, либо если объем емкости W_0 достаточно большой.

2. Изобарический процесс. Этот процесс происходит при постоянной нагрузке $F_0 = \text{inv}$, например в случае преодоления силы тяжести $F_0 = mg$. Процесс связан с совершением поршнем пневмоцилиндра внешней работы и изменением внутренней энергии газа. Слагаемые уравнения (3) и само уравнение принимают вид

$$dq = C_p dT, \quad de = C_V dT, \quad da = p dV_m;$$

$$(C_p - C_V) dT = p dV_m,$$

где C_p — удельная теплоемкость газа, если его нагрев происходит при постоянном давлении $dp = 0$, Дж·кг⁻¹·К⁻¹; C_V — удельная теплоемкость газа, если его нагрев происходит при постоянном объеме $dV = 0$, Дж·кг⁻¹·К⁻¹. При этом справедливо равенство $R = C_p - C_V$, тогда уравнение состояния газа в дифференциальной форме запишется так:

$$p dV_m = R dT \quad \text{или} \quad da = R dT. \quad (4)$$

После интегрирования (4) находим значение произведенной работы по преодолению сопротивления внешней силы

$$a = R \int_{T_1}^{T_2} dT = R(T_2 - T_1). \quad (5)$$

Из выражения (5) ясно, что $R = a/(T_2 - T_1)$. В свою очередь, это соответствует физической сущности газовой постоянной $R = \text{inv}$. В результате запишем закон Гей-Люссака:

$$\frac{V_{m1}}{V_{m2}} = \frac{T_1}{T_2}, \quad \frac{\rho_2}{\rho_1}.$$

3. Адиабатический процесс. В адиабатическом процессе отсутствует теплообмен с окружающей средой ($dQ = 0$), поэтому уравнение (3) имеет вид

$$da = -de \quad \text{или} \quad pdV_m = -C_V dT \quad (6)$$

После преобразований с учетом равенства $R = C_p - C_V$ и показателя адиабаты $k = C_p/C_V$ получим уравнение состояния газа

$$\frac{k dV_m}{V_m} = - \frac{dp}{p}. \quad (7)$$

Необходимо отметить, что совершение внешней работы в адиабатическом процессе происходит при переменном давлении. После интегрирования уравнения (6) и последующих преобразований имеем следующее уравнение состояния газа:

$$p_1 V_{m1}^k = p_2 V_{m2}^k = \text{inv}.$$

4. Политропический процесс. Этот процесс максимально приближен к реальному процессу, протекающему не изолированно от окружающей среды, а с частичным теплообменом. В этом случае уравнение состояния газа (3) принимает вид

$$C_n dT = C_V dT + pdV_m, \quad (8)$$

где C_n — удельная теплоемкость газа при политропическом процессе.

Подставляя в (8) изменение температуры $dT = p dV_m + V_m dp$, получаем уравнение, сходное с уравнением состояния для адиабатического процесса,

$$\left(\frac{C_p - C_n}{C_V - C_n}\right)\left(\frac{dV_m}{V_m}\right) + \frac{dp}{p} = 0, \quad (9)$$

или после преобразований имеем

$$\frac{ndv_m}{V_m} = -\frac{dp}{p},$$

где n — показатель политропы, $n = (C_p - C_n)/(C_V - C_n)$. Схожесть по форме уравнений (9) и (7) позволяет представить уравнение состояния газа для политропического процесса в форме уравнения Менделеева — Клапейрона путем замены показателя адиабаты k показателем политропы n :

$$pV_m^n = RT$$

Удельная теплоемкость C_n зависит от интенсивности теплообмена с окружающей средой и определяется экспериментально.

5. Термодинамические процессы в условиях теплообмена.

Переменность массы в пневматической емкости вызывает нестационарность термодинамических процессов. В работе [1] изложен физический смысл процесса и показано, что в условиях теплообмена уравнение баланса энергий (3) принимает вид

$$dq_m = dq + \frac{q_1 dm_1}{m} = de + da + \frac{q_2 dm_2}{m}, \quad (10)$$

где dq_m — приращение удельной тепловой энергии при теплообмене; q_1, q_2 — удельная теплота входящей (dm_1) и выходящей (dm_2) массы газа. В работе [2] показано, что

$$dq_m = dq + \frac{(I_1 - ke) dm_1}{m},$$

где I_1 — удельное теплосодержание (энтальпия) входящей массы газа, $I_1 = e - pV_m$.

В уравнении (10) совершенная поршнем пневмоцилиндра удельная работа составляет $da = pdV_m$, или с учетом $V_m = V/m$ и

$$dV_m = \frac{A_n dx}{m} - \frac{V_m dm}{m}$$

запишем

$$da = \frac{pA_n dx}{m} - \frac{V_m dm}{m}, \quad (11)$$

где A_n — площадь поршня пневмоцилиндра.

В соответствии с $de = C_V/dT$, $k = C_p/C_V$, $R = C_p - C_V$, $k - 1 = R/C_V$, $R = C_V/(k - 1)$ и уравнения (1) получим равенство $pV_m = e(k - 1)$, тогда выражение (11) принимает вид

$$da = pdV_m = p \frac{A_n dx}{m} - \frac{e(k - 1)dm}{m}. \quad (12)$$

Введем массовый расход газа $G = dm/dt$ и $q_a = dq_m/d_a$, затем умножим полученное выражение на массу m из формулы (12), в результате

$$q_a = \frac{dQ/dt + (I_1 - ke)G_1}{(pA_n)dx/dt - e(k - 1)(G_1 - G_2)}. \quad (13)$$

Член $(pA_n)dx/dt$ в уравнении (13) представляет собой механическую мощность термодинамического процесса в условиях тепломассообмена, а член dQ/dt — секундное изменение подводимой теплоты.

Режим истечения сжатого воздуха как реального газа из емкости через дросселирующее устройство с потерей энергии рассмотрен в работе [1]. Получено выражение для определения массового расхода газа через дроссель

$$G_{др} = \mu A_{др} p_1 \sqrt{\frac{2n(\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n})}{RT_1(n-1)(1-S^2\beta^{2/n})}}, \quad (14)$$

где μ — коэффициент расхода газа через рабочую щель дросселя с проходным сечением площадью $A_{др}$, $\mu = 0,61 \dots 0,64$; p_1 — давление газа на входе в дроссель, Па; n — показатель политропы, $n = 1,0 \dots 1,4$; T_1 — температура газа на входе в дроссель; $S = A_{др}/A_0$ ($A_{др}$ и A_0 — площади рабочей щели дросселя и характерного сечения ресивера);

β — безразмерное (относительное) давление, которое рассматривается как *показатель критичности* процесса истечения газа через рабочую щель дросселя в газовую среду с давлением p_2 , $\beta = p_2/p_1$.

Наибольшее значение массовый расход (14) принимает при критическом значении показателя критичности

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{n/(n-1)},$$

для $n = 1,4$ $\beta_{кр} = 0,528$; для $1,0 < n < 1,14$ $\beta_{кр} = 0,574$.

В адиабатическом процессе:

- значения $\beta < \beta_{кр} = 0,528$ определяют режим *надкритического* истечения газа через дросселирующую щель, при котором $G = G_{max}$;
- значения $0,528 < \beta < 0,83$ характеризуют режим *докритического* истечения газа;
- при $\beta > 0,83$ процесс истечения газа приближается к режиму истечения несжимаемой капельной жидкости.

В целях упрощения зависимости (14) вводятся *проводимость дросселя*

$$Z_{др} = \mu A_{др} \quad (15)$$

и *параметр истечения газа*

$$k_{\beta} = \sqrt{\frac{2n(\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n})}{RT_0(n-1)(1-S^2\beta^{2/n})}}, \quad (16)$$

который учитывает термодинамические свойства газа (R), его температуру на входе в дроссель (T_0), характер термодинамического процесса (n). При $S \rightarrow 0$ формула (16) преобразуется к виду

$$k_{\beta} = \sqrt{\frac{2n(\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n})}{RT_0(n-1)}} \quad (17)$$

После подстановки формул (15) и (17) в уравнение (14) определим массовый расход газа через дроссель:

$$G_{др} = Z_{др} k_{\beta} p_1$$

Зависимость $k_{\beta} = k_{\beta}(\beta)$ для различных значений показателей политропы n приведена на рис. 2.

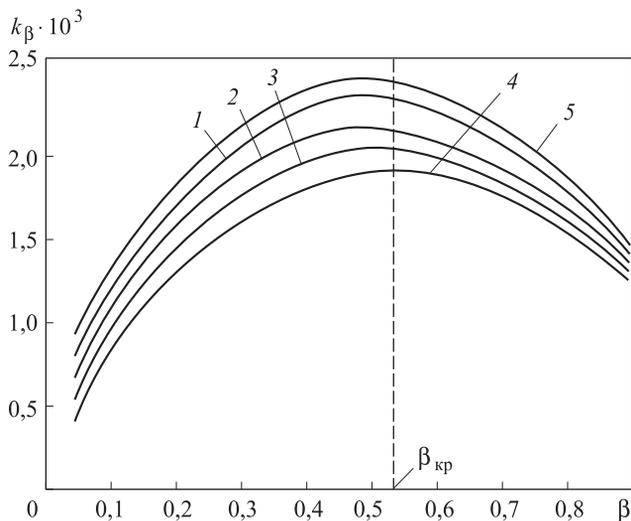


Рис. 2. Зависимость параметра истечения k_β от показателя критичности β при значениях показателя политропы $n = 1,4$ (1), 1,3 (2), 1,2 (3) и 1,1 (4), аппроксимация $k_\beta = \left(\frac{2}{RT}(1-\beta)\right)^{0,5}$ для $n = 1,4$ (5)

$$\text{аппроксимация } k_\beta = \left(\frac{2}{RT}(1-\beta)\right)^{0,5} \text{ для } n = 1,4 \text{ (5)}$$

Проведем сравнительный анализ энергетических характеристик пневматических приводов с первичным и вторичным дроссельным регулированием на прямом ходе пневматического цилиндра.

1. Первичное регулирование (см. рис. 1, а). Рассмотрим прямой ход поршня пневмоцилиндра, преодолевающего нагрузку F_1 и силы трения $F_{п1}$, $F_{ш1}$ в уплотнениях поршня и штока пневмоцилиндра. Скорость прямого хода поршня $v_{п.х1}$ связана с объемным расходом газа соотношением

$$Q_1 = v_{п.х1} A_{п} \quad (18)$$

Дифференциальное уравнение, характеризующее процесс заполнения полости высокого давления пневмоцилиндра через рабочую щель дросселя при равномерном движении поршня $v_{п.х1} = inv$, представлено в работе [3]:

$$\frac{x_0}{RT_a \rho_A} d(F_1 + A_{ш} p_B) + A_{п} dx = \frac{Z_{др1} k_{\beta1} p_0}{\rho_A} dt \quad (19)$$

где x_0 — начальное положение поршня пневмоцилиндра; ρ_A — плотность газа в поршневой полости A пневмоцилиндра; p_B — давление в штоковой полости B пневмоцилиндра; $Z_{др1}$ — проводимость дросселя при первичном регулировании (см. (15)); $k_{\beta1}$ — параметр истечения

газа через дроссель в поршневую полость пневмоцилиндра (см. (16)); p_0 — давление на входе в дроссель, Па.

Если принять $F_1 = \text{inv}$, $p_B = p_{\text{атм}} = \text{inv}$ ($p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление) и $dx/dt = v_{\text{п.х1}}$, то уравнение (19) примет вид

$$v_{\text{п.х1}} A_{\text{п}} = Q_{\text{др1}} = \frac{Z_{\text{др1}} k_{\beta 1} p_0}{\rho_A} \quad (20)$$

Входящий в (16) показатель критичности находим по формуле

$$\beta_1 = \frac{p_A}{p_0} = \frac{F_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}}{A_{\text{п}} p_0}$$

Следовательно, в выражении (16) есть давление. Решая уравнение (20) относительно давления p_0 , получаем зависимость давления на входе в дроссель от скорости движения поршня пневмоцилиндра $v_{\text{п.х1}}$ и нагрузки F_1 при первичном способе регулирования в неявной форме:

$$p_0 = \frac{v_{\text{п.х1}} A_{\text{п}} \rho_A}{Z_{\text{др1}} k_{\beta 1}}$$

Мощность компрессорной установки с учетом (18) составляет

$$N_{\text{к1}} = p_0 Q_1 = \frac{v_{\text{п.х1}}^2 A_{\text{п}}^2 \rho_A}{Z_{\text{др}} k_{\beta 1}}.$$

Необходимо отметить, что в (17) присутствует показатель политропы n , ввиду чего мощность компрессора будет определяться характером термодинамического процесса изменения состояния газа. С учетом равенства $v_{\text{п.х1}} A_{\text{п}} = Q_{\text{к1}}$ ($Q_{\text{к1}}$ — объемная подача компрессорной установки) эффективность дроссельного регулирования скорости движения выходного звена пневмоцилиндра будет оцениваться с помощью КПД пневмопривода

$$\eta_1 = \frac{F_1 v_{\text{п.х1}}}{N_{\text{к1}}} = \frac{F_1 Z_{\text{др1}} k_{\beta 1}}{Q_{\text{к1}} A_{\text{п}} \rho_A}$$

2. Вторичное регулирование (см. рис. 1, б). Рассмотрим прямой ход поршня пневмоцилиндра, преодолевающего нагрузку F_2 и силы трения в уплотнениях поршня и штока $F_{\text{п2}}$ и $F_{\text{ш2}}$. В работе [1] приведено уравнение, описывающее процесс опорожнения штоковой полос-

ти B пневмоцилиндра через рабочую щель дросселя при равномерном движении поршня $v_{п.х2} = \text{inv}$. Уравнение учитывает баланс массы газа, вытесняемой поршнем из штоковой полости пневмоцилиндра, и массы газа, выходящей из полости переменного объема через дроссель,

$$\frac{x_0}{RT_0 \rho_{\text{атм}}} d(A_{\text{п}} \rho_A - F_2) + A_{\text{ш}} dx = \frac{Z_{\text{др}2} k_{\beta 2} p_B}{\rho_{\text{атм}}},$$

где $\rho_{\text{атм}}$ — плотность газа в линии выхлопа в атмосферу.

С учетом $p_A = p_0$ определим

$$p_B = \frac{p_0 A_{\text{п}} - (F_2 + F_{\text{п}2} + F_{\text{ш}2})}{A_{\text{ш}}}. \quad (21)$$

Приняв $F_2 = \text{inv}$ и разделив уравнение (21) на dt , запишем

$$v_{п.х2} A_{\text{ш}} = Q_{\text{др}2} = \frac{Z_{\text{др}2} k_{\beta 2} p_B}{\rho_{\text{атм}}} \quad (22)$$

где $Z_{\text{др}2}$ — проводимость дросселя при вторичном регулировании; $k_{\beta 2}$ — параметр истечения газа в атмосферу через дроссель (см. (17)).

Входящий в (17) показатель критичности находим по формуле

$$\beta_2 = \frac{p_{\text{атм}}}{p_B} = \frac{p_{\text{атм}} A_{\text{ш}}}{p_0 A_{\text{п}} - F_1 - F_{\text{п}2} - F_{\text{ш}2}},$$

следовательно, в (17) есть давление p_0 . Решая (22) относительно давления p_0 , получаем зависимость давления на входе в поршневую полость пневмоцилиндра от скорости движения поршня $v_{п.х2}$ и нагрузки F_2 в неявной форме:

$$p_0 = \frac{v_{п.х2} A_{\text{ш}}^2 p_{\text{атм}}}{A_{\text{п}} Z_{\text{др}} k_{\beta 2}} + \frac{F_2 + F_{\text{п}2} + F_{\text{ш}2}}{A_{\text{п}}}$$

Мощность компрессорной установки с учетом (18) составляет

$$N_{к2} N_{к2} = \frac{v_{п.х2}^2 A_{\text{ш}}^2 p_{\text{атм}}}{Z_{\text{др}} k_{\beta 2}} + (F_2 + F_{\text{п}2} + F_{\text{ш}2}) v_{п.х2}$$

С учетом объемной подачи компрессорной установки $Q_{к2} = v_{п.х2} A_{п}$ эффективность дроссельного регулирования скорости движения выходного звена пневмоцилиндра будем оценивать с помощью КПД:

$$\eta_2 = \frac{F_2 v_{п.х2}}{N_{к2}} = \frac{F_2 Z_{др2} k_{\beta 2}}{Q_{к2} A_{ш}^2 / (A_{п} \rho_{атм}) + (F_2 + F_{п2} + F_{ш2}) Z_{др} k_{\beta 2}}.$$

Ввиду трудностей оценки параметров истечения $k_{\beta 1}$ и $k_{\beta 2}$ в процессе эксперимента измерялись скорость движения выходного звена, объемная подача компрессорной установки и давление на ее выходе. В результате установлено, что вторичное регулирование на прямом ходе поршня пневмоцилиндра на 10...15 % эффективнее, чем первичное регулирование. Экспериментальные исследования обратного хода поршня пневмоцилиндра не проводились вследствие сложностей, связанных с проблемой нагружения поршня пневмоцилиндра.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. *Физические основы пневмоавтоматики*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013, 40 с.
- [2] Герц Е.В., Крейнин Г.В. *Динамика пневматических приводов машин-автоматов*. Москва, Машиностроение, 1985, 255 с.
- [3] Нагорный В.С., Денисов А.А. *Устройства автоматики гидро- и пневмосистем*. Москва, Высшая школа, 1991, 367 с.

Статья поступила в редакцию 08.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ефремова К.Д. Сравнительная оценка эффективности дроссельного регулирования пневмоприводов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/683.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