Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XXXIX, вып. 1, 1959 г.

ВОПРОСЫ РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

В. Д. Зиневич

Пневматические двигатели и инструменты, широко используемые на подземных работах, увеличивают расход сжатого воздуха, если его давление повышается. Работа при повышенном давлении связана с более интенсивным износом пневматического оборудования и особенно ротационных пневматических двигателей. Автоматическое регулирование давления непосредственно перед потребителем могло бы способствовать устранению этих недостатков, но выпускаемые регуляторы давления [1] громоздки, тяжелы, поэтому в подземных условиях их трудно использовать.

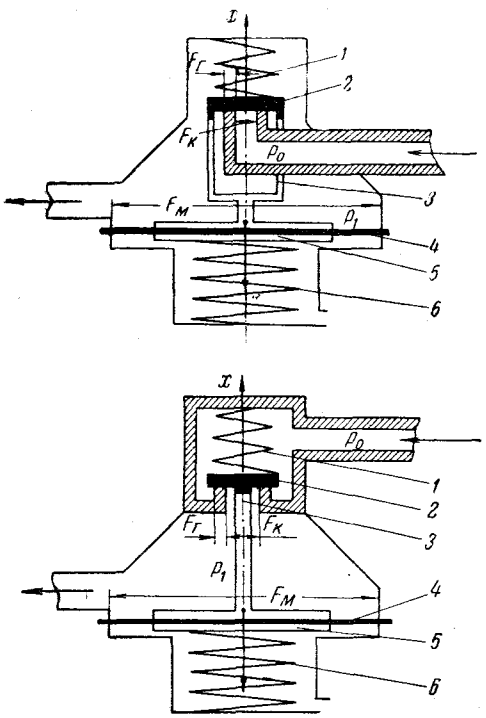


Рис. 1. Принципиальные схемы редукторов:
1 — запорная пружина; *2* — клапан; *3* — толкатель; *4* — мембрана; *5* — нажимной диск; *6* — нажимная пружина. Клапаны в закрытом положении

Рассмотрим возможности уменьшения габаритов автоматических регуляторов прямого действия, называемых иногда редукционными клапанами [2]. Они должны поддерживать постоянное давление газа на выходе (при колебаниях расхода и давления на входе). Газ, проходя через регулируемое отверстие, подвергается дросселированию — снижению давления без совершения внешней работы и без сообщения или отнятия тепла [3]. Регулятор обязательно имеет чувствительный элемент и регулирующий орган [4]. Чувствительный элемент должен измерить отклонение регулируемого давления от заданного значения (устанавливаемого, например, пружиной) и пропорционально отклонению переместить регулирующий

орган (клапан, золотник или заслонку), чтобы изменить проход для газа.

В схемах для большого снижения давления (рис. 1) чувствительный элемент выполнен как мембрана с пружиной, а регулирующий орган — в виде клапана и жестко связан с мембраной. Для незначительного снижения давления при большом расходе газа применяется схема, приведенная на рис. 2, *а*. В указанных распространенных схемах клапанных регуляторов чувствительный элемент и регулирующий клапан, находящийся под давлением на входе, непосредственно связаны. В результате на чувствительный элемент прямо воздействует не только давление на выходе, на которое он должен отзываться, но и давление на входе, на которое он не должен прямо реагировать. И регулятор оказывается неточным, поскольку он может приходить в действие, когда давление на выходе еще не изменилось, так как регулирующий орган устанавливается в равновесии под суммарным воздействием давления на выходе и входе.

Известным приближением к такой схеме регулятора, в которой перемещение регулирующего органа вызывалось бы только изменением давления на выходе и не зависело бы от давления на входе, являются схемы, приведенные на рис. 2, *б, в*, которые обеспечивают также меньшие габариты и меньший вес регулятора.

Оценим с количественной стороны свойства указанных автоматических регуляторов. Коэффициентом усиления регулятора K называют отношение приращения проходного сечения F к вызвавшему его приращению регулируемого давления

$$K = \frac{dF}{dP}. \tag{1}$$

Если по аналогии ввести понятия коэффициентов усиления чувствительного элемента $K_ч$ и регулирующего органа $K_р$

$$K_ч = \frac{dx}{dP};\ K_р = \frac{dF}{dx}, \tag{2}$$

где x — перемещение чувствительного элемента, то

$$K = K_ч K_р. \tag{3}$$

Коэффициент усиления характеризует чувствительность и пропускную способность регулятора: чем он больше, тем выше чувствительность при данной пропускной способности или выше пропускная способность при данной чувствительности. Для установления связи между размерами регуляторов, их конструкцией и коэффициентами усиления можно использовать уравнения равновесия (так называемые статические характеристики регуляторов). В простейшем виде без учета расхода и скоростного напора газов, без учета сил трения и сил упругости мембран уравнение равновесия подвижной системы регулятора можно написать для рабочего положения клапана (открытого) следующим образом (см. рис. 1):

$$c_1(s_1 - x) - c_2(s_2 + x) - F_м P_1 + \\ + F_к(P_0 - P_1) + F_г(P - P_1) = 0, \tag{4}$$

где c_1 и c_2 — жесткость пружин;

s_1 и s_2 — предварительная деформация пружин;

$F_м$ — площадь мембраны;

$F_к$ — площадь прохода, закрытого клапаном;

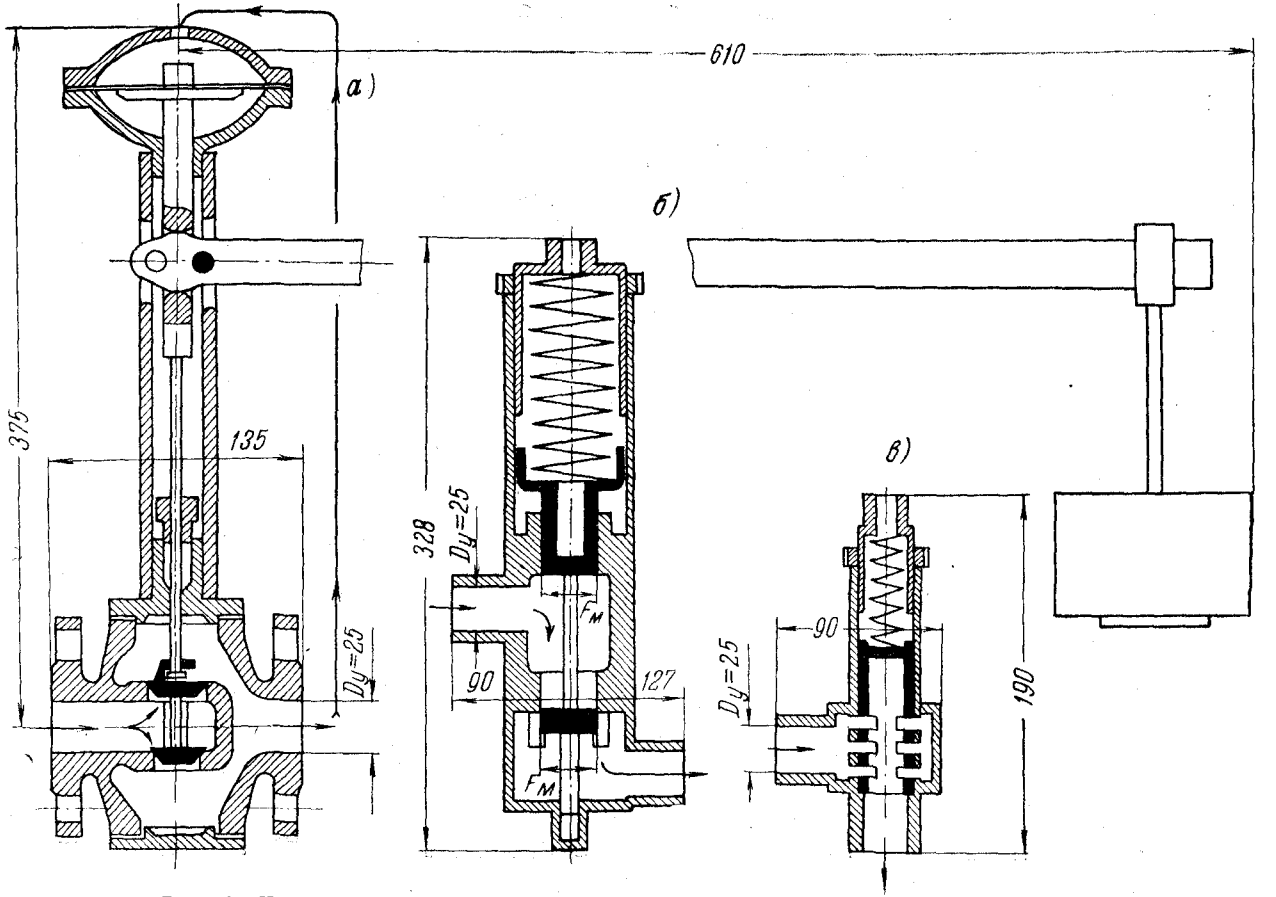


Рис. 2. Конструктивные схемы автоматических регуляторов давления после себя:

а — вентильного типа с двухседельным клапаном и мембранно-грузовым приводом, вес без привода 12 *кг*; *б* — золотникового типа с пружинно-поршневым приводом, вес 5 *кг*, ход золотника 5 *мм*; *в* — золотникового типа с заслонкой и пружинно-поршневым приводом, вес 2 *кг*, ход золотника 1 *мм*. Клапаны в закрытом положении

$F_г$ — площадь гнезда клапана;
P_0 — давление на входе;
P_1 — давление на выходе;
P — давление в щели гнезда;
x — перемещение клапана от закрытого положения вверх.

Решая уравнение (4) относительно x, получаем статическую характеристику чувствительного элемента (мембраны с клапаном)

$$x = \frac{1}{c_1 + c_2}[c_1 s_1 - c_2 s_2 - \\ - (F_м + F_к + F_г) P_1 + F_к P_0 + F_г P]. \quad (5)$$

Взяв производную от статической характеристики (5) по давлению на выходе, получаем коэффициент усиления мембраны с клапаном

$$K_ч = \frac{dx}{dP_1} = -\frac{F_м + F_к + F_г}{c_1 + c_2} + \\ + \frac{F_к}{c_1 + c_2}\frac{dP_0}{dP_1} + \frac{F_г}{c_1 + c_2}\frac{dP}{dP_1}. \quad (6)$$

Для $K_ч$ главную роль играет абсолютная величина первого слагаемого. И величина $K_ч$ тем больше, чем меньше жесткость пружины и чем больше площадь мембраны. Практически увеличение чувствительности возможно с увеличением габаритов и веса регулятора. Конструктивное видоизменение за счет применения поршня взамен мембраны с клапаном (см. рис. 2, *б*) позволяет все же значительно уменьшить габариты регулятора. Уравнение (5) дает возможность установить связь между размерами регулятора и коэффициентом усиления чувствительного элемента $K_ч$, являющегося только одним из сомножителей произведения (3), определяющего коэффициент усиления K регулятора в целом. Рассмотрим второй сомножитель — коэффициент усиления регулирующего органа $K_р$. Для этого воспользуемся уравнением, связывающим перемещение x клапана, золотника или заслонки с площадью прохода регулятора F. Если клапан, золотник или заслонка имеют одну кромку, в открытом состоянии омываемую газом, то

$$F = px, \quad (7)$$

где p — периметр кромки, открывающей проход.

Коэффициент усиления регулирующего органа можно определить исходя из его статической характеристики

$$K_р = \frac{dF}{dx} = p. \quad (8)$$

Здесь проявляется возможность повышения $|K_р|$ путем увеличения периметра клапана p. Для этого можно поршневой регулирующий орган выполнить в виде решетчатой заслонки, у которой значительно развит общий периметр

$$p = p_0 n, \quad (9)$$

где p_0 — периметр кромки одного окна в решетке;
n — число окон в решетке.

Конструкция регулятора с решетчатой заслонкой (см. рис. 2, *в*) имеет преимущество и в том, что ход решетчатой заслонки x_0 для открытия одинакового прохода в n раз меньше, чем ход обычных клапана, золотника и заслонки.

Для решетчатой заслонки

$$F = p_0 n x_0,$$

для обычной

$$F = px,$$

следовательно,

$$x_0 = \frac{x}{n}. \qquad (10)$$

Это дает возможность повысить жесткость пружин и тем уменьшить их габариты, не изменяя чувствительности регулятора.

Приведенные выводы о влиянии конструктивного выполнения элементов регулятора на его технические показатели иллюстрируются примерами выполнения регулятора для условного прохода $D_y = 25$ *мм* и условного давления $P_y = 10$ *кГ/см*^{2} в трех вариантах (см. рис. 2).

Вариант I (см. рис. 2, *а*). Регулятор, выпускаемый арматурными заводами в виде двухседельного вентиля. Диаметр нижнего седла для удобства сборки меньше диаметра прохода верхнего седла, т. е. от входного давления затвор разгружен не полностью. Вес регулятора без привода 12 *кг*. Привод затвора мембранно-грузового типа. Давление среды за клапаном через импульсную трубку передается на мембрану и взаимодействует с грузом.

Вариант II (см. рис. 2, *б*). Опытный образец регулятора, выполненный в институте ВНИИГОРМАШ по предложению автора и В. Г. Гниловского. Главной деталью регулятора является двухпоршневой золотник, играющий роль чувствительного и регулирующего элемента. Привод пружинно-поршневого типа. Вес регулятора вместе с приводом 5 *кг*.

Вариант III (см. рис. 2, *в*). Предлагаемая автором и В. Г. Гниловским конструкция регулятора с решетчатой заслонкой и пружинно-поршневым приводом. Вес регулятора с приводом 2 *кг*.

Таким образом, регуляторы с решетчатой заслонкой и пружинно-поршневым приводом целесообразно использовать и для подземных сетей сжатого воздуха и в промышленности.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Аронов В. В. и Слободкин М. С. Арматура регулирующая и запорная. Машгиз, 1953.
2. Машиностроение. ЭСМ, т. 8, 1948 стр. 319.
3. Ястржембский А. С. Техническая термодинамика. Госэнергоиздат, 1953, стр. 212.
4. Айзерман М. А. Лекции по теории автоматического регулирования. Гостехнадзор, 1956.
5. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. Оборонгиз, 1951.