

УДК 62-52

## Средство измерения расхода газа

Непомнящих И.А., Степанов Д.О.

*Студенты,  
кафедра «Гидромеханика, гидравлические машины,  
и гидропневмоавтоматика»*

*Научный руководитель: К.Д. Ефремова,  
к.т.н., доцент кафедры «Гидромеханика, гидравлические машины,  
и гидропневмоавтоматика»*

МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[bauman@bmstu.ru](mailto:bauman@bmstu.ru)

**Цель работы.** Одной из важнейших задач при автоматизации различных технологических процессов является измерение расхода газа, в частности сжатого воздуха. В настоящее время в технике среди средств измерения расхода газа наиболее часто используются средства измерения расхода на основе перепада давления. Однако следует отметить, что в этом случае чаще используются такие средства измерения расхода, в которых не учитывается сжимаемость газа, то есть плотность газа принимается постоянной. Такое допущение приводит к неточной оценке расхода газа [1 - 4]. В связи с этим была поставлена цель о возможности измерения расхода сжатого воздуха с учётом переменности его плотности. В докладе рассматривается экспериментальная установка для измерения расхода сжатого воздуха – расходомер, построенный на базе пневматического цилиндра, расход в котором определяется на основе измерения перепада давлений в местном сопротивлении.

**Физические основы пневмоавтоматики.** В качестве местного сопротивления рассмотрим нерегулируемую дроссель (отверстие с острой кромкой) и регулируемый дроссель (“сопло-заслонка”). Режим течения газа в таких дросселях принимают турбулентным, а термодинамический процесс – адиабатическим.

В общем случае, скорость истечения воздуха через дроссель в воздушную среду с абсолютным давлением  $p_2$  в условиях адиабатического процесса определяется в соответствии с уравнением Сен-Венана Ванцеля [1]:

$$V = \varphi \sqrt{2 \left[ \frac{k}{(k-1)} \right] \times (p_1/\rho_1) \times \left[ 1 - (p_2/\rho_2)^{(k-1)/k} \right]} \quad , \quad (1)$$

где  $\varphi = 1/\sqrt{1+\xi}$  коэффициент скорости;  $k$  – показатель адиабаты;  $p_1$  и  $\rho_1$  – соответственно абсолютное давление и плотность воздуха перед дросселем;  $p_2$  и  $\rho_2$  – абсолютное давление и плотность воздуха за дросселем;  $\xi$  - коэффициент сопротивления дросселя. В соответствии с уравнением состояния газа

$p_1 = \rho_1 \times R \times T$ , где  $R$ , Дж/кг×К – газовая постоянная;  $T$  – абсолютная температура сжатого воздуха в градусах Кельвина, а также с учетом соотношения плотностей в адиабатическом процессе  $\rho_1 = \rho_2 \times (p_1/p_2)^{1/k}$ , уравнение (1) принимает вид:

$$V = \varphi \sqrt{2RT \left[ \frac{k}{(k-1)} \right] \times (p_1/\rho_1) \times [1 - (p_2/\rho_2)^{(k-1)/k}]} \quad , \quad (2)$$

Массовый расход воздуха  $Q$  через сечение  $A$  дросселя, с учётом коэффициента сжатия струи  $\varepsilon$  и плотности воздуха  $\rho_2$ , определяется выражением:

$$Q = A\varepsilon\varphi \rho_2 \sqrt{2RT \left[ \frac{k}{(k-1)} \right] \times [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]} \quad , \quad (3)$$

или, после преобразования с учётом равенства  $RT = p_1/\rho_1$  и соотношения плотностей, выражением:

$$Q = \mu A p_1 \sqrt{[2k/RT(k-1)] \times [(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]} \quad , \quad (4)$$

где  $\mu = \varepsilon\varphi$  - коэффициент расхода.

Используя отношение давлений  $\beta = p_2/p_1$  как показатель критичности процесса истечения воздуха в газовую среду с давлением  $p_2$ , и проводимость дросселя  $G = \mu A$ , м<sup>2</sup>, уравнение (4) можно привести к виду:

$$Q = G p_1 \sqrt{[2k/RT(k-1)] \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]} = G k_\beta p_1 \quad , \quad (5)$$

где  $k_\beta = \sqrt{[2k/RT(k-1)] \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]}$ , с×м<sup>-1</sup> - параметр истечения,

учитывающий свойства воздуха  $R$ , его температуру  $T$  и характер процесса истечения (показатель адиабаты  $k$  и показатель критичности процесса истечения  $\beta$ ). Исследование уравнения (5) на экстремум показывает, что массовый расход достигает наибольшего значения при критическом значении показателя критичности:

$$\beta_{кр} = (p_2/p_1)_{кр} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)} \quad ,$$

который для сжатого воздуха при  $k = 1,4$  принимает значение  $\beta_{кр} = 0,528$ , при этом параметр истечения  $k_\beta = 2,38$  с×м<sup>-1</sup>.

На выходе дросселя устанавливается критическая скорость, равная скорости звука и определяющая максимум объёмного расхода воздуха при заданных условиях. Значения показателя критичности  $\beta < 0,528$  определяют режим надкритического истечения; изменение  $\beta$  в диапазоне  $0,528 < \beta \leq 0,83$  характеризует режим докритического истечения. При значениях  $\beta > 0,83$  устанавливается режим истечения несжимаемой капельной жидкости, в этом случае плотность воздуха при его прохождении через дроссель изменяется не более, чем на 20%, и тогда справедливо уравнение массового расхода для несжимаемой жидкости:

$$Q = G \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \quad ,$$

где плотность воздуха  $\rho$  определяется по среднему значению давления для изотермического процесса в диапазоне  $\Delta p = p_1 \dots p_2$ .

Следует иметь в виду, что в соответствии с уравнением (1) увеличение давления перед дросселем вызывает возрастание массового расхода даже при наличии на выходе дросселя звуковой скорости при установившемся значении давления  $p_2$ . При истечении воздуха через дроссель в газовую среду с атмосферным давлением критическое значение показателя  $\beta_{кр} = p_{ат}/p_1$ .

Вследствие неизменного диаметра местного сопротивления типа “отверстие с острой кромкой”, диапазон измеряемых расходов невелик. Для его увеличения можно использовать регулированный дроссель типа “сопло-заслонка”.

Полное пневматическое сопротивление такого дросселя включает в себя постоянную  $\Delta p^-$  и переменную  $\Delta p^+$  составляющие. Для повышения чувствительности данного расходомера необходимо обеспечить наибольшее значение соотношения  $\frac{\Delta p^+}{\Delta p^-}$ .

Постоянная составляющая определяется местным сопротивлением цилиндрического канала длиной  $L$ . Если канал выполнен в виде диафрагменного дросселя с относительной протяженностью канала  $L/d_c < 0,5$  со скругленной входной фаской  $l_\phi/d_c = 0,03$  и конфузорным подводом с углом  $60^\circ$ , его коэффициент расхода  $\mu = 0,70..0,75$ . Если  $l_\phi/d_c = 0,01$ , то коэффициент расхода  $\mu = 0,60..0,65$ .

Переменная составляющая потерь давления определяется поворотом струи на  $90^\circ$  при её отражении от заслонки и сопротивлением кольцевой щели, образованной торцом сопла и заслонкой в случае прилипания струи к торцу сопла. Переменная составляющая начинает появляться по мере приближения заслонки к торцу сопла, когда режим свободного истечения струи воздуха заменяется режимом взаимодействия струи с преградой. Такую щель можно рассматривать как кольцевой цилиндрический дроссель.

Для безотрывного течения воздуха в кольцевом дросселе безразмерное смещение заслонки не должно превышать значения  $x^- = \frac{x}{d_c} \leq (0,25..0,30)$ . В данном случае коэффициент сопротивления дросселя составляет  $(0,50..0,78)$ . При значениях безразмерного смещения заслонки превышающих  $0,30$ , кольцевая щель начинает работать как отверстие с острой кромкой при несовершенном сжатии струи, коэффициент сопротивления принимает значение  $0,06$ , коэффициент расхода падает до  $0,65$ , а на статических характеристиках расходомера проявляется эффект гистерезиса.

#### **Экспериментальная установка для измерения расхода сжатого воздуха.**

Экспериментальное определение статических характеристик различных элементов пневмоавтоматики предусматривает снятие расходно-перепадных и регулировочных характеристик, соответствующих зависимости (5). Расходно-перепадная характеристика представляет собой зависимость  $Q = Q(\Delta p)$  при неизменном значении  $G = \text{inv}$ .

В данной работе для снятия расходно-перепадных характеристик расходомеров в качестве источника питания с известной массовой подачей сжатого воздуха используется объёмный компрессор – дозатор (рис.1), выполненный на базе пневматического цилиндра.

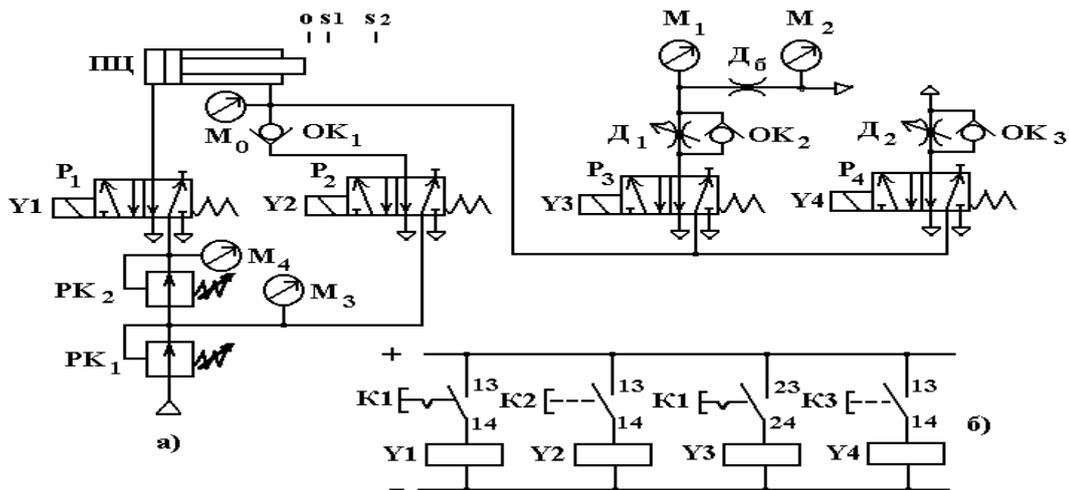


Рис. 1. Компрессор – дозатор:

На рис. 1 представлена схема компрессора-дозатора, который представляет собой пневматический привод (рис.1а), состоящий из пневмоцилиндра ПЦ и двух пневмораспределителей P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> с электромагнитным управлением (рис.1б – электрическая схема управления приводом).

Рабочим органом компрессора-дозатора (рис. 1а) является пневматический цилиндр ПЦ двухстороннего действия, поршневая полость которого выполняет функции пневмодвигателя, а штоковая полость – объёмного компрессора. Пневматические распределители P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> с электромагнитным управлением соответственно Y<sub>1</sub> и Y<sub>2</sub> запускают режимы зарядки и рабочего хода компрессора-дозатора. Редукционные клапаны РК<sub>1</sub>, РК<sub>2</sub> поддерживают заданные уровни давления при зарядке компрессора в штоковой полости ПЦ (манометр M<sub>3</sub>), и при рабочем ходе – в поршневой полости ПЦ (манометр M<sub>4</sub>).

Путевые выключатели, установленные в позициях штока S1 и S2 на расстоянии L, обеспечивают запуск и останов электронного частотомера-хронометра.

Подключение компрессора к исследуемому пневматическому элементу Д<sub>б</sub> или блоку элементов осуществляется распределителем P<sub>3</sub>. Электромагниты Y<sub>1</sub> и Y<sub>3</sub> распределителей P<sub>1</sub> и P<sub>3</sub> включаются кнопкой с механической памятью K1 электрической схемы управления (рис. 2б), что обеспечивает одновременность начала рабочего хода компрессора и подключения к нему исследуемого пневматического элемента.

Это позволяет на участке хода поршня O – S1 заполнять воздухом пневматические магистрали и полости исследуемых элементов и устройств, и выводить компрессор на заданный режим по давлению. Распределитель P<sub>4</sub> с электромагнитом Y<sub>4</sub> и дросселем выхлопа Д<sub>2</sub> обеспечивает настройку первоначального уровня избыточного давления p<sub>0</sub> на выходе компрессора (манометр M<sub>0</sub>). Регулируемый дроссель Д<sub>1</sub> используется для настройки уровня избыточного давления p<sub>1</sub> (манометр M<sub>1</sub>) на входе расходомера Д<sub>б</sub>. На выходе расходомера – атмосферное давление p<sub>2</sub> = p<sub>ат</sub>.

Массовая подача компрессора-дозатора определяется в соответствии с равенством:

$$Q = \pi(d_n^2 - d_{ш}^2)L\rho/4t = 0,31\rho \times 10^{-3}/t, \text{ кг/с,}$$

где d<sub>п</sub> = 40 мм, диаметр поршня; d<sub>ш</sub> = 17 мм, диаметр штока; t – время прохождения поршнем пути S1 – S2, регистрируемое частотомером-хронометром. Плотность воздуха ρ на выходе компрессора определяется в соответствии с равенством  $\rho = \rho_n(p/p_n)^{1/k}$  и с учётом значения показателя политропы n (здесь показатель адиабаты для воздуха k = 1,4).

Если за нормальные условия принять  $p_n = 101,3$  кПа,  $T_n = 288$  К,  $\rho_n = 1,205$  кг/м<sup>3</sup>, то формула для определения текущей плотности на выходе компрессора-дозатора будет иметь вид:

$$\rho = 0,0446p^{0,714}.$$

Расходомер апробирован путём проведения ряда экспериментов, проведённых при переменном давлении перед дросселем  $p_1$  и постоянном давлении за дросселем  $p_2$  равным атмосферному давлению.

#### **Определение расходно-перепадной характеристики расходомера на базе нерегулируемого дросселя типа “отверстие с острой кромкой”.**

В качестве объектов исследования выбраны мерные шайбы различных диаметров  $d = 1,0$  мм и  $d = 0,7$  мм, выполненные в виде отверстия с острой кромкой и фаской  $120^\circ$  на выходе, и шайба  $d = 1,0$  мм с двойной зенковкой  $120^\circ$ , используемые в качестве чувствительных элементов расходомера.

Измерительная аппаратура для проведения эксперимента: манометр образцовый на давление  $6$  кг/см<sup>2</sup>, манометр образцовый на  $10$  кг/см<sup>2</sup>, частотомер-хронометр Ф5080 с разрешающей способностью  $1$  мкс. Снятие расходно-перепадной характеристики проведено при давлении питания компрессора – дозатора  $p = 0,6$  МПа.

Избыточное давление на входе расходомера  $p_1 = 0 \dots 0,5$  МПа. Таким образом, давление перед исследуемой шайбой  $p_1 = \text{var}$ , а давление на выходе из шайбы  $p_2 = 98,1$  кПа =  $\text{inv}$ . Процесс истечения сжатого воздуха через мерную шайбу принят адиабатическим. В результате экспериментального исследования построены зависимости массового расхода от давления на входе расходомера  $Q = Q(p_1)$  и коэффициента расхода от показателя критичности  $\mu = \mu(\beta)$  для различных диаметров мерных шайб, которые представлены соответственно на рис. 2,3,4.

#### **Определение расходно-перепадной характеристики расходомера на базе регулируемого дросселя типа “сопло-заслонка”.**

В качестве объектов исследования выбраны 3 сопла с неизменным внутренним диаметром  $d_c = 1,5$  мм, и с различными диаметрами торцов:  $d_{тс} = \{1,13d_c, 2 d_c, 3 d_c\}$ , используемые в качестве чувствительных элементов расходомера.

Испытание данного расходомера проводились на той же экспериментальной установке и с теми же входными параметрами, что и расходомера на базе нерегулируемого дросселя типа “отверстие с острой кромкой”.

**Результаты экспериментов.** Анализ, проведённых экспериментов и построенных на их основе графиков, позволяет сделать следующие выводы:

1. Рассмотренные расходомеры позволяют получить объективную оценку объёмного и массового расхода сжатого воздуха.
2. В режиме выхлопа газа без подпора в среду с  $p_2 = 98,1$  кПа =  $\text{inv}$  зависимость  $Q = Q(p_1)$  линейна в диапазоне изменения  $\beta = 0,14 \dots 0,98$ .
3. Расходомеры обладают стабильными линейными характеристиками, если оценка расхода осуществляется путём измерения давления газа на входе в расходомер при его выхлопе в атмосферу.

#### **Использованная литература**

1. Ильинский В. М. Измерение массовых расходов. М., Энергия. 1973.
2. Цейтлин В. Г. Расходо-измерительная техника. М., Изд-во стандартов. 1977.
3. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ. СПб., Политехника. 2002, 771 с.

4. ГОСТ 8.586.5 – 2005. Методика выполнения измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств.
5. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М., Машиностроение. 1973, 360 с.