

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРЯМОТОЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

**Ю. И. Кондрашов,
В. Н. Илюхин,
М. В. Баляба**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
bmw-surgut@yandex.ru

В данной работе затронуты вопросы, которые необходимо учитывать при проектировании прямоточных регуляторов давления газа прямого действия. Представлена конструктивная схема регулятора давления газа поршневого типа. Проведены экспериментальные исследования регуляторов давления газа типоразмеров $d_{\gamma 50}$ и $d_{\gamma 80}$ на объекте действующего магистрального газопровода, а также проведена доводка регуляторов на пневматическом стенде университета. Показано влияние сил трения на квазигармонические низкочастотные автоколебания системы регулирования. Такое явление связано с характером трения при использовании резиновых и фторопластовых уплотнительных колец в подвижных элементах регулятора и наличии (или отсутствии) пленки смазочного материала. Это напрямую связано с переходными процессами, условиями устойчивости при переходных процессах при регулировании вследствие изменения расхода газа.

Ключевые слова: газотранспортные системы, регулятор давления, системы автоматического регулирования, автоколебания, сила трения

1 Введение

Важной проблемой, возникающей при эксплуатации газопроводов, энергетических установок различного назначения, работающих на газе, является обеспечение требуемой точности и надежности регуляторов давления газа. В последние годы начали широко применяться прямоточные регуляторы давления прямого действия, в которых улучшены условия обтекания дросселирующего затвора, снижен уровень вибраций. Кроме того, при задании выходного давления при помощи задатчика – дополнительного газового редуктора существенно расширяется диапазон регулируемого давления [1]. Однако прямоточные регуляторы нетехнологичны в эксплуатации и обладают низкой надежностью. Это связано с тем, что мембранный узел регулятора быстро изнашивается, а его монтаж-демонтаж требует расстыковки газопровода в месте установки регулятора. Поэтому были

разработаны прямоточные регуляторы давления газа поршневого типа всех типоразмеров, обладающие большей надежностью и технологичностью. Монтаж таких агрегатов, например, при замене поршневого блока, осуществляется без расстыковки газопровода [2]. В статье описан такой регулятор, предназначенный для снижения и автоматического поддержания давления газа на объектах магистральных газопроводов.

2 Теоретические исследования

Регулятор давления газа (рисунок 1) включает в себя собственно регулятор давления и редуктор-задатчик (на рисунке 1 не показан). Регулятор давления состоит из корпуса 1, в который вставлен сборный модуль, состоящий из вставки 2, к которой болтами крепится гильза 3 и седло 4. Внутри гильзы 3 установлен поршень-затвор 5 с возможностью осевого перемещения. В центре поршня-затвора 5 проходит шток 6,

прикрепленный к гильзе 3 при помощи гайки 7. С другого конца штока 6 концентрично установлена крышка 8, которая зафиксирована гайкой 9. Передний торец гильзы прикрыт крышкой 10 для обеспечения передачи управляющего давления с выходы редуктора-задатчика к поршню-затвору 5. Во внутренней полости гильзы 3 установлены пружины 11, прижимающие поршень-затвор 5 к седлу 4. Замкнутая полость А между крышкой 8 и поршнем-затвором 5 соединена с выходом редуктора-задатчика (P_3) через радиальный и осевой каналы в штоке 6, полость между гильзой 2 и заглушкой 10, сверления в гильзе 3 и вставке 2. Полость Б между гильзой 3 и поршнем-затвором 5 соединена через радиальное отверстие в гильзе и сверление во вставке 2 с магистралью на выходе из регулятора давления ($P_{\text{вых}}$).

При отсутствии давлений $P_{\text{вых}}$ и P_3 поршень-затвор 5 плотно прижат к седлу 4. В процессе работы поршень-затвор 5 занимает определенное положение в соответствии с давлениями $P_{\text{вых}}$ и P_3 и затяжкой пружин. При этом давление $P_{\text{вых}}$ поддерживается постоянным в пределах статической погрешности регулятора. При увеличении расхода газа потребителем, давление $P_{\text{вых}}$ снижается, что приводит к уменьшению давления газа в полости Б и к перемещению поршня-затвора 5 на увеличение площади дросселирующего сечения. При этом расход газа увеличивается, что приводит к восстановлению давления $P_{\text{вых}}$. Для увеличения давления $P_{\text{вых}}$ производится перестройка редуктора-задатчика на большее значение P_3 . При этом давление в полости А повышается, что приводит к перемещению поршня-затвора 5 на увеличение площади дросселирующего сечения и, соответственно, к увеличению $P_{\text{вых}}$.

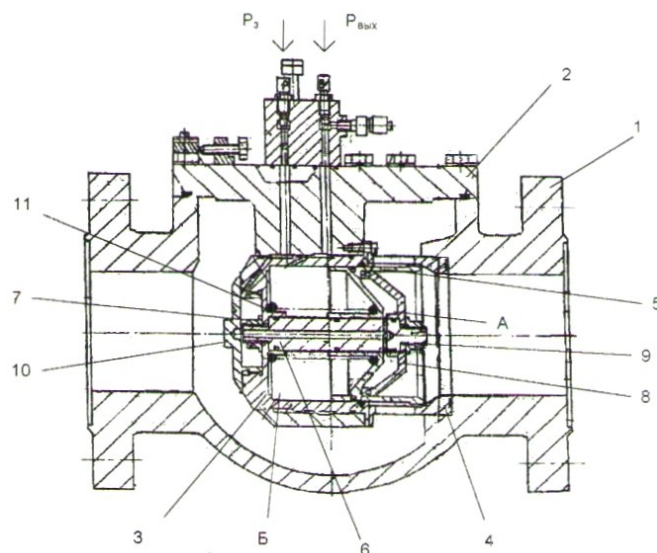


Рисунок 1. Конструктивная схема прямого типа регулятора давления газа поршневого типа:

1 – корпус; 2 – вставка; 3 – гильза; 4 – седло;
5 – поршень-затвор; 6 – шток; 7 – гайка; 8 – крышка;
9 – гайка; 10 – крышка; 11 – пружина

В случае прекращения потребления газа растет давление $P_{\text{вых}}$ на выходе регулятора и в полости Б, в результате чего поршень-затвор 5 садится на седло 4, полностью перекрывая поток газа через регулятор.

В случае несанкционированного прекращения подачи управляющего давления P_3 от редуктора-задатчика падает давление в полости А, в результате чего под действием усилия пружины и давления в полости Б поршень-затвор перекрывает поток газа через регулятор.

Для заданной конструктивной схемы регулятора давления газа были составлены уравнения для газодинамического расчета и выбора параметров основных элементов. При этом были использованы уравнения баланса расхода газа и баланса сил, действующих на поршень-затвор 5. В уравнении баланса сил были учтены, помимо сил от давлений, сила трения, газодинамическая сила, действующая на дросселирующие кромки поршня-затвора 5. Расчет производился из того условия, что давление на входе в регулятор 7,5 МПа, давление на выходе из регулятора может изменяться в пределах 0,25...1,6 МПа. Расход газа определялся условным

диаметром проходного сечения магистрального трубопровода d_{y50} , d_{y80} и др. По результатам расчета были определены основные параметры регулятора давления газа, который впоследствии был изготовлен в нескольких экземплярах каждого d_y .

3 Экспериментальная доводка регулятора

Экспериментальные исследования регулятора давления газа типоразмеров d_{y50} и d_{y80} были проведены на объекте действующего магистрального газопровода. Для повышения эксплуатационной надежности в цепь регулирования давления последовательно были установлены два регулятора газа (рисунок 2), причем задатчик-редуктор последующего регулятора давления был настроен на несколько меньшее давление по сравнению с предыдущим регулятором.

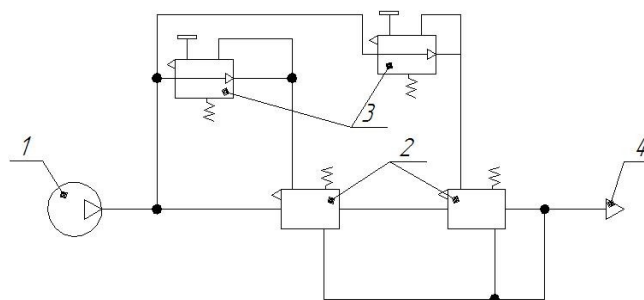
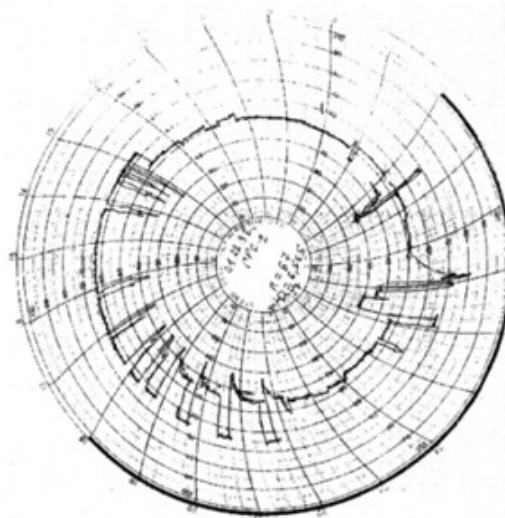


Рисунок 2. Схема подключения регуляторов давления газа в газопроводе

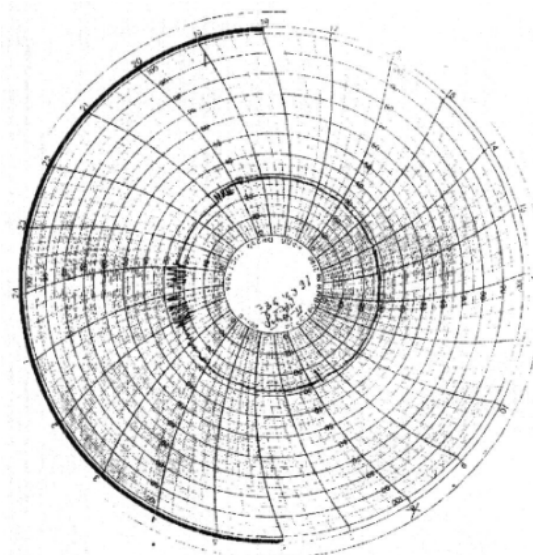
- 1 – источник давления газа (компрессорная станция);
- 2 – регулятор давления газа; 3 – редуктор-задатчик давления; 4 – потребитель газа

Испытания показали, что в процессе суточной эксплуатации наблюдается нестабильность в работе регуляторов, что отразилось на диаграмме расхода газа (рисунок 3а). Увеличение числа пружин (поз. 11 на рисунке 1) или суммарной их жесткости, являющимся классическим приемом повышения устойчивости систем, привело к некоторому повышению стабильности работы регуляторов (рисунок 3б).

а



а



б

Рисунок 3. Суточная диаграмма расхода газа через газопровод с регулятором давления газа, обладающим различным числом пружин:
а – одна пружина; б – две пружины

Однако известно, что снижение коэффициента усиления регулятора, например, за счет повышения жесткости пружин, приводит к увеличению статической погрешности системы регулирования давления [3]. Поэтому необходимы более тщательные дополнительные исследования регуляторов давления газа в лабораторных условиях, позволяющих осуществить проверки любых

мероприятий, направленных на повышение точности и устойчивости системы автоматического регулирования при работе регуляторов. С этой целью было разработано стендовое оборудование [4] (рисунок 4.), позволяющее осуществлять проверку диапазона настройки выходного давления, пропускной способности, погрешности поддержания выходного давления и качества регулирования при работе двух последовательно установленных регуляторов давления. Последующие реализация стендового оборудования и экспериментальные исследования дали возможность довести характеристики регуляторов до их соответствия техническому заданию.

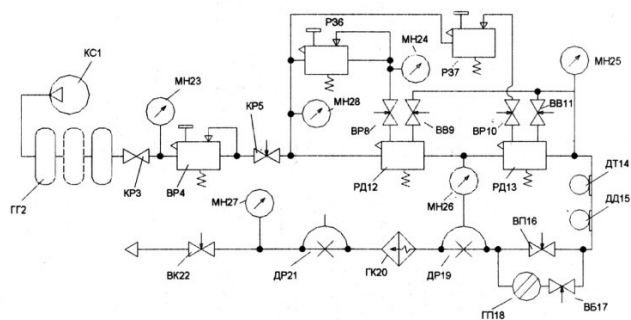


Рисунок 4. Пневматическая схема стенда для испытаний регуляторов давления газа:

КС1 – компрессорная станция; ГГ2 – газгольдеры (9 баллонов по 10 м3, P=280 кгс/см2); КР3 – кран; ВР4 – воздушный редуктор (понижающий давление с 280 кгс/см2 до 75 кгс/см2); КР5 – кран; РЗ6 – редуктор-задатчик давления; РЗ7 – редуктор-задатчик давления; ВР8 – вентиль «Р» регулятора давления РД12;

ВВ9 – вентиль «В» регулятора давления РД12; ВР10 – вентиль «Р» регулятора давления РД13; ВВ11 – вентиль «В» регулятора давления РД13; РД12 – регулятор давления на входе (с настройкой на повышенное давление); РД13 – регулятор давления с настройкой на номинальное давление; ДТ14 – датчик температуры; ДД15 – датчик давления; ВП16 – вентиль пульсатора; ВВ17 – вентиль байпаса; ГП18 – генератор пульсаций давления; ДР19 – датчик расхода газа;

ГК20 – гаситель колебаний давления; ДР21 – датчик расхода газа; ВК22 – вентиль концевой;

МН23-МН28 – манометры

Кроме того, как показали эксплуатационные испытания на ГРС

регуляторов d_y50 (РДПП 80-50М), при значительных изменениях величины отбора газа в регуляторе иногда возникают квазигармонические низкочастотные автоколебания. Такое явление связано с характером трения при использовании резиновых уплотнительных колец в подвижных элементах регулятора и наличии (или отсутствии) пленки смазочного материала, что напрямую связано с переходными процессами, условиями устойчивости при переходных процессах при регулировании вследствие изменения расхода газа (см. рисунок 3).

4 Оценка влияния сил трения в регуляторе на устойчивость при регулировании

Для оценки влияния сил трения, возникающих в регуляторах поршневого типа и влияющих на устойчивость при регулировании, была апробирована методика расчета сил трения конструктивной схемы редуцирующего узла регулятора d_y50 (рисунок 5).

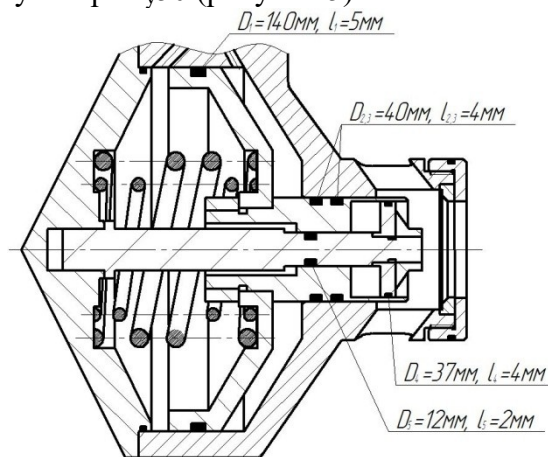


Рисунок 5 – Конструктивная схема редуцирующего узла регулятора давления газа

Сила трения для уплотнительного резинового кольца рассчитывалась по уравнению:

$$F_{тр} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_{мп} \cdot p_k, \quad (1)$$

где D – диаметр уплотнительного кольца, мм; l – ширина уплотнительного кольца, мм;

$f_{тр}$ – коэффициент трения; p_k – контактное давление, возникающее при монтаже кольца, МПа.

Расчет силы трения производился только при учете контактного давления, возникающего при монтаже уплотнительных колец.

Суммарная сила трения движения для нескольких колец вычисляется из следующего уравнения:

$$F_{тр\delta} = \pi \cdot f_{тр\delta} \cdot p_k \cdot \left(\sum_{i=1}^5 D_i \cdot l_i \right). \quad (2)$$

Диаметры и ширина уплотнительных колец регулятора РДПП80-50М:

$$D_1=140\text{мм}, l_1=5\text{мм};$$

$$D_{2,3}=40\text{мм}, l_{2,3}=4\text{мм};$$

$$D_4=37\text{мм}, l_4=4\text{мм};$$

$$D_5=12\text{мм}, l_5=2\text{мм}.$$

Допустимое контактное давление $p_k \geq 0.25$ МПа.

Тогда суммарная сила трения движения для пяти колец при $p_k=0.3$ МПа будет равна:

$$F_{тр\delta} = 3.14 \cdot 0.3 \cdot 10^6 \cdot (140 \cdot 5 + 40 \cdot 4 \cdot 2 + 37 \cdot 4 + 12 \cdot 2) \cdot 10^{-6} \cdot f_{тр\delta} = 1122.7 \cdot f_{тр\delta}.$$

Для резины ИРП-1118 коэффициент трения $f_{тр\delta РЕЗ} = 0.6 \dots 0.8$, тогда сила трения движения будет равна:

$$F_{тр\delta РЕЗ} \cdot (f_{тр\delta РЕЗ} = 0.6) = 1122.7 \cdot 0.6 = 673.7 \text{ (Н)};$$

$$F_{тр\delta РЕЗ} \cdot (f_{тр\delta РЕЗ} = 0.8) = 1122.7 \cdot 0.8 = 898.3 \text{ (Н)};$$

$$F_{тр\delta РЕЗ} = 673.7 \dots 898.3 \text{ (Н)}.$$

Сила, действующая на мембрану регулирующего органа при $P_{ком} = 0.4$ МПа и $S = 0.015$ м², равна:

$$F_{ком} = P_{ком} \cdot S = 0.4 \cdot 10^6 \cdot 0.015 = 6000 \text{ (Н)}.$$

Соответственно относительные параметры равны:

$$F_{тр\delta} / F_{ком} = 0.11 \dots 0.15.$$

Далее вводится безразмерная величина, характеризующая соотношение величин силы трения покоя и силы трения движения $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta}$, где $\Delta F_{тр} = F_{тр} - F_{тр\delta}$, а также безразмерная величина гидравлического сопротивления канала обратной связи, равная отношению гидравлических сопротивлений трубки обратной связи и дросселя узла регулирования $R_{к2}/R_{др}$.

Диапазону значений $F_{тр\delta} / F_{ком} = 0.11 \dots 0.15$ в плоскости двух относительных параметров $F_{тр\delta} / F_{ком}$ и $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta}$ для $R_{к2}/R_{др} = 0.5$ ($R_{к2}/R_{др} = 0.5$ соответствует трубка $d_y = 6$ мм) при $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta} > 0.2$ соответствует неустойчивый режим работы системы автоматического регулирования (САР) давления газа (рисунок 6). Что и подтверждается возникающими на определенных режимах работы автоколебаниями в САР давления газа с регулятором РДПП80-50М при проведении испытаний на стенде (рисунок 4). Полученная площадь области устойчивости определялась математическим моделированием и анализом переходного процесса системы при разных относительных параметрах, причем допустимая статическая ошибка не превышала 2,5%. Область устойчивости рассматривается на уровне частотного диапазона, характеризующегося низкими частотами колебаний, а не на уровне собственных частот регулятора.

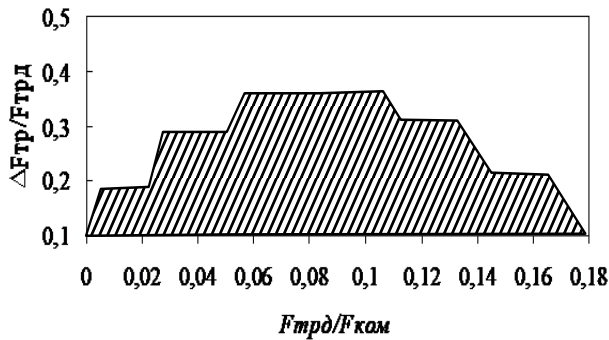


Рисунок 6. Область устойчивости САР (заштрихованная область – устойчивый режим) в плоскости $(\Delta F_{тр}/F_{трд}, F_{трд}/F_{ком})$ при относительном сопротивлении обратной связи $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм)

Из рисунка 6 видно, что устойчивый режим работы будет при $\Delta F_{тр}/F_{трд} < 0.2$ и $F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.16$.

Для $F_{ком} = 6000$ Н, сила трения движения будет равна $F_{трд} = (60...360)$ Н.

Для обеспечения устойчивости САР давления газа с регулятором РДПП80-50М необходимо подобрать материал уплотнения, для которого $\Delta F_{тр}/F_{трд} < 0.2$ и $F_{трд} = (60...360)$ Н.

Из известных материалов близкими параметрами обладает фторопласт Ф-4, являющийся химически инертным материалом с низким коэффициентом трения.

Для фторопласта Ф-4 коэффициент трения $f_{трдФТОР} = 0.05...0.2$, тогда сила трения движения будет равна:

$$F_{трдФТОР} \cdot (f_{трдФТОР} = 0.05) = 56.1 \text{ (Н);}$$

$$F_{трдФТОР} \cdot (f_{трдФТОР} = 0.2) = 224.5 \text{ (Н);}$$

$$F_{трдФТОР} = 56.1...224.5 \text{ (Н).}$$

Для $F_{ком} = 6000$ Н относительная сила трения движения для фторопласта будет равна:

$$F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.04.$$

Область устойчивости САР при $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм) с диапазонами сил трения резины и фторопласта Ф-4 показана на рисунке 7. При использовании материала резина в уплотнениях для отношения $\Delta F_{тр}/F_{трд} > 0.3$ и $F_{трд}/F_{ком} = 0.11...0.13$ система будет неустойчива. При применении фторопласта система устойчива, так как $\Delta F_{тр}/F_{трд}$ находится в диапазоне 0.1...0.2, который лежит в области устойчивости.

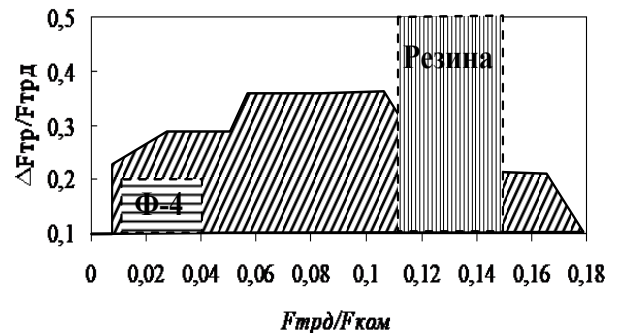


Рисунок 7. Область устойчивости САР при $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм) с диапазонами сил трения резины и фторопласта Ф-4

5 Заключение

Полученный диапазон сил трения движения $F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.04$ в уплотнениях регулятора, выполненных в виде резиновых колец, обранных фторопластом Ф-4, находится в области устойчивой работы САР. Таким образом, при конструировании проточных поршневых регуляторов предлагаемый подход подбора конструктивных элементов позволяет обеспечивать устойчивую работу САР и отсутствие автоколебаний.

6 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 9.1517.2017/ПЧ).

Список использованных источников

[1] Плотников, В. М. Регуляторы давления газа [Текст] / В. М. Плотников, В. А. Подрешетников, А. П. Дроздов, В. У. Гончаров. – Л.: Изд-во Недра, 1982. – 123 с.

[2] Решение о выдаче патента. Прямоточный регулятор давления газа // Россеев Н. И. – №97100476/09 (000473) от 05.01.98г.

[3] Свербилов В. Я. К оценке работоспособности газовых регуляторов давления многоцелевого назначения / В. Я. Свербилов, Ю. С. Анисимкин // ИВУЗ Авиационная техника. – 1981. – №3. – С. 71–73.

[4] Гимадиев А. Г. Экспериментальные методы и средства оценки влияния колебаний давления газа на точность диафрагменных расходомеров / А. Г. Гимадиев, И. Д. Кашапов, Е. С. Слива // Самарский государственный аэрокосмический университет. – Самара, 1996. – 16 с. Деп. ВИНТИ. – 983-В96 от 23.03.96г.

TO THE QUESTION OF THE DESIGN OF DIRECT-FLOW GAS PRESSURE REGULATOR DIRECT ACTIONS

**Yuri I. Kondrashov,
Vladimir N. Ilyukhin
Maxim V. Balyaba,**

Samara National Research University
34, Moskovskoeshosse, Samara,
443086, Russian Federation

bmw-surgut@yandex.ru

In this paper, issues that need to be considered when designing direct-flow gas pressure regulators of direct action are addressed. A constructive scheme of a piston type gas pressure regulator is presented. Experimental studies of gas pressure regulators of standard sizes DN50 and DN80 at the facility of the existing gas pipeline were conducted, and adjustment of regulators was carried out at the pneumatic stand of the university. The influence of friction forces on the quasi-harmonic low-frequency self-oscillations of the control system is shown. This phenomenon is due to the nature of friction when using rubber and fluoroplastic sealing rings in the moving elements of the regulator and the presence (or absence) of a film of lubricant. This is directly related to transients, stability conditions in transients during regulation due to changes in gas flow.

Keywords: *gas transmission systems, pressure regulator, automatic control systems, self-oscillation, friction force*

References

- [1] Plotnikov, V.M., Podreshetnikov, V.A., Drozdov A.P. and Goncharov, V.U. (1982), *Gas pressure regulators*, Nedra, Leningrad, USSR, 123 p.
- [2] Rosseev, N.I. (1998), Pryamotochnyi regulyator davleniya gaza [Direct-flow gas pressure regulator], Patent RF, no. 97100476/09.
- [3] Sverbilov, V.Ya. and Anisimkin, Yu.S. (1981), "To assess the performance of multi-purpose gas pressure regulators", *Aviatsyonnaya tekhnika*, no.3, pp. 71-73.
- [4] Gimadiev, A.G., Kashapov, I.D. and Sliva E.S. (1996), "Eksperimental'nye metody i sredstva otsenki vliyaniya kolebaniy davleniya gaza na tochnost' diafragmennyykh raskhodomerov" [Experimental methods and tools for assessing the effect of gas pressure fluctuations on the accuracy of diaphragm flowmeters], Samara State Aerospace University, 16 p.