

**Компрессор-дозатор на базе пневматического цилиндра****77-30569/310908**

# 02, февраль 2012

Ефремова К. Д.

УДК 62-52

МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

При решении задач автоматизации многих производственных процессов возникает необходимость исследования расходно-перепадных характеристик в пневматических устройствах пневматических и электропневматических систем управления. Как известно в этом случае появляются трудности определения расхода сжатого воздуха, который зависит от многих параметров, но прежде всего от плотности воздуха, скорости и температуры распределения его по сечению канала, формы самого сечения и других факторов. Используются различные расходомеры и методы измерения расхода, но получить точную оценку массового расхода воздуха достаточно трудно [1-4]. Но в большей части литературы рассматривается измерение расхода газа при условии постоянства его плотности.

Целью представленной работы является возможность измерения реального расхода газа, в частности сжатого воздуха, с учетом того, что плотность газа переменна.

На практике для определения расхода сжатого воздуха, проходящего через исследуемое пневматическое устройство, чаще всего измеряется параметр, изменения которого связаны с изменением расхода. В промышленности в качестве этого параметра широко применяется перепад давлений [1-3].

В статье рассматривается экспериментальная установка для измерения расхода сжатого воздуха (далее для краткости – расходомер), построенная на базе пневматического цилиндра, расход в которой определяется на основе измерения перепада давлений в сужающем устройстве. Сужающим устройством может служить нерегулируемый дроссель, например отверстие в тонкой стенке с острой кромкой, диафрагма или цилиндрический дроссель [5]. Сжатый воздух (далее для краткости – газ) проходя через дроссель создаёт определенный перепад давлений – разность давлений до и после дросселя.

Характер течения газа в каналах дросселей зависит от их типа: ламинарные или турбулентные дроссели. Поэтому каждому конкретному типу дросселя будут соответствовать разные расчетные формулы [6].

Рассмотрим, наиболее широко распространённые в пневмоавтоматике, турбулентные дроссели, а из них – жиклёр, выполненный в виде цилиндрического отверстия в стенке, у которого отношение длины к диаметру мало (менее 2...3). Режим течения газа в таких дросселях принимают турбулентный, а термодинамический процесс – адиабатический, так

как скорость течения газа велика, а длина канала соизмерима с диаметром отверстия, следовательно, теплообмен между газом и стенками канала практически отсутствует.

Пусть поток сжатого воздуха с массовым расходом  $Q_1$ , проходя через сужающее устройство – 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 дроссель с проходным сечением  $A_2$ . 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]:

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

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:

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

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

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

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

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

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:

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

где  $k_{\beta} = \sqrt{[2k/RT(k-1)] \times [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}]}$ ,  $\text{с} \times \text{м}^{-1}$  – 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:

$$\beta_{\text{кр}} = (p_2/p_1)_{\text{кр}} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}, \quad (6)$$

который для сжатого воздуха при  $k = 1,4$  принимает значение  $\beta_{\text{кр}} = 0,528$ , при этом параметр истечения  $k_{\beta} = 2,38$ .

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 каплевой 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:

$$Q = G \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}, \quad (7)$$

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 (5) 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  $\beta_{\text{кр}} = p_{\text{ат}}/p_1$ .

Если отбор воздуха из междроссельной камеры мал (при  $Q_0 \rightarrow 0$ ), то массовые расходы через оба дросселя одинаковы  $Q_1 = Q_2$  и давление в междроссельной камере будет определяться равенством:

$$p_1 = p_0 \times G_1 k_{\beta 1} / G_2 k_{\beta 2}, \quad (8)$$

где  $p_0 = \text{inv}$  – давление питания.

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

$$G_1 \sqrt{2\rho(p_0 - p_1)} = G_2 k_{\beta 2} p_1, \quad (9)$$

а давление в междроссельной камере определяется квадратным уравнением:

$$G_2^2 k_{\beta 2}^2 p_1^2 + 2\rho G_1^2 p_1 - 2\rho G_1^2 p_0 = 0. \quad (10)$$

Очевидно, что для определения расходно-перепадной характеристики пневматического дросселя в соответствии с уравнениями (8) и (10) необходимо знать проводимости дросселей  $G_1$ ,  $G_2$  и параметры истечения  $k_{\beta 1}$ ,  $k_{\beta 2}$ . Зависимости параметра истечения  $k_{\beta}$  от показателя критичности  $\beta$  для воздуха ( $R = 287$  Дж/кг К;  $t^0C = 15^0C$ ;  $p_{ат} = 101,3$  кПа) при различных значениях показателя политропы, например,  $n=1,1; 1,2; 1,3$  и  $n = k = 1,4$  представлены на рис. 1 [6].

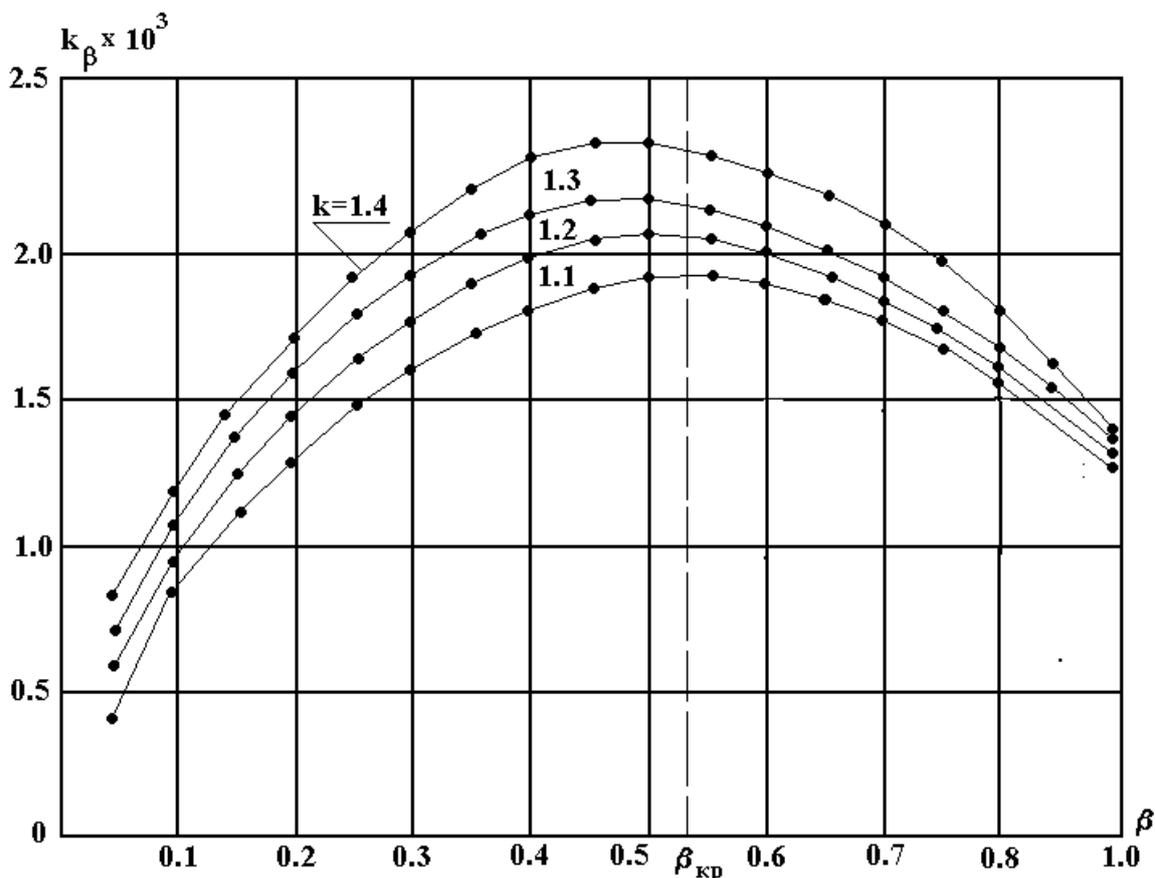


Рис. 1. Влияние показателя политропы на параметр истечения

При проектировании и расчёте пневматических и электропневматических систем и для определения теоретического массового расхода газа, протекающего через пневматические элементы и устройства, следует использовать выражение (5), принимая следующие допущения:

- газ – идеальный;
- режим течения газа – турбулентный;
- рабочие процессы протекают адиабатически;
- температура газа, поступающего в рабочую камеру, равна температуре газа внутри камеры.

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  $G = inv.$

В данной работе для снятия расходно-перепадных характеристик расходомеров на базе сужающих устройств в качестве детерминированного источника питания с известной массовой подачей сжатого воздуха  $Q = \text{determ}$  используется объёмный компрессор – дозатор, выполненный на базе пневматического цилиндра (рис. 2). Сужающим устройством может служить нерегулируемый дроссель  $D_6$ , например отверстие в тонкой стенке с острой кромкой (мерная шайба). Такой расходомер представляет собой пневматический потенциометр, работающий в режиме  $Q_0 = 0; Q_1 = Q_2$ .

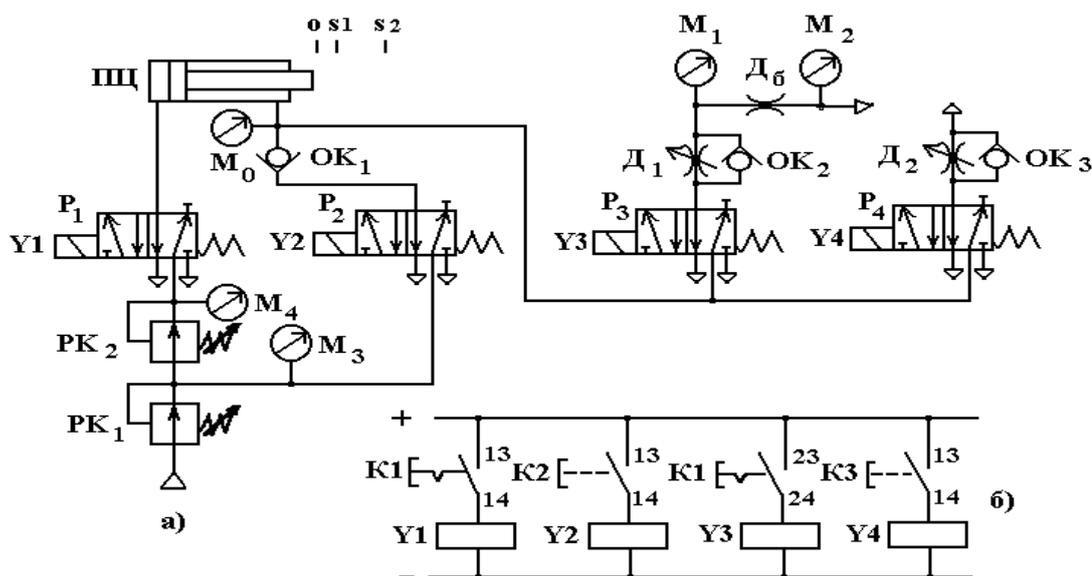


Рис. 2. Компрессор – дозатор: а) пневматическая схема; б) электрическая схема управления.

На рис. 2 представлена схема компрессора-дозатора, который представляет собой пневматический привод, состоящий из пневмоцилиндра ПЦ и двух пневмораспределителей  $P_1, P_2$  с электромагнитным управлением.

Рис. 2а – схема пневматического привода.

Рис. 2б – электрическая схема управления приводом.

Рабочим органом компрессора-дозатора (рис. 2а) является пневматический цилиндр ПЦ двухстороннего действия, поршневая полость которого выполняет функции пневмодвигателя, а штоковая полость – объёмного компрессора.

Пневматические распределители  $P_1, P_2$  с электромагнитным управлением соответственно  $Y_1$  и  $Y_2$  запускают режимы зарядки и рабочего хода компрессора-дозатора.

Редукционные клапаны  $PK_1, PK_2$  поддерживают заданные уровни давления при зарядке компрессора в штоковой полости ПЦ (манометр  $M_3$ ), и при рабочем ходе – в поршневой полости ПЦ (манометр  $M_4$ ).

Путевые выключатели, установленные в позициях штока  $S_1$  и  $S_2$  на расстоянии  $L$ , обеспечивают запуск и останов электронного частотомера-хронометра.

Подключение компрессора к исследуемому пневматическому элементу  $D_6$  или блоку элементов осуществляется распределителем  $P_3$ . Электромагниты  $Y_1$  и  $Y_3$  распределителей  $P_1$  и  $P_3$  включаются кнопкой с механической памятью  $K_1$  электрической схемы управления (рис. 2б), что обеспечивает одновременность начала рабочего хода компрессора и подключение 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  $P_4$  с электромагнитом  $Y_4$  и дросселем выхлопа  $D_2$  обеспечивает настройку первоначального уровня избыточного давления  $p_0$  на выходе компрессора (манометр  $M_0$ ). Регулируемый дроссель  $D_1$  используется для настройки уровня избыточного давления  $p_1$  (манометр  $M_1$ ) на входе расходомера  $D_6$ . На выходе расходомера – атмосферное давление  $p_2 = p_{ат}$ .

Массовая подача компрессора-дозатора определяется в соответствии с равенством:

$$Q = \pi(d_n^2 - d_{ш}^2)L\rho/4t = 0,31\rho \times 10^{-3}/t, \text{ кг/с}, \quad (11)$$

где  $d_n = 40$  мм, диаметр поршня;  $d_{ш} = 17$  мм, диаметр штока;  $t$  – время прохождения поршнем пути  $S1 - S2$ , регистрируемое частотомером-хронометром. Плотность воздуха  $\rho$  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  $n = k = 1,4$ ). Если за нормальные условия принять  $p_n = 101,3$  кПа,  $T_n = 288$  К,  $\rho_n = 1,205$  кг/м<sup>3</sup>, то формулы для определения текущей плотности на выходе компрессора-дозатора, в полостях пневматического потенциометра или в камерах расходомера будут иметь вид:

$$\rho = 0,012p \text{ (для } n = 1);$$

$$\rho = 0,018p^{0,91} \text{ (для } n = 1,1);$$

$$\rho = 0,026p^{0,83} \text{ (для } n = 1,2);$$

$$\rho = 0,0446p^{0,714} \text{ (для } n = k = 1,4).$$

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

### Пример определения расходно-перепадной характеристики расходомера на базе мерной шайбы

В качестве объектов исследования выбраны мерные шайбы (расходомеры) 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.

Для обработки экспериментальных данных использованы следующие зависимости:

Объемный расход сжатого воздуха –  $Q_{об} = 0,31 \times 10^{-3}/t, \text{ м}^3/\text{с}$ .

Массовая подача сжатого воздуха компрессором - дозатором –  $Q = \rho Q_{об}$ .

Плотность сжатого воздуха на выходе компрессора-дозатора – при адиабатическом процессе ( $n = k = 1,4$ )  $\rho = 0,0446 p^{0,714}$  (здесь и в дальнейшем давление указывается в абсолютных единицах).

Показатель критичности –  $\beta = p_2/p_1$ .

Параметр истечения –  $k_\beta$ , с/м, определяется по графику рис. 1.

Проводимость мерной шайбы –  $G = Q/k_\beta p_1$ , м<sup>2</sup>.

Коэффициент расхода мерной шайбы  $\mu = G/0,785d^2$ ,

где  $d$  – диаметр отверстия, м<sup>2</sup>.

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. 3, 4, 5 и 6.

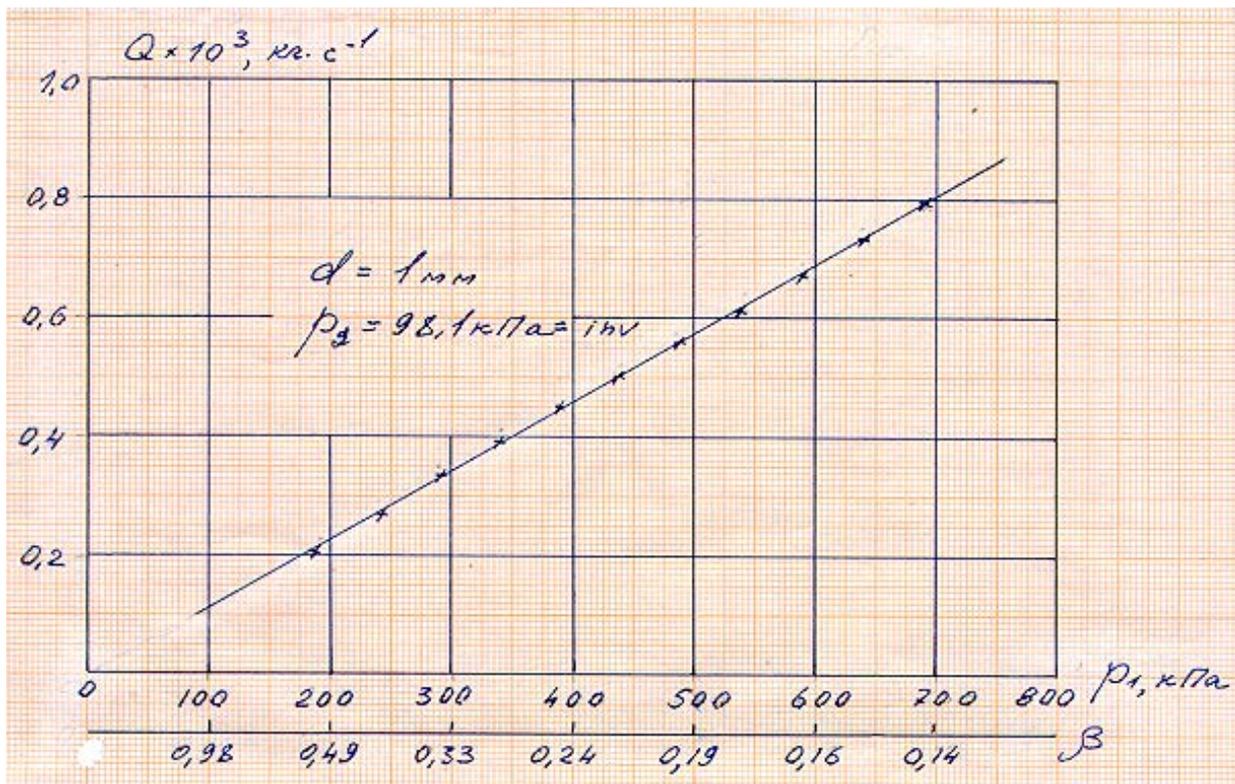


Рис. 3. Зависимость  $Q = Q(p_1)$  для шайбы  $d = 1,0 \text{ мм}$  с фаской  $120^\circ$  на выходе

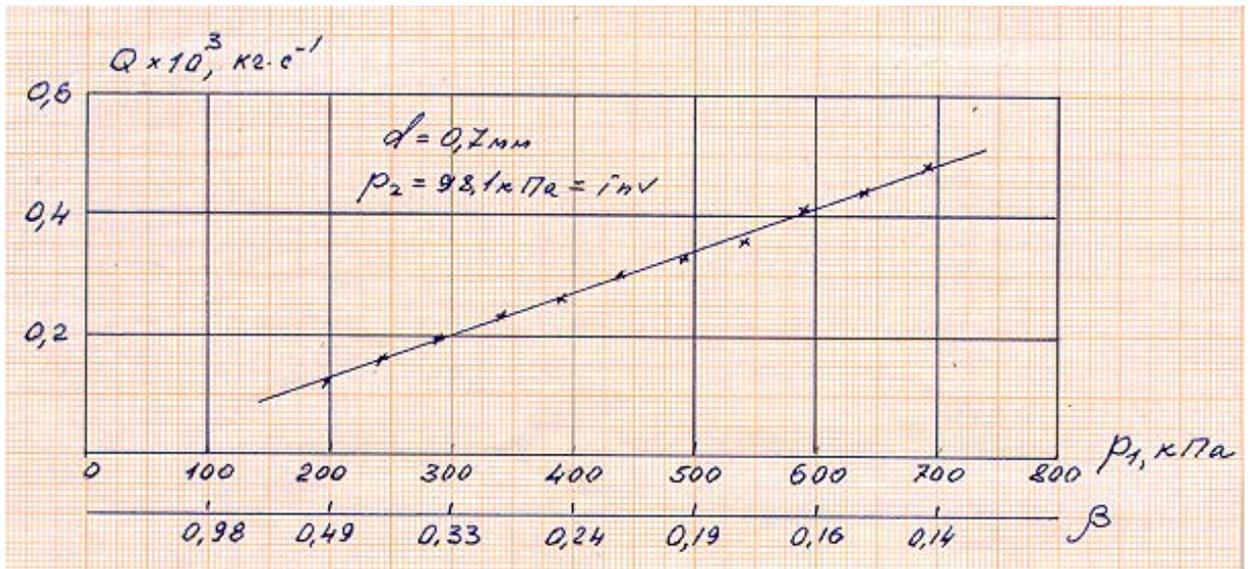


Рис. 4. Зависимость  $Q = Q(p_1)$  для шайбы  $d = 0,7 \text{ мм}$

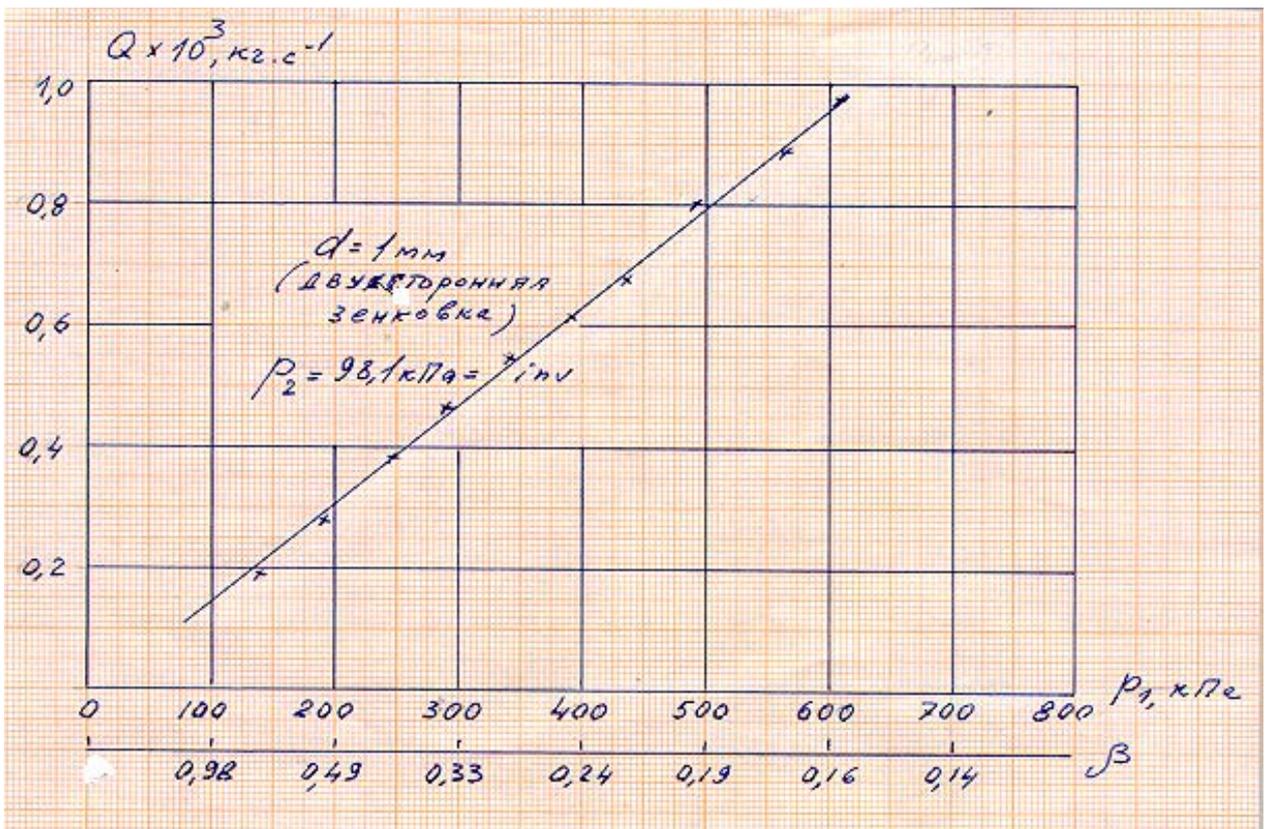


Рис. 5. Зависимость  $Q = Q(p_1)$  для шайбы  $d = 1,0 \text{ мм}$  с двойной зенковкой  $120^\circ$

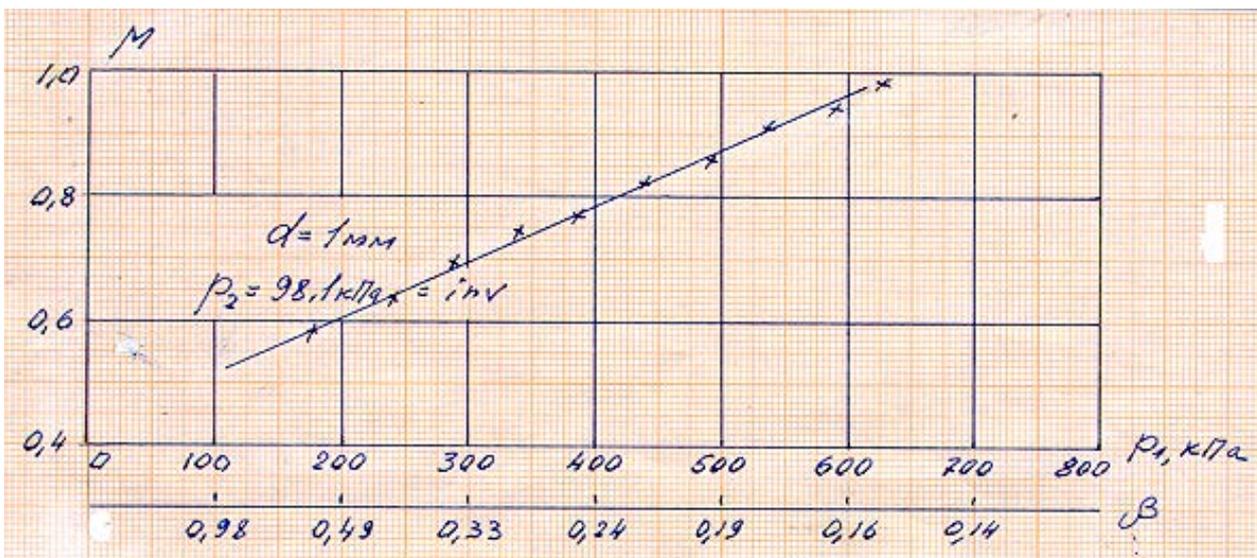


Рис. 6. Зависимость  $\mu = \mu(\beta)$  для шайбы  $d = 1,0$  мм

Анализ, проведенных экспериментов и полученных на их основе графиков, позволяет сделать следующие выводы:

1. Рассмотренный компрессор-дозатор позволяет получить объективную оценку объёмного и массового расхода сжатого воздуха.
2. В режиме выхлопа газа без подпора в среду с  $p_2 = 98,1$  кПа = inv зависимость  $Q = Q(p_1)$  линейна в диапазоне изменения  $\beta = 0,14 \dots 0,98$  (рис. 3, 4, 5).
3. Сравнивая расходы через мерные шайбы с диаметром  $d = 1,0$  мм с односторонней и двухсторонней зенковкой  $120^\circ$  (рис. 3 и 5) следует отметить, что расход увеличивается на 35 % при двухсторонней зенковке шайбы. Такую мерную шайбу можно рассматривать как конфузорно-диффузорный насадок или как диафрагменный дроссель.
4. Зависимость коэффициента расхода от показателя критичности  $\mu = \mu(\beta)$  (рис. 6) в режиме выхлопа газа также линейна в диапазоне изменения  $\beta = 0,14 \dots 0,98$ .
5. Расходомеры на основе сужающих устройств (мерные шайбы разных диаметров) обладают стабильными линейными характеристиками, если оценка расхода осуществляется путём измерения давления газа на входе в мерную шайбу при его выхлопе в атмосферу.

#### Список литературы

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. Стариков В. П., Владимирова Н. А. Граница точности формирования перепада давления в сужающих устройствах. Сб. материалов 26-ой международной научно-практической конференции «Коммерческий учет энергоносителей». 2007. СПб., Борей-Арт, с.299-305.

6. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М., Машиностроение. 1973, 360 с.

## Compressor-doser based on the pneumatic cylinder

77-30569/310908

# 02, February 2012

Efremova K.D.

Bauman Moscow State Technical University

[efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

Problems with precise estimation of volume and weight flows of compressed air, when investigating pneumatic automation elements' and devices' characteristics, are widely known. Precise compressor-doser was designed on the basis of pneumatic cylinder; it allowed to give objective estimation of weight flow of compressed air, when determining flow-drop characteristics of orifice meters. It was shown that flow gages had stable linear characteristics in the case when estimation of flow based on the measurement of the pressure at the entrance of the orifice meter at the stage of exhaustion.

---

**Publications with keywords:** [pneumatics](#), [flow](#), [mass flow](#), [compressor air](#), [compressor-dispenser](#), [pneumatic cylinder](#), [consumables – perepadnya characteristics](#)

**Publications with words:** [pneumatics](#), [flow](#), [mass flow](#), [compressor air](#), [compressor-dispenser](#), [pneumatic cylinder](#), [consumables – perepadnya characteristics](#)

---

### Reference

1. Il'inskii V. M., Measurement of mass flow rates, Moscow, Energiia, 1973.
2. Tseitlin V. G.I, Equipment for measuring of expense, Moscow, Izd-vo standartov, 1977.
3. Kremlevskii P. P., Flow meters and meters of amount of substances, SPb., Politekhnik, 2002, 771 p.
4. Starikov V. P., Vladimirova N. A., The boundary of the accuracy of the formation of the pressure differential in narrowing devices, in: Proceedings of the 26th international scientific-practical conference on Commercial accounting of energy carriers, 2007, SPb., Borei-Art, pp.299-305.
5. Dmitriev V.N., Gradetskii V.G., Fundamentals of pneumoautomatic, Moscow, Mashinostroenie, 1973, 360 p.