Высокоточный широкодиапазонный расходомер сжатого воздуха - измеритель малых перемещений

08, август 2012

DOI: 10.7463/0812.0451962

Пильгунов В. Н.

УДК 543.8+541.13

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

vyaroz@yandex.ru

Применяемые в настоящее время промышленные расходомеры сжатого воздуха для устройств пневмоавтоматики в качестве чувствительного элемента (преобразователя объёмного расхода в перепад давлений) используют сужающие устройства с неизменяемой площадью проходного сечения (мерные шайбы, сопла, трубы Вентури), что ограничивает ширину диапазона измеряемых расходов. Технология применения таких расходомеров и специфика их использования стандартизирована ГОСТ 8.586.5-2005 и приведена в работах Ильинского В.М., Старикова В.П., Владимирова Н.А. и Цейтлина В.Г. Применение в качестве сужающих устройств регулируемых дросселей, широко используемых в пневмоавтоматике, не обеспечивает требуемые при снятии расходно-перепадных характеристик устройств пневмоавтоматики точность и воспроизводимость результатов измерения.

В предлагаемой работе показана возможность использования в расходомерах в качестве преобразователя регулируемого дросселя «сопло-заслонка», обладающего способностью обеспечить широкий диапазон изменения расходов при высокой точности измерения, стабильности и линейности характеристики. Такой расходомер может быть использован, одновременно, и как высокоточный измеритель малых линейных и угловых перемещений, обладающий повышенной чувствительностью.

Научную новизну составляет использование механопневматического преобразователя «сопло-заслонка» - пневматического усилителя мощности, используемого в сервозолотниках и сервоклапанах в качестве расходомера сжатого воздуха, обладающего широким диапазоном измерения расходов, достаточной точностью, линейными расходно-перепадной и регулировочной характеристиками, который может

быть использован для измерения малых линейных и угловых перемещений в контуре обратной связи следящих механопневматических систем автоматического управления.

В пневмоприводах общепромышленного назначения и в пневматических системах управления давление сжатого воздуха p , по нормативам техники безопасности, не должно превышать $p_{\text{макс}} = 1$ МПа, при этом рабочую среду в первом приближении можно рассматривать как *идеальный газ*. В пневматических системах управления летательными аппаратами, в целях экономии полезной массы, давление питания повышают до $p_{\text{макс}} = 10$ МПа, в этом случае сжатый воздух должен рассматриваться как *реальный газ*, состояние которого (соотношение его параметров) определяется уравнением Ван-дер-Ваальса [1]

$$(p + \beta m^2/V^2) \times (V - \alpha m) = mRT,$$

где R , Дж/кгК – газовая постоянная, равная работе расширения единицы массы газа при его нагревании на 1 К в условиях постоянного давления $dp = 0$;

α , β - учитывают неидеальность газа (для осушенного воздуха $R_B = 287$; для воздуха с влажностью 80 % $R_{BV} = 290$; для азота $R_N = 296,8$).

При $\alpha = \beta = 0$ уравнение Ван-дер-Ваальса принимает вид уравнения Менделеева-Клапейрона

$$pV = mRT.$$

Для удельного объёма $V_m = V/m$ уравнения Ван-дер-Ваальса и Менделеева-Клапейрона принимают вид

$$p = RT/(V_m - \alpha) - \beta/V_m^2$$

и

$$pV_m = p/\rho = RT$$

соответственно.

По физическому смыслу коэффициент α оценивает суммарный объём межмолекулярного пространства при плотной упаковке молекул, а коэффициент β учитывает интенсивность соударения молекул, вызывающих изменение количества движения. Для нормальных условий можно принять $\alpha = 0,001V_m$. В приводах ракетной техники в качестве *рабочего тела* иногда используют горячий газ, отбираемый из сопел двигателей под давлением $20 < p < 30$ МПа и при температуре $T = 500 \div 600$ К. В этом случае $\beta = 0$ и уравнение Ван-дер-Ваальса принимает форму уравнения Дюкре–Абея [2]

$$p = RT/(V_m - \alpha).$$

Для *политропических* процессов изменения состояния газа, плотность воздуха можно оценить полуэмпирическими формулами с учётом значения показателя политропы

$$n = C_p/C_v,$$

где C_p – теплоёмкость воздуха при изобарическом процессе;

C_v – теплоёмкость воздуха при изохорическом процессе: $\rho = 0,018p^{0,91}$ ($n = 1,1$);
 $\rho = 0,026p^{0,83}$ ($n = 1,2$); $\rho = 0,0446p^{0,714}$ ($n = k = 1,4$ - показатель адиабаты).

Графики зависимостей $\rho = \rho(p)$ представлены на рис. 1. Здесь же представлены расчётные зависимости $\rho = \rho(t^\circ \text{C})$, полученные на основе уравнения состояния газа

$$p_2 = p_1(T_2/T_1)^{n/n-1}.$$

Основная масса используемых в промышленности и научных исследованиях расходомеров сжатого воздуха построена на базе сужающих устройств неизменяемого проходного сечения [3, 4, 5, 6], что существенно ограничивает ширину диапазона измеряемых расходов в условиях требуемой точности. В настоящей работе исследована возможность создания высокоточных широкодиапазонных расходомеров сжатого воздуха, использующих в качестве преобразователя регулируемый дроссель «сопло-заслонка».

Рис.1. Зависимости плотности воздуха ρ от давления и температуры

Для определения скорости истечения воздуха через круглое отверстие с заострённой кромкой в адиабатическом процессе, запишем уравнение Д. Бернулли для сечений 1 - 2 потока, вытекающего из пневматической ёмкости постоянного и неограниченного объёма в газовую среду с абсолютным давлением p_2 (рис. 2)

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

где k – показатель адиабаты, или, с учётом равенства геодезических напоров $z_1 = z_2$

$$kp_1/\rho_1(k-1) + u_1^2/2 = kp_2/\rho_2(k-1) + u_2^2/2. \quad (1)$$

Рис. 2. Расчётная схема процесса истечения воздуха через отверстие

Если величина диаметра D пневматической ёмкости сравнима с диаметром отверстия d и безразмерная площадь сечений $s = (d/D)^2 > 0,01$, то близость боковых стенок подводящего канала будет оказывать направляющее действие на формирование струи газа на выходе сужающего устройства и она сжимается в меньшей степени, чем при истечении из ёмкости с неограниченным по величине диаметром $D \gg d$ ($s \rightarrow 0$). Из условия постоянства массовых расходов газа через сечения 1-2 следует, что $u_1 = su_2\rho_2/\rho_1$, и, после замены $u_2 = u$, $u_1 = su\rho_2/\rho_1$, уравнение (1) принимает вид

$$kp_1/\rho_1(k-1) + (su\rho_2/\rho_1)^2 u^2/2 = kp_2/\rho_2(k-1) + u^2/2.$$

Подстановка в полученное уравнение соотношения плотностей в адиабатическом процессе $\rho_2/\rho_1 = (p_2/p_1)^{1/k}$ определяет выражение для определения скорости струи на выходе из отверстия

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

При истечении газа из пневматической ёмкости большого диаметра $D \gg d$, ($s < 0,01$) уравнение (2) принимает форму уравнения Сен-Венана-Ванцеля [7, 2]

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

В литературе по механике газа [1, 7, 2, 8] используется понятие *безразмерного* (относительного) *давления* $\beta = p_2/p_1$, которое в данной работе будет рассматриваться как *показатель критичности* процесса истечения сжатого воздуха в газовую среду с абсолютным давлением p_2 . В соответствии с равенством (3), массовый расход G воздуха плотностью ρ_2 через отверстие с площадью проходного сечения $A = 0,785d^2$ определяется выражением

$$G = A\rho_2 u = A\rho_2 \{ [(2kp_1/(\rho_1(k-1)(1 - s^2(p_2/p_1)^{2/k})] \times [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] \}^{0,5},$$

или, с использованием показателя критичности β

$$G = A\rho_2 \{ [(2kp_1/(\rho_1(k-1)(1-s^2(\beta)^{2/k}) \times [1 - (\beta)^{(k-1)/k}]) \}^{0,5}. \quad (4)$$

Выполним преобразования уравнения (4):

- из соотношения плотностей в адиабатическом процессе имеем

$$\rho_2 = \rho_1(p_2/p_1)^{1/k} = \rho_1(\beta)^{1/k};$$

- из уравнения Менделеева-Клапейрона следует равенство

$$\rho_1 = p_1/RT_1.$$

Уравнение (4) принимает вид

$$G = A\rho_1 \{ [2k/(RT_1(k-1)(1-s^2(\beta)^{2/k}) \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]] \}^{0,5}. \quad (5)$$

Истечение сжатого воздуха, как *реального газа*, обладающего вязкостью, происходит с потерями энергии, обусловленными обменом количества движения между молекулами на уровне их взаимных соударений. Реальность процесса истечения воздуха учитывается коэффициентом скорости

$$\varphi = 1/(1+\zeta)^{0,5} < 1,$$

где ζ = коэффициент гидравлического сопротивления устройства, через которое происходит истечение. Обмен количеством движения вызывает поджим струи на выходе и её диаметр d_c будет меньше диаметра отверстия d с учётом коэффициента сжатия струи $\varepsilon = (d_c/d)^2$. При больших значениях числа Рейнольдса ($Re > 5 \times 10^3$) коэффициент сжатия струи оценивается значением [9]

$$\varepsilon = 0,57 + 0,043/(1,1-s).$$

При $D > 10d$ и $s < 0,01$, $\varepsilon = 0,62$. Одновременный учёт двух факторов (гидравлического сопротивления ζ и коэффициента сжатия струи ε) определяет коэффициент расхода сужающего устройства $\mu = \varphi\varepsilon < 1$, который и введём в уравнение (5)

$$G = \mu A\rho_1 \{ [(2k/RT_1(k-1)(1-s^2(\beta)^{2/k}) \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]] \}^{0,5}. \quad (6)$$

При наличии теплообмена с окружающей средой, процесс истечения воздуха будет отличаться от адиабатического и показатель адиабаты k в уравнении (6) необходимо заменить на показатель политропы $1 < n < 1,4$ [1, 10].

При $k = 1,4$, входящий в уравнение (6) сомножитель

$$[k/(k-1)] \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]$$

достаточно точно аппроксимируется функцией $f = (1 - \beta)\beta$ и уравнение (6) принимает вид

$$G = \mu A p_1 \{ [(2(1 - \beta)\beta) / [RT_1(1 - s^2(\beta)^{2/k})]]^{0,5} \}. \quad (7)$$

Наибольший массовый расход (6) в адиабатическом процессе соответствует критическому значению

$$\beta_{кр} = [2/(k + 1)]^{k/(k-1)} = 0,528,$$

при котором происходит смена режимов истечения: для адиабатического процесса значения $\beta < 0,528$ определяют режим *надкритического истечения*, при котором скорость истечения принимает значение $u = u_{наиб}$; значения $0,528 < \beta < 0,83$ характеризуют режим *докритического истечения*. При $\beta > 0,83$ плотность воздуха в пневматической ёмкости с давлением p_1 и в окружающей среде с давлением p_2 не отличаются друг от друга более чем на 20 %: процесс истечения приближается к изотермическому и соответствует режиму истечения несжимаемой капельной жидкости с массовым расходом

$$G = \mu A [(2\rho/(p_1 - p_2))]^{0,5}.$$

В этом случае плотность воздуха $\rho = 0,012\rho$ и определяется по среднему значению давления в диапазоне $p_1 \div p_2$

$$p = 0,5(p_1 + p_2).$$

Для процессов, близких к изотермическому, значение $\beta_{кр}$ определяется путём замены показателя адиабаты k на показатель политропы $n = 1,1$ и $\beta_{кр} = 0,574$.

Подстановка $\beta_{кр} = (p_2/p_1)_{кр}$ в уравнение Сен-Венана-Ванцеля (3) определяет критическое значение скорости истечения воздуха

$$U_{кр} = \{ 2kp_1[1 - \beta_{кр}^{(k-1)/k}] / [(k-1)\rho_1] \}^{0,5} = \{ [2kp_1 / [\rho_1(k+1)]] \}^{0,5}. \quad (8)$$

С учётом значений

$$p_{1кр} = p_{2кр} [2/(k+1)]^{-k/(k-1)}$$

и

$$\rho_{1кр} = \rho_{2кр} [2/(k+1)]^{-1/(k-1)},$$

наибольшая скорость истечения воздуха на выходе струи в окружающую среду с давлением $p_{2кр}$ оценивается величиной

$$U_{наиб} = [k(p_{2кр}/\rho_{2кр})]^{0,5}.$$

В целях упрощения вида зависимостей скорости истечения воздуха и его массового расхода от давления, введём понятия *проводимость отверстия* $Z = \mu A$ и *параметр истечения*

$$K_\beta = \{ [2n/RT_1(n-1)(1 - s^2(\beta)^{2/n}) \times [\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n}] \}^{0,5}$$

в политропическом процессе, который будет учитывать свойства газа R , его температуру T , характер процесса истечения (показатель политропы n) и при $s < 0,01$ принимает значение

$$K_\beta = \{[2n/RT_1(n-1)] \times [\beta^{2/n} - \beta^{(n+1)/n}]\}^{0,5}. \quad (9)$$

В этом случае уравнение массового расхода (6) принимает вид

$$G = ZK_\beta p_1. \quad (10)$$

График зависимости $K_\beta = K_\beta(\beta)$ для различных значений показателя политропы представлен на рис. 3: для адиабатического процесса $n = k = 1,4$ пунктиром показана аппроксимация зависимости $K_\beta = K_\beta(\beta)$ функцией $f = [2\beta(1-\beta)/RT]^{0,5}$.

Рис. 3. Зависимость параметра истечения K_β от показателя критичности β

Функциональная схема механопневматического преобразователя, который может быть использован в качестве высокоточного широкодиапазонного расходомера и измерителя малых перемещений, представлена на рис. 4.

Поток сжатого воздуха с *объёмным* расходом Q_1 , проходя через балансный дроссель с проходным сечением A_1 , делится на два потока, один из которых, Q_0 , поступает в замкнутую междроссельную пневматическую камеру, а другой, Q_2 , проходит через регулируемый дроссель с проходным сечением A_2 .

Рис.4. Функциональная схема механопневматического преобразователя

Если отбор воздуха из междроссельной камеры мал $Q_0 \rightarrow 0$, то массовые расходы через оба дросселя, определяемые в соответствии с равенством (10), одинаковы $G_1 = G_2$ и давление в междроссельной камере определяется выражением

$$p_1 = p_0 Z_1 K_{\beta 1} / Z_2 K_{\beta 2}, \quad (11)$$

где $p_0 = \text{inv}$ – абсолютное давление на входе механопневматического преобразователя.

В случае, когда балансный дроссель A_1 работает под малым перепадом давлений ($\beta = p_1/p_0 > 0,83$), баланс массовых расходов имеет вид

$$Z_1 [(2\rho/(p_0 - p_1))]^{0.5} = Z_2 K_{\beta 2} p_1,$$

а значение давления в междроссельной камере определяется квадратным уравнением

$$Z_2^2 K_{\beta 2}^2 p_1^2 + 2\rho Z_1^2 p_1 - 2\rho Z_1^2 p_0 = 0. \quad (12)$$

Влияние температуры воздуха на проводимость дросселя $Z(T) = m_T Z(T_0)$ оценивается коэффициентом

$$m_T = (T/T_0)^{0.5} \quad (m_{-40}^0 = 0,9; m_{+40}^0 = 1,04).$$

Влияние газовой постоянной на проводимость дросселя $Z(R_r) = m_R Z(R_b)$ можно оценить соотношением проводимостей дросселя на воздухе и на газе $m_R = (R_r/R_b)^{0.5}$. Для углекислого газа $m_R = 0,81$; для аргона $m_R = 0,85$; для азота $m_R = 1,02$.

Конструктивные особенности высокоточного широкодиапазонного расходомера

Предлагаемая конструкция высокоточного широкодиапазонного расходомера сжатого воздуха – измерителя малых перемещений существенно расширяет и дополняет номенклатуру существующих в настоящее измерительных устройств, используемых в научных исследованиях, новых разработках и промышленной эксплуатации

пневмоприводов и устройств пневмоавтоматики. Приведённые в работе теоретические исследования возможности создания высокоточных широкодиапазонных расходомеров и полученные экспериментальные характеристики могут оказаться полезными при проектировании других типоразмеров.

Расходомер сжатого воздуха можно представить, как механопневматический преобразователь, работающий в режиме $Q_0 = Q_2$ при закрытом входе $A_1 = 0$. Расходомер, выполненный на базе *нерегулируемого* дросселя A_2 , например, отверстия в тонкой стенке с заострённой кромкой (мерной шайбы), диафрагмы или цилиндрического дросселя, имеет достаточно узкий диапазон измеряемых расходов при необходимой точности измерений. *Широкодиапазонный высокоточный* расходомер сжатого воздуха (или газа, с учётом соотношения проводимостей m_R), можно получить, если дроссель A_2 сделать регулируемым, например, на базе известного устройства «сопло-заслонка» (рис. 5).

Рис. 5. Конструктивные особенности регулируемого дросселя «сопло-заслонка»

Полное гидравлическое сопротивление дросселя включает в себя постоянную Δp^- и переменную $\Delta p^{\sim}$ составляющие [11]. Для увеличения крутизны расходно-перепадной характеристики дросселя необходимо обеспечить наибольшее значение соотношения $\Delta p^{\sim}/\Delta p^-$.

Постоянная составляющая определяется местным сопротивлением цилиндрического канала (втулкой сопла) длиной L . Если канал выполнен в виде диафрагменного дросселя с относительной протяжённостью канала $m = L/d_c \leq 0,5$, со скруглённой входной фаской $m_\phi = l_\phi/d_c = 0,03$ и конфузورным подводом $\beta = 60^\circ$, его коэффициент расхода в квадратичной области оценивается величиной $\mu_{д.д.} = 0,70 \div 0,75$, который уменьшается до значения $\mu_{д.д.} = 0,60 \div 0,65$, если входная кромка острая $m_\phi \leq 0,01$ [12]. Для цилиндрического дросселя при $m = L/d_c \geq 1$, фаске $m_\phi \leq 0,01$ и конфузорных

подводах $\beta = 60^\circ$ и $\beta = 90^\circ$ значения коэффициента расхода $\mu_{ц.д.}$ и коэффициента сопротивления $\zeta_{ц.д.}$ оцениваются таблицей 1.

Таблица 1. Значения коэффициентов расхода и сопротивления

	$\beta = 60^\circ$					$\beta = 90^\circ$				
m	2	2,5	3	4	5	2	2,5	3	4	5
$\mu_{ц.д.}$	0,95	0,94	0,93	0,90	0,87	0,82	0,81	0,80	0,78	0,75
$\zeta_{ц.д.}$	0,11	0,13	0,16	0,23	0,32	0,50	0,52	0,56	0,64	0,78

Наибольшей пропускной способностью с коэффициентом расхода $\mu_{ц.д.} = 0,82$ обладает цилиндрический дроссель с относительной протяженностью канала $m = 2$, однако в этом случае велика вероятность отрывного течения воздуха в дросселе. За оптимальный можно принять цилиндрический дроссель с $m = 3 \div 4$, $m_{ф} \leq 0,01$ и $\beta = 60^\circ$, коэффициент расхода которого принимает значение $\mu_{ц.д.} = 0,92$, а коэффициент сопротивления $\xi_{ц.д.} = 0,20$.

Переменная составляющая потеря давления $\Delta p \sim$ определяется поворотом струи на 90° при ее отражении от заслонки-экрана и сопротивлением *кольцевой щели*, образованной торцом сопла и заслонкой в случае прилипания струи к торцу сопла. Переменная составляющая начинает проявляться по мере приближения заслонки к торцу сопла, когда режим свободного истечения струи воздуха заменяется режимом взаимодействия струи с дефлектором. Коэффициент расхода кольцевой щели с площадью входного сечения $A_2 = \pi d_c x$ определяется шириной щели x и ее протяженностью $a = 0,5(d_{т.с.} - d_c)$. В этом случае такую кольцевую щель можно рассматривать как *цилиндрический дроссель* с относительной протяженностью канала $m = 0,5(d_{т.с.} - d_c)/x$, а притупление острой кромки сопла диаметром $d_{т.с.}$ может оказать существенное влияние на величину $\Delta p \sim$. Близкое расположение местных сопротивлений вызывает их взаимное влияние на суммарный коэффициент сопротивления. Движение воздуха внутри втулки сопла и в кольцевом дросселе может происходить как в режиме полного заполнения его площади (режим внешнего цилиндрического насадка), так и в режиме отрыва струи (режим отверстия с острой кромкой) при совершенном и несовершенном сжатии струи, поэтому возможна неоднозначность (гистерезис) расходно-перепадной характеристики расходомера. При смещении заслонки в пределах $0,1(d_{т.с.} - d_c) < x < 0,5(d_{т.с.} - d_c)$, что соответствует изменению относительной протяженности кольцевого дросселя $m = 1 \div 5$, его коэффициент сопротивления будет изменяться в диапазоне $\zeta_{к.д.} = 0,5 \div 0,78$ при условной

конфузорности начального участка $\beta = 90^\circ$ [12]. Если в целях предотвращения деформации острой кромки сопла заслонкой торец притупляется [8, 13], то для безотрывного обтекания $m = 3 \div 4$ необходимо выполнить диаметр $d_{т.с.} = (2 \div 3)d_c$. В этом случае, зависимость $m = m(x^-)$ для $d_{т.с.} = 2d_c$, где $x^- = x/d_c$ – безразмерное смещение заслонки, представлена в таблице 2.

Таблица 2. Зависимость безотрывного обтекания от безразмерного смещения

x^-	0,01	0,1	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5
m	50	5	4	2,5	1,66	1,25	1

Из данных таблицы 2 следует, что для безотрывного течения воздуха в кольцевом дросселе смещение заслонки не должно превышать значение

$$x^- \leq (0,25 \div 0,3).$$

При значении $x^- > 0,3$ кольцевая щель начинает работать как отверстие с острой кромкой при несовершенном сжатии струи коэффициент сопротивления принимает значение $\zeta_{отв} = 0,06$ и коэффициент расхода падает до величины $\mu_{отв} = 0,65$, а на статической характеристике расходомера возможно проявление эффекта гистерезиса.

По данным Идельчика И.Е. [12], величина потерь, обусловленная эффектом экранирования струи дефлектором, зависит от безразмерного смещения x^- . При отсутствии плавного скругления выходной кромки втулки сопла, поворот струи на 90° сопровождается её сжатием и повышением кинетической энергии. Для втулки с закругленной выходной кромкой существует оптимальное значение безразмерного смещения $x^-_{опт}$, при котором коэффициент сопротивления участка с выходом на дефлектор принимает минимальное значение. При $x^- > 0,6$ влияние дефлектора практически не сказывается, а при $x^- < 0,15$ потери резко возрастают. Безразмерное смещение заслонки

$$x^- = 0,15 \div 0,25$$

является оптимальным.

Суммарная потеря давления в регулируемом дросселе сопло-заслонка, приведённая к скорости струи внутри сопла U_c без учёта взаимного влияния местных сопротивлений и равенства давлений внутри сопла и на его выходе, определяется равенством

$$\zeta_{с.з.} U_c^2 \rho / 2 = (\zeta_{ц.д.} + \zeta_{экр}) U_c^2 \rho / 2 + 0,0625 \zeta_{к.д.} U_c^2 d_c^2 \rho / 2 x^2,$$

при этом суммарный коэффициент сопротивления регулируемого дросселя «сопло-заслонка» принимает значение

$$\zeta_{с.з.} = \zeta_{ц.д.} + \zeta_{экр} + 0,0625\zeta_{к.д.}/(\bar{x})^2.$$

Коэффициент сопротивления цилиндрического дросселя $\zeta_{ц.д.}$ определяет постоянную составляющую потерь Δp^- и его желательно делать минимальным. Коэффициенты сопротивления экранирования $\zeta_{экр}$ и кольцевого дросселя $\zeta_{к.д.}$ характеризуют переменную составляющую потерь Δp^+ , непосредственно влияющую на крутизну силовой характеристики механопневматического преобразователя, используемого в качестве измерителя малых перемещений.

При значении $\bar{x} = 0,25$ скорости течения воздуха внутри сопла и через кольцевой дроссель становятся равными. Прогнозируемые расчётные значения коэффициентов сопротивления $\zeta_{с.з.}$ и расхода $\mu_{с.з.} = 1/(1 + \zeta_{с.з.})^{0,5}$ представлены в таблице 3.

Таблица 3. Прогнозируемые расчётные значения коэффициентов $\zeta_{с.з.}$, $\mu_{с.з.}$.

$\bar{x}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
$\zeta_{с.з.}$	-	3,23	1,42	0,93	0,94	1,04	1,03
$\mu_{с.з.}$	-	0,49	0,64	0,72	0,72	0,70	0,70

Разработанная конструкция высокоточного широкодиапазонного расходомера – измерителя малых перемещений представлена на рис. 6.

Рис. 6. Конструкция механопневматического преобразователя

Расстояние между торцом сопла 6 и заслонкой 4 регулируется путем вращения муфты 3 по резьбе с шагом 1 мм, выполненной на корпусе пневматической камеры 1. На конической части муфты нанесён лимб с числом делений 24, таким образом поворот муфты на одно деление лимба соответствует углу поворота муфты на 15^0 и смещению заслонки на $\Delta x = 41,7$ мкм. Диаметр внутренней полости пневматической камеры

где $d_n = 40$ мм - диаметр поршня;

$d_{ш} = 17$ мм - диаметр штока;

t – время прохождения поршнем пути L , регистрируемое частотомером-хронометром.

Плотность воздуха ρ на выходе компрессора подсчитывается в соответствии с графиками рис. 1 или равенством $\rho = \rho_n(p/p_n)^{1/\kappa}$. Если за нормальные условия принять $p_n = 101,3$ кПа, $T_n = 288$ К, $\rho_n = 1,205$ кг/м³, то формулы для определения текущей плотности воздуха на выходе компрессора-дозатора и в камерах расходомера будут иметь вид: $\rho = 0,012p$ (для $n = 1$); $\rho = 0,018p^{0,91}$ (для $n = 1,1$); $\rho = 0,026p^{0,83}$ (для $n = 1,2$) и $\rho = 0,0446p^{0,714}$ (для $n = \kappa = 1,4$).

Работа механопневматического преобразователя в качестве высокоточного широкодиапазонного расходомера осуществляется при подаче сжатого воздуха непосредственно в междроссельную пневматическую камеру p_1 при заглушенном входном отверстии p_0 балансного дросселя 2 и выхлопе в атмосферу $p_2 = 98,1$ кПа.

Если острая кромка торца сопла притуплена диаметром $d_{т.с.} = ad_c$, где $a > 1$ – величина притупления кромки, то торец в паре с заслонкой начинает работать как внешний (кольцевой) цилиндрический насадок с относительной протяжённостью канала

$$m = [0,5(a - 1)d_c]/x,$$

или, с учётом значения

$$x = x^- d_c, m = 0,5(a - 1)/x^-.$$

С учётом таблицы 1, оптимальным можно считать значение $m = 2 \div 3$, в этом случае оптимальное безразмерное смещение можно определить из соотношения

$$x^-_{opt} = 0,5(a - 1)/m.$$

Зависимость $x^-_{opt}(m)$ для двух значений $m = 2$ и $m = 3$ представлена в таблице 4. Здесь же представлены значения $A_{с.з.} = \pi d_c^2 x^-$, подсчитанные для x^-_{opt} .

Таблица 4. Зависимость смещения $x^-_{opt}(m)$ и значение $A_{с.з.}$

m	a	$d_{т.с.}$	x^-_{opt}	$A_{с.з.}$
2	1,13	1,13 d_c	0,032	0,1 d_c^2
	2,0	2,0 d_c	0,25	0,785 d_c^2
	3,0	3,0 d_c	0,5	1,57 d_c^2
3	1,13	1,13 d_c	0,022	0,07 d_c^2
	2,0	2,0 d_c	0,17	0,53 d_c^2
	3,0	3,0 d_c	0,33	1,04 d_c^2

Из данных таблицы 4 следует, что притупление кромки сопла $a = 3$ позволяет получить площадь проходного сечения кольцевой щели в 15 раз больше, по сравнению с притуплением кромки $a = 1,13$. Как показали выполненные исследования, это позволяет расширить диапазон измеряемых расходов.

В процессе исследования особенностей работы расходомера были получены расходно – перепадные характеристики (рис. 8а, 8б, 8в) трёх типоразмеров сопел с диаметрами торца $d_{т.с.} = 1,13 d_c$, $d_{т.с.} = 2,0 d_c$ и $d_{т.с.} = 3,0 d_c$, при различных значениях безразмерного смещения $\bar{x} = x/d_c$.

Сравнительный анализ графиков показывает, что расходно-перепадные характеристики $G = G(p_1)$ и $G = G(\beta)$ широкодиапазонного расходомера, выполненного на базе механопневматического преобразователя «сопло-заслонка», линейны во всём диапазоне изменения давления на входе p_1 , а их крутизна (чувствительность) зависит от степени притупления торца сопла $d_{т.с.}$: среди исследуемых сопел наибольшей чувствительностью обладает сопло с $d_{т.с.} = 3,0 d_c$.

Рис. 8а. Расходно-перепадная характеристика расходомера с соплом $d_{т.с.} = 1,13 d_c$

Рис. 8б. Расходно-перепадная характеристика расходомера с соплом $d_{m.c.} = 2,0 d_c$

Рис. 8в. Расходно-перепадная характеристика расходомера с соплом $d_{m.c.} = 3,0 d_c$

Притупление кромки сопла увеличивает ширину диапазона измеряемых расходов: при одинаковых значениях $\bar{x} = 0,196$ и $\beta = 0,16$ правая граница диапазона составила

- у дросселя с $d_{т.с.} = 1,13 d_c$ $G_{\text{наиб}} = 0,725 \times 10^{-3}, \text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;
- у дросселя с $d_{т.с.} = 2,0 d_c$ $G_{\text{наиб}} = 0,85 \times 10^{-3}, \text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;
- у дросселя с $d_{т.с.} = 3,0 d_c$ $G_{\text{наиб}} = 0,90 \times 10^{-3}, \text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$, что в 1,25 раза больше, чем у

дросселя с $d_{т.с.} = 1,13 d_c$.

Необходимо отметить, что из условия равенства площадей проходных сечений сопла и входа в кольцевую щель $\pi d_c^2/4 = \pi d_c x = \pi d_c^2 \bar{x}$, критическое значение безразмерного смещения $\bar{x}_{кр} = 0,25$. Исследования показали, что заслонка перестаёт играть роль активного дефлектора при значении $\bar{x}_{max} = 1,5 \bar{x}_{кр}$.

Коэффициент расхода μ кольцевой щели площадью $A_{с.з.} = \pi d_c^2 \bar{x}$ определяется из соотношения $\mu = Z/A_{с.з.}$. Образцы графиков экспериментальных зависимостей проводимости $Z(\beta)$ и коэффициента расхода $\mu(\beta)$ для трёх типоразмеров сопел, работающих в надкритическом режиме $\beta < 0,30$ и в допущении адиабатического процесса истечения, представлены на рис. 9а, 9б, 9в.

Рис. 9а. Зависимость проводимости $Z(\beta)$ и коэффициент расхода $\mu(\beta)$ для $d_{т.с.} = 1,13 d_c$

Рис. 9б. Зависимость проводимости $Z(\beta)$ и коэффициента расхода $\mu(\beta)$ для $d_{m.c.} = 2.0 d_c$

Рис. 9в. Зависимость проводимости $Z(\beta)$ и коэффициента расхода $\mu(\beta)$ для $d_{m.c.} = 3.0 d_c$

Для исследованных типоразмеров сопел зависимости $\mu = \mu(\beta)$ существенно нелинейны и выходят на горизонтальные участки при значениях $\beta < 0.16$. Можно предположить, что нелинейность характеристик обусловлена особенностью работы торца сопла как внешнего цилиндрического насадка до режима его срыва.

Работа механопневматического преобразователя в качестве измерителя малых линейных перемещений осуществлялась при подаче сжатого воздуха на вход балансного

дросселя p_0 и выхлопе в атмосферу $p_2 = 98,1$ кПа. Силовые характеристики измерителя малых линейных перемещений $p_1 = p_1(x^-)$ для трёх типоразмеров сопел представлены на рис. 10.

Рис. 10. Силовые характеристики измерителя малых линейных перемещений

Разрешающие способности $K_{x-} = \Delta p / \Delta x^-$, кПа и $K_x = \Delta p / \Delta x$, кПа/мкм измерителя малых линейных перемещений, построенного на базе механопневматического преобразователя «сопло-заслонка», достаточно высоки, и для сопла с $d_{т.с.} = 3,0 d_c$ принимают значения $K_{x-} = 1600$ кПа и $K_x = 1,05$ кПа/мкм. В соответствии с графиком рис. 9, для сопла с притуплением торца $d_{т.с.} = 3,0 d_c$ смещению заслонки в квазилинейной области характеристики на $\Delta x = 120$ мкм соответствовало изменение давления $\Delta p_1 = 140$ кПа. Если для измерения давления p_1 использовать образцовый манометр класса 0,4 с диапазоном измерений 6 кгс/см^2 (587 кПа) и размером шкалы 250 % (250 делений), что соответствует цене деления 2,35 кПа/дел, то разрешающая способность измерителя малых линейных перемещений составит $0,95 \times 2,35 = 2,23$ мкм/дел. Если измерять угол поворота регулировочной муфты 3 (см. рис. 6), то при шаге резьбы 1 мм разрешающая способность измерителя малых угловых перемещений составляет $(2,23 \text{ мкм} \times 360 \text{ град.}) / 1000 \text{ мкм} = 0,8$ град. или 48 угловых минут. На крутизну силовой характеристики измерителя малых перемещений существенное влияние оказывает давление подпора на выхлопе $p_2 > p_{ат} > 98,1$ кПа (рис. 11а, 11б, 11в): наибольшей чувствительностью обладает измеритель при выхлопе в атмосферу $p_2 = 98,1$ кПа.

Рис. 11а. Влияние подпора на выхлопе на силовую характеристику сопла $d_{m.c.} = 1,13 d_c$

Рис. 11б. Влияние подпора на выхлопе на силовую характеристику сопла $d_{m.c.} = 2,0 d_c$

Рис.11в. Влияние подпора на выходе на силовую характеристику сопла $d_{т.с.} = 3,0 d_c$

Сравнительный анализ графиков свидетельствует о существенной зависимости крутизны характеристики (чувствительности) измерителя и ширины диапазона её квазилинейного участка от степени притупления торца сопла: наибольшей крутизной характеристики обладает сопло, у которого $d_{т.с.} = 3,0 d_c$. Притупление кромки торца сопла может вызвать увеличение силы воздействия струи на дефлектор, что в данном случае не имеет принципиального значения. Следует иметь в виду, однако, что работа кольцевой щели как внешнего цилиндрического насадка сопровождается наличием вакуума внутри насадка, который может существенно уменьшить упомянутое выше силовое воздействие.

Выводы по результатам работы

- 1) Показана возможность создания широкодиапазонных расходомерных устройств и измерителей малых перемещений на базе регулируемого дросселя «сопло-заслонка».
- 2) Приведена методика расчёта конструктивных параметров высокоточного широкодиапазонного расходомера сжатого воздуха – измерителя малых линейных и угловых перемещений.
- 3) Разработана конструкция и апробирован физический макет расходомера.
- 4) Получены экспериментальные расходно-перепадные характеристики расходомера и силовые характеристики измерителя малых перемещений.
- 5) Определена зависимость силовых характеристик измерителя малых перемещений от давления подпора на выходе.

б) Экспериментальные данные могут быть использованы при проектировании гидравлических и пневматических расходомерных устройств, измерителей малых перемещений и усилителей мощности.

Список литературы

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
2. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.
3. ГОСТ 8.586.5-2005. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 5. Методика выполнения измерений. М.: Стандартинформ, 2007. 94 с.
4. Ильинский В.М. Измерение массовых расходов. М.: Энергия, 1973. 126 с.
5. Стариков В.П., Владимирова Н.А. Граница точности формирования перепада давлений в сужающих устройствах // Сб. материалов 26-й международной научно-практической конференции «Коммерческий учёт энергоносителей». СПб.: Борей-Арт, 2007. С. 299-305.
6. Цейтлин В.Г. Расходоизмерительная техника. М.: Изд-во стандартов, 1977. 240 с.
7. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985. 255 с.
8. Крассов И.М. Гидравлические усилители. М.: Госэнергоиздат, 1959. 89 с.
9. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
10. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро-пневмосистем: учеб. пособие для техн. вузов. М.: Высшая школа. 1991. 367 с.
11. Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода. М.: Оборонгиз, 1962. 289 с.
12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
13. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

High precision wide-range compressed airflow meter - a fine movements meter

08, August 2012

DOI: 10.7463/0812.0451962

Pil'gunov V.N.

Russia, Bauman Moscow State Technical University

vyaroz@yandex.ru

The aim is to develop a design procedure, creation and study of characteristics of a high-precision wide-range airflow meter - a meter of small linear and angular movements which is built on the basis of an adjustable “flapper-nozzle” orifice. For reading service-differential and power characteristics of the flowmeter a compressor-batcher was used, it provided a stable and deterministic mass flow rate of compressed air. The prototype was a wide-range flowmeter, its experimental characteristics were received. The method of calculation and the experimental data can be used to make pneumatic automation devices.

Publications with keywords:[compressor-dispenser](#), [flow-meter of the compressed air](#), [nozzle-deflecto](#), [small displacement gauge](#)

Publications with words:[compressor-dispenser](#), [flow-meter of the compressed air](#), [nozzle-deflecto](#), [small displacement gauge](#)

References

1. Bashta T.M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic drive and hydro pneumatic automation]. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 320 p.
2. Dmitriev V.N., Gradetskii V.G. *Osnovy pnevmoavtomatiki* [Fundamentals of pneumatic automation]. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 360 p.
3. GOST 8.586.5-2005. *Gosudarstvennaia sistema obespecheniia edinstva izmerenii. Izmerenie raskhoda i kolichestva zhidkostei i gazov s pomoshch'iu standartnykh suzhaiushchikh ustroystv. Chast' 5. Metodika vypolneniia izmerenii* [Standard 8.586.5-2005. State system for ensuring the uniformity of measurements. Measurements of liquids and gases flow rate and quantity by means of orifice instruments. Part 5. Measurement procedure]. Moscow, Standartinform, 2007. 94 p.
4. Il'inskii V.M. *Izmerenie massovykh raskhodov* [Mass flow measurement]. Moscow, Energiia, 1973. 126 p.

5. Starikov V.P., Vladimirova N.A. Granitsa tochnosti formirovaniia perepada davlenii v suzhaiushchikh ustroistvakh [Border accuracy of formation of pressure drop in narrowing device]. *Sb. materialov 26-i mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Kommercheskii uchet energonositelei»* [Proc. of the 26-th international scientific-practical conference «Commercial accounting of energy carriers»]. St. Petersburg, Borei-Art, 2007, pp. 299-305.
6. Tseitlin V.G. *Raskhodoizmeritel'naia tekhnika* [Flow measurement technique]. Moscow, Izdatel'stvo standartov, 1977. 240 p.
7. Gerts E.V. *Dinamika pnevmaticheskikh sistem mashin* [Dynamics of pneumatic systems of machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 255 p.
8. Krassov I.M. *Gidravlicheskie usiliteli* [Hydraulic amplifiers]. Moscow, Gosenergoizdat, 1959. 89 p.
9. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 423 p.
10. Nagornyi V.S., Denisov A.A. *Ustroistva avtomatiki gidro-pnevmosistem* [Devices of automatics of hydro-pneumatic systems]. Moscow, Vysshaia shkola. 1991. 367 p.
11. Gamynin N.S. *Osnovy slediashchego gidravlicheskogo privoda* [Fundamentals of tracking hydraulic drive]. Moscow, Oborongiz, 1962. 289 p.
12. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniiam* [Handbook of hydraulic resistances]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 559 p.
13. Leshchenko V.A. *Gidravlicheskie slediashchie privody stankov s programmnyim upravleniem* [Hydraulic tracking drives of machine tools with program management]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 288 p.