

УСТРАНЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ АВТОКОЛЕБАНИЙ В ВЫХОДНОМ ТРАКТЕ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

© 2016

- М. В. Баляба** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, bmw-surgut@yandex.ru
- М. А. Ермилов** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, emasamara@gmail.com
- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, kan@ssau.ru
- К. Ю. Шабанов** начальник технического отдела, ООО «Газпром трансгаз Самара», K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

В статье исследуются причины и особенности высокочастотных газодинамических автоколебаний, возникающих в выходных трактах регуляторов давления газа. Показано, что такие автоколебания приводят к существенному увеличению уровня динамического нагружения узлов регуляторов за счёт возникновения интенсивных тональных составляющих в спектрах пульсаций давления в трубопроводе, вибрации выходного фланца регулятора, а также внешнего шума агрегата. Приведены результаты исследования условий возникновения высокочастотных газодинамических автоколебаний, возникающих вследствие взаимодействия потока газа с элементами конструкции регулятора, в том числе со стойками–пилонами центрального обтекателя. Показано, что с увеличением выходной скорости потока выше определённого значения (около 40 м/с) возникают тональные составляющие спектра пульсаций давления. Предложено мероприятие по устранению газодинамических автоколебаний с помощью перфорированной втулки, устанавливаемой в выходной тракт регулятора. Смоделировано три варианта конструкции втулки, проведено численное моделирование газодинамических процессов в выходном тракте регулятора давления при установке перфорированной втулки. Показано, что установка втулки в выходной тракт регулятора позволяет полностью устранить газодинамические автоколебания.

Газотранспортные системы, газодинамические автоколебания, регулятор давления, пульсации потока, шум, собственные частоты и формы колебаний, пилон, перфорированная втулка.

Цитирование: Баляба М.В., Ермилов М.А., Крючков А.Н., Шабанов К.Ю. Устранение газодинамических автоколебаний в выходном тракте регулятора давления газа // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 3. С. 35-45. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-35-45

Введение

В газотранспортной системе установлено значительное количество управляющей арматуры, работающей при высоких перепадах давления. В частности, на газораспределительных станциях (ГРС) используются регуляторы давления газа, понижающие его давление с 7...5 МПа (реализуемое в магистральном трубопроводе) до 1...0,5 МПа в трубопроводных сетях конкретных потребителей. Авторами установлено, что помимо широкополосного шума газодинамического происхождения, интенсивность которого может достигать 100 дБ(А) и выше, реализуются также тональные шумы для класса широко применяемых регуляторов типа РДУ. Причиной этого является интенсивное взаимодействие высокоскоростной струи газа, выходящей из дозирующего кольцевого сечения, с элементами выходного тракта регулятора. Особенностью вышеуказанных агрегатов РДУ является наличие в данном тракте центрального обтекаемого тела, на котором закрепляется дозирующий и запорный элемент агрегата (рис. 1, поз. 10). При такой конструкции регулятора интенсивная струя газа, выходящая из кольцевого дози-

рующего сечения, взаимодействует с поддерживаемыми центральное тело стойками-пилонами (рис. 1, поз. 12), возбуждая вибрации последних. При этом возникает виброакустическое взаимодействие вихревых структур струи и вибрирующих стоек-пилонов. Резонансные явления таких виброакустических процессов наблюдаются при совпадении характерной (струхалевой) частоты срыва вихрей струи с собственными частотами колебаний пилонов. Для агрегатов РДУ такие частоты находятся в диапазоне 3100.....6300 Гц.

На рис. 2 показаны уровни звукового давления в зале редуцирования газа ряда ГРС ООО «Газпром трансгаз Самара». Видно наличие интенсивной тональной составляющей в спектре уровней звукового давления при повышенных расходах газа в частотной области третьоктавной полосы 6,3 кГц.

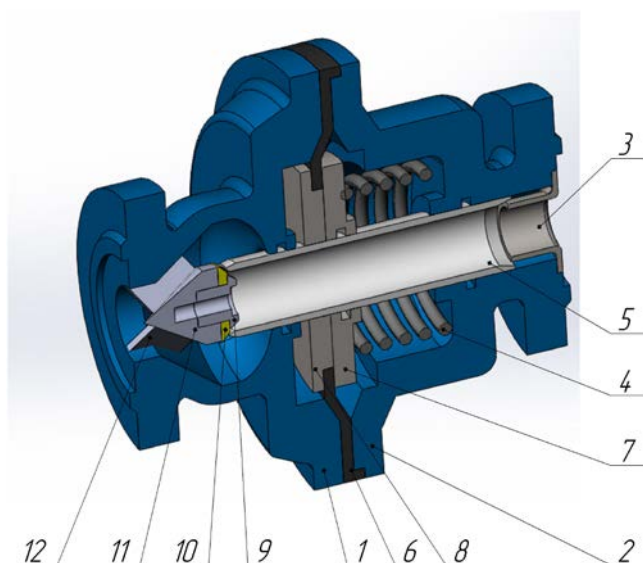


Рис. 1. Схема регулятора давления газа РДУ:
 1 – выходной фланец; 2 – входной фланец; 3 – кожух; 4 – пружина; 5 – затвор;
 6 – мембрана; 7, 8 – держатель мембраны; 9 – прижим седла; 10 – седло;
 11 – выходной направляющий конус; 12 – пилон)

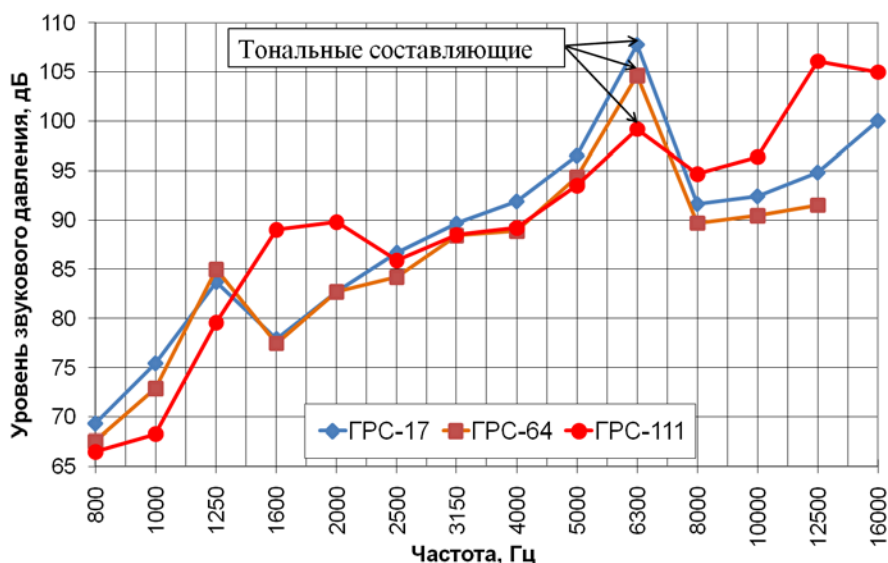


Рис. 2. Результаты мониторинга ГРС ООО «Газпром трансгаз Самара» на наличие в спектре звукового давления тональной составляющей

Причины возникновения газодинамических автоколебаний

Целью исследований являлось определение границ диапазонов газодинамических автоколебательных режимов работы регулятора. Режим работы регулятора определяется тремя основными параметрами: входным и выходным давлением и массовым расходом газа. Указанные параметры определяют фактическую скорость и направление потока газа, набегающего на пилоны регулятора. Скорость потока на выходе регулятора является основным параметром, влияющим на генерацию пульсаций давления газа.

При увеличении средней скорости на выходе регулятора свыше 41 м/с возникают газодинамические автоколебательные режимы выходного тракта регулятора давления, сопровождающиеся появлением тональной составляющей и приводящие к резкому росту на 30–40 дБ уровня пульсаций давления в трубопроводе [1].

Наличие порогового значения скорости, при котором происходит возникновение данных тональных составляющих в спектрах различных виброакустических процессов (пульсаций давления в выходном трубопроводе, вибраций его стенок, а также внешнего звукового давления), свидетельствует об автоколебательном характере данных процессов, аналогичных по своей физической природе флаттеру крыльев и других элементов летательных аппаратов и их двигателей, обтекаемых высокоскоростным потоком [2].

Автоколебательные процессы в такой динамической системе наблюдаются при совпадении частоты срыва вихрей обтекающей пилоны струи с собственными частотами колебаний конструкции [3; 4].

На рис. 3 приведены результаты моделирования течения газа в выходном тракте регулятора при редуцировании.

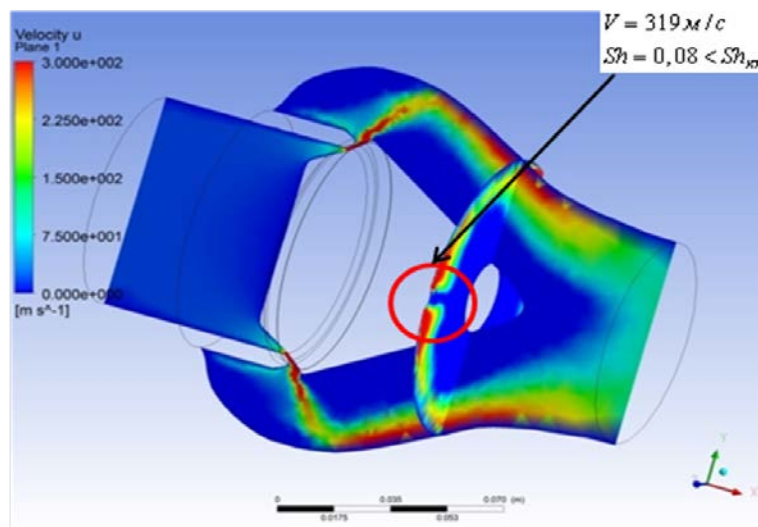


Рис. 3. Распределение скоростей потока
в выходном тракте регулятора при редуцировании газа

Из рис. 3 видно, что выходная струя, вытекающая из дозирующего сечения регулятора, локализуется в периферийной пристеночной области. При этом распределение скоростей по потоку газа весьма неравномерно: максимальные скорости, достигающие сверхзвуковых значений (свыше 450 м/с), реализуются в указанной выше области, в то время как в приосевой области наблюдаются весьма низкие скорости газа – 20...30 м/с. Такая неравномерность газового потока приводит к интенсивному воздействию струи в области крепления пилонов к корпусу фланца. Для данной области была проведена оценка числа Струхаля (Sh) по скорости обтекания выходной кромки пилонов:

$$Sh = \frac{f \delta_{nl}}{v}, \quad (1)$$

где f – частота срыва, Гц; δ_{nl} – характерный геометрический размер – толщина пилонов, м; v – скорость обтекания, м/с.

Рассмотрим общую закономерность возникновения газодинамических автоколебаний, в основе которой лежит число Струхали [5; 6].

Численный и экспериментальный модальный анализ, описанный в [1], показал, что собственные частоты элементов выходного тракта регулятора совпадают с частотами тональной составляющей пульсаций давления, определяемых частотами срыва вихрей с обтекаемых высокоскоростной струей пилонов. Сочетание собственных частот элементов выходного тракта регулятора давления, геометрических параметров таких тел (в рассматриваемом случае поддерживающих пилонов), а также скоростей их обтекания приводит к возникновению связанных газодинамических и механических автоколебательных процессов в выходном тракте [7; 8]. Условие их возникновения определяется числом Струхали, включающем вышеуказанные параметры.

Определение данного числа производилось расчётно-экспериментальным методом, при котором частота колебаний принималась равной первой собственной частоте 3500 Гц, скорость газа определялась по экспериментально полученной средней скорости в выходном сечении регулятора, которая затем пересчитывалась с учётом степени (коэффициента) неравномерности потока, найденной из газодинамического численного моделирования. Отметим, что оценочное значение указанного коэффициента неравномерности равно 3. Факт возникновения автоколебаний устанавливался по резкому увеличению уровня пульсаций давления при увеличении скорости газа [1]. Полученная данным способом зависимость $Sh(v)$ показана на рис. 4.

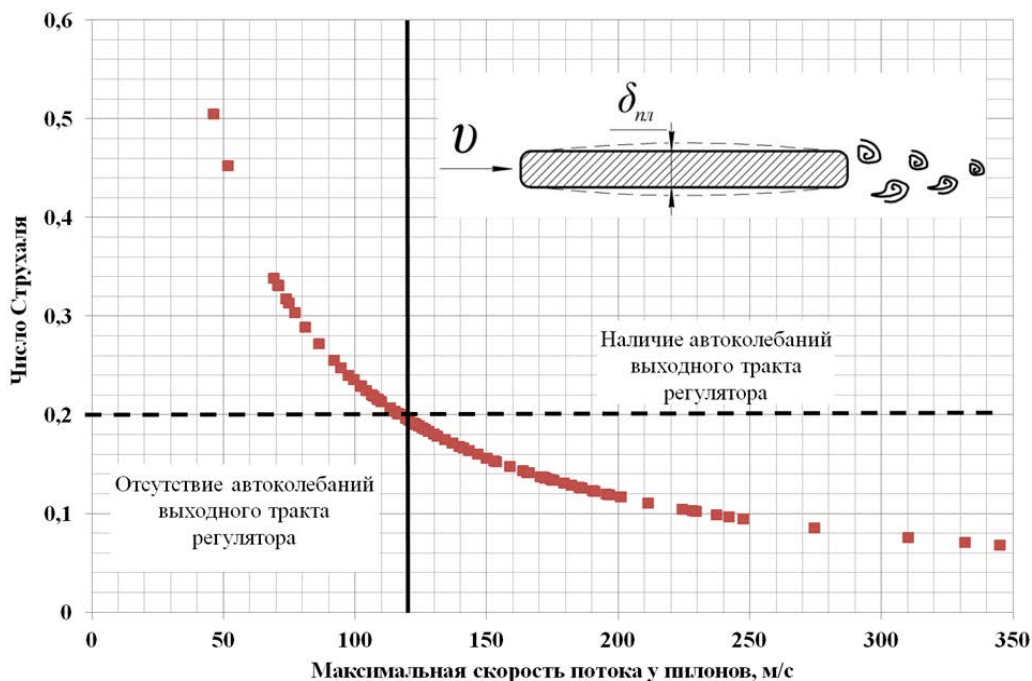


Рис. 4. Зависимость числа Струхали от скорости потока газа у пилонов регулятора

Из зависимости $Sh(v)$ видно, что существует критическое число Струхала $Sh_{кр}$, ниже которого реализуются указанные автоколебания. Следовательно, условием отсутствия газодинамических автоколебаний в регуляторах будет соблюдение неравенства $Sh > Sh_{кр}$. Для конструкции исследуемого регулятора это число равно 0,2, что видно из рис. 4.

Таким образом, условие, при выполнении которого отсутствуют автоколебания выходного тракта регулятора, имеет вид

$$\frac{f \delta_{пл}}{v} > Sh_{кр}. \quad (2)$$

При численно определённой скорости обтекания 319 м/с, толщине пилонов 0,006 м и частоте первой формы колебаний 3500 Гц [1] значение Sh , определяемое по формуле (1), составляет 0,08, что меньше $Sh_{кр}$. Следовательно условие (2) не выполняется.

Для выполнения этого условия в выходной тракт регулятора газа предлагается установить перфорированную втулку, которая будет равномерно распределять поле скоростей струи по выходному сечению, повышая число Струхала.

Разработка мероприятий по устранению газодинамических автоколебаний

Экспериментально установлено, что тональная составляющая в спектрах пульсаций, вибраций и шума является результатом автоколебательного процесса. Частоты газодинамических автоколебаний практически совпадают с собственными частотами корпуса выходного фланца регулятора [1]. Наличие тональных составляющих в спектрах динамических параметров (пульсаций давления, вибраций и шума), уровень которых превышает уровень широкополосной составляющей на 15...30 дБ, значительно увеличивает динамическую нагруженность элементов регулятора и присоединённой трубопроводной арматуры.

Разработка мероприятий по устранению газодинамических автоколебаний проводится согласно экспериментально установленной закономерности их отсутствия в соответствии с условием (2). Согласно данному условию, чтобы предотвратить автоколебательные режимы в выходном тракте регулятора, необходимо понизить скорость обтекания тел потоком и (или) увеличить частоты собственных колебаний конструкции, т.е. повысить жёсткость конструкции элементов выходного тракта. Таким образом, необходимо увеличить число Sh при обтекании потоком тел до значения, превышающего критическое значения данного числа $Sh_{кр}$, которое равно 0,2.

С этой целью предложено устройство, существенно снижающее скорость обтекания стоек-пилонов регулятора высокоскоростной струей за счёт выравнивания радиального изменения поля скоростей обтекания выходной кромки пилонов. В качестве такого выравнивающего скорость устройства используется перфорированная втулка, устанавливаемая в выходном тракте регулятора. Геометрические параметры втулки и схема её установки на выходе регулятора показаны на рис. 5 в плоском и пространственном виде.

Эффективность установки втулки проверяется экспериментально по предотвращению автоколебательных режимов. Выбор параметров втулки осуществляется по результатам численного моделирования изменения поля скоростей обтекания пилонов при установке втулки.

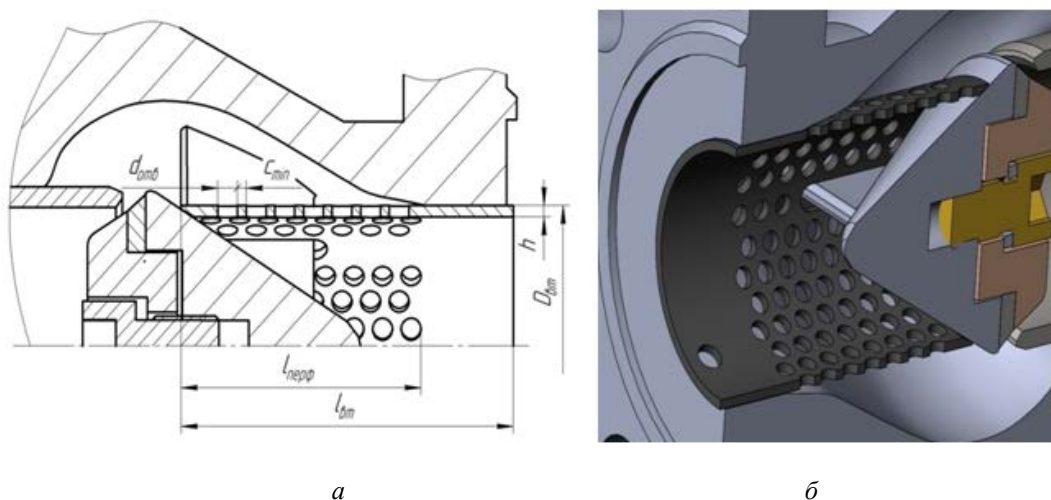


Рис. 5. Эскиз выходного тракта регулятора с перфорированной втулкой:
 а – осевое сечение выходного тракта с геометрическими размерами втулки;
 б – 3D-модель выходного тракта

Диаметр отверстий перфорации $d_{отв}$ выбирается минимальным, исходя из эксплуатационных требований, предъявляемых к арматуре газотранспортных систем. Внешний диаметр втулки $D_{вн}$ устанавливается равным внутреннему диаметру выходного тракта регулятора. Площадь проходного сечения перфорации должна быть в 4...5 раз больше площади дозирующего сечения регулятора в целях ограничения гидравлического сопротивления втулки. Согласно этому соотношению выбираются соответствующая длина втулки $l_{вн}$ и длина её перфорированного участка $l_{перф}$. Толщина втулки h и минимальное расстояние между отверстиями c_{min} выбираются по условиям прочности при наибольшем перепаде давления на регуляторе.

Результаты численного моделирования газодинамических процессов на выходе регулятора с установленной втулкой и без неё иллюстрируются рис. 6. Здесь же указаны величины скорости обтекания задней кромки пилонов и рассчитанное по данной скорости число Струхала.

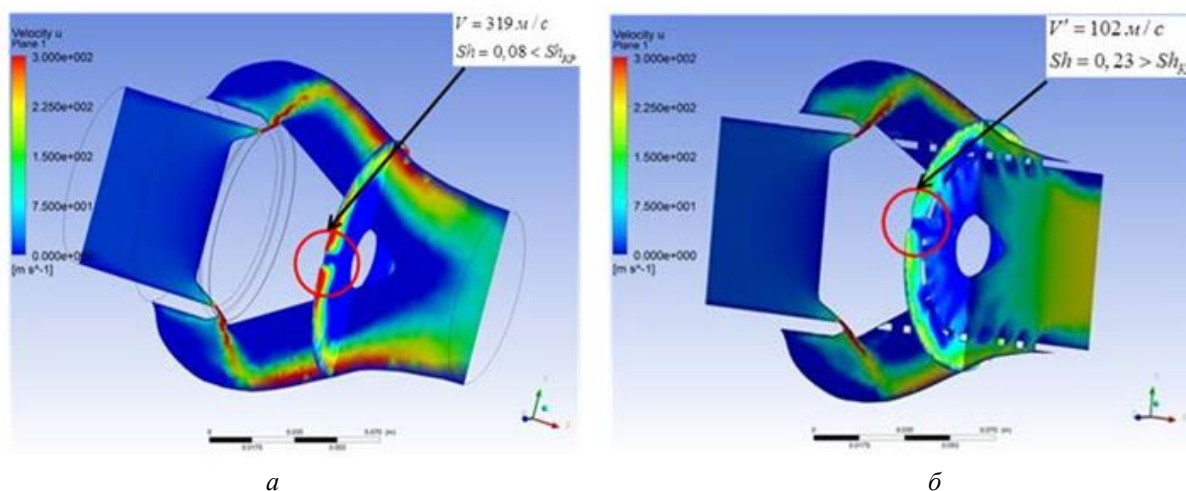


Рис. 6. Численный расчёт выходного тракта регулятора в штатной компоновке (а) и с установленной перфорированной втулкой (б)

Установка втулки за счёт дробления выходной газовой струи регулятора и более равномерного распределения потока по радиусу существенно (с 319 до 102 м/с) снижает максимальную скорость обтекания пилонов, тем самым повышая число Струхалия до значения 0,23, превышающего критическое.

На рис. 7 показаны расчётные зависимости скорости обтекания задней кромки пилонов от относительного радиуса сечения при установке базового варианта перфорированной втулки в выходной тракт регулятора и без неё. За базовый вариант принята втулка с отверстиями диаметром d_1 и количеством n_1 . Видно, что принцип действия перфорированной втулки заключается в перераспределении радиального профиля скоростей потока из крайне неравномерного (с узкой периферийной областью высокоскоростной зоны и значительной областью обратных токов на малых радиусах) в существенно более равномерный с меньшей зоной обратных токов.

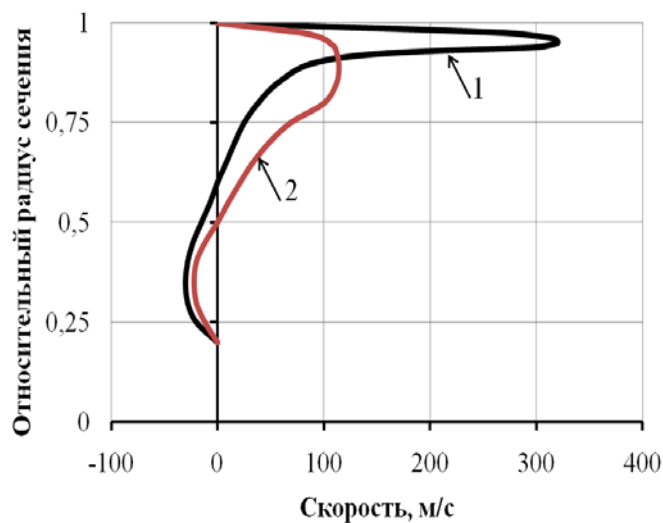


Рис. 7. Зависимость скорости обтекания задней кромки пилонов от её относительного радиуса по выходному сечению $R_{отн}=R/R_{max}$: 1 – без перфорированной втулки; 2 – с перфорированной втулкой

Помимо базового варианта втулки проведено численное моделирование ещё двух вариантов с уменьшенными проходными сечениями отверстий и их количеством. Результаты численного моделирования указанных вариантов представлены на рис. 8. В качестве первого варианта (рис. 8, а) для сравнения показаны данные базового варианта втулки. Во втором варианте (рис. 8, б) половина отверстий базового варианта, обтекаемая периферийной высокоскоростной струей, выполнена с меньшим диаметром, равным $0,75d_1$, другая половина – с диаметром d_1 . В третьем варианте втулки (рис. 8, в) выполнена только половина отверстий от базового варианта с диаметром d_1 , при этом отверстия перфорации отсутствуют для зоны высокоскоростного потока, т.е. для периферийных сечений.

Из рис. 8 видно, что за счёт локального дополнительного дросселирования периферийной зоны высокоскоростной струи второй и третий варианты обеспечивают более равномерное распределение скоростей по радиусу. При этом дополнительно достигнуто снижение максимальной скорости до 93 м/с – для второго варианта и до 85 м/с – для третьего варианта.

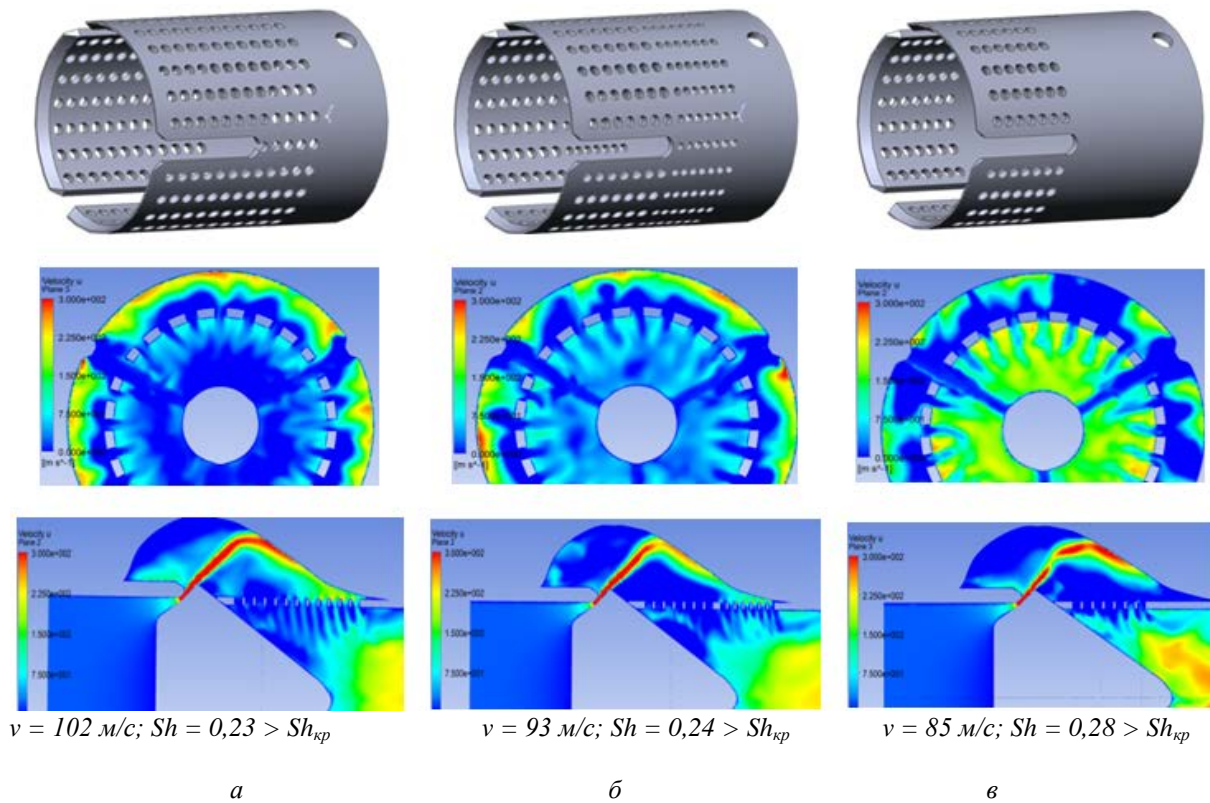


Рис. 8. Численное моделирование течения газа в выходном тракте регулятора при установке перфорированных втулок разной конфигурации

Зависимости скорости обтекания задней кромки пилонов от её относительного радиуса по выходному сечению $R_{отн} = R/R_{max}$ для всех вариантов втулки показаны на рис. 9.

Данные радиальные распределения скоростей указывают на то, что втулки по второму и третьему вариантам оказывают более эффективное выравнивающее воздействие на выходную струю регулятора.

Однако, несмотря на их большую эффективность по дроблению струи и снижению скорости, был выбран первый базовый вариант с наименьшим гидравлическим сопротивлением как вариант с лучшими эксплуатационными характеристиками.

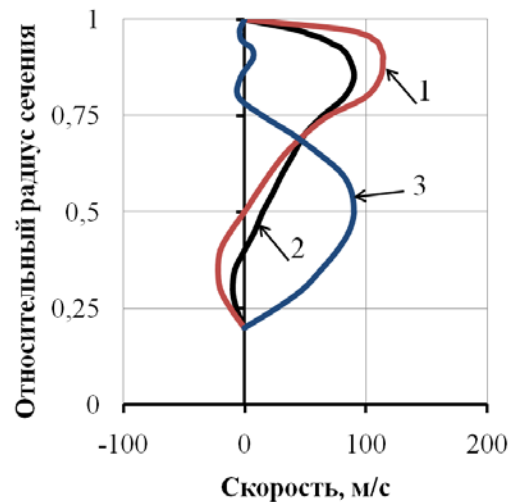


Рис. 9. Зависимость скорости обтекания задней кромки пилонов от её относительного радиуса по выходному сечению $R_{отн} = R/R_{max}$ при различных вариантах перфорированных втулок (1, 2, 3 – номера вариантов)

Перфорированная втулка с выбранными параметрами эффективно устраняет газодинамические автоколебания в выходном тракте регулятора, о чём свидетельствуют спектральные характеристики звукового давления в зале редуцирования газа, показанные на рис. 10.

Одновременно со снижением звукового давления уменьшается виброускорение стенок выходного присоединённого трубопровода регулятора.

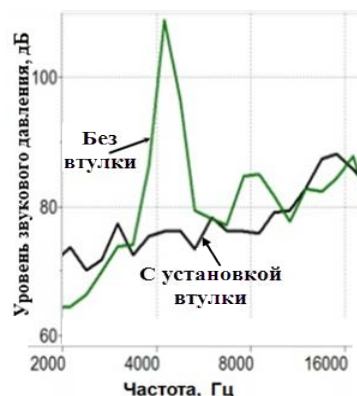


Рис. 10. Спектр уровня звукового давления с установленной втулкой и без неё

Заключение

Сочетание собственных частот элементов выходного тракта регулятора давления, геометрических параметров стоек-пилонов и скоростей их обтекания приводит к возникновению связанных газодинамических и механических автоколебательных процессов в выходном тракте.

Условие возникновения газодинамических автоколебаний выходных трактов регуляторов определяется числом Струхала обтекаемых высокоскоростной струей тел и заключается в снижении данного числа ниже его критического значения, определяемого экспериментально.

В качестве элемента, устраняющего автоколебания в выходном тракте регулятора, предложена перфорированная втулка, устанавливаемая в выходной тракт регулятора и разбивающая высокоскоростную струю газа, вытекающую из его дозирующего сечения. Её использование позволяет за счёт уменьшения неравномерности потока снизить скорость обтекания стоек-пилонов регулятора и тем самым предотвратить условие возникновения автоколебательных режимов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Шабанов К.Ю., Крючков А.Н., Ермилов М.А., Баляба М.В. Устранение газодинамических резонансных режимов виброн нагружения трубопроводной арматуры газораспределительных станций // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 4(46). С. 107-118.
2. Веденеев В.В., Гувернюк С.В., Зубков А.Ф., Колотников М.Е. Экспериментальное исследование одномодового панельного флаттера в сверхзвуковом потоке газа // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2010. № 2. С. 161-175.
3. Жамов Е.А., Королёв С.Ф. Основные источники шумообразования в трубопроводной арматуре // Сборник науч. трудов ЦКБА. 1977. С. 37-44.
4. Ligterink N.E., De Groot R., Gharaiab E., Slot H.J. Flow induced vibration of subsea gas production systems caused by choke valves // SPE Annual Technical Conference and Exhibition. 2012. V. 6. P. 4662-4672.
5. Гиневский А.С., Власов Е.В., Каравосов Р.К. Акустическое управление турбулентными струями. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. 240 с.
6. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. М.: Наука, 1969. 508 с.

7. Арзуманов Э.С., Скрипченко В.Г. Расчёт уровня снижения шумов в дроссельных устройствах гидравлических систем // Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания по применению гидравлической автоматики в промышленности. М.: Наука, 1977. С. 181-185.

8. MacKinnon J.G. Recent advances in standardizing valve noise prediction. Society of instrument and control engineers. Tokyo, 1984.

SUPPRESSION OF GAS-DYNAMIC SELF-OSCILLATIONS IN THE OUTFLOW LINE OF A GAS CONTROL VALVE

© 2016

- M. V. Balyaba** postgraduate student, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, bmw-surgut@yandex.ru
- M. A. Ermilov** postgraduate student, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, emasamara@gmail.com.
- A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, kan@ssau.ru
- K. U. Shabanov** Head of the Technical Department of Gazprom transgaz Samara LLC, Samara, Russian Federation, K.Shabanov@samaratransgaz.gazprom.ru

This article is devoted to the investigation of the causes and peculiarities of high-frequency gas-dynamic self-oscillations arising in the outflow line of gas control valves. We have demonstrated that these self-oscillations result in a substantial increase in the level of dynamic loading of the control valve elements due to the occurrence of intense tonal components in the pressure fluctuation spectra in the pipeline, the vibrations of the output flange of the control valve, as well as the external noise of the whole assembly. We have provided the results of investigating the conditions for high-frequency gas-dynamic self-oscillations arising from the gas flow interaction with the control valve elements, as well as with supporting pylons of the central fairing. It is shown that an increase in the flow above a certain value of output speed (40 m/s) results in tonal components of the spectrum of pressure pulsations. We have described the measures to suppress gas-dynamic self-oscillations by means of a perforated sleeve installed in the outflow line of the control valve. Three modifications of the sleeve design have been modeled, numerical simulation of gas-dynamic processes in the control valve exhaust duct with a perforated sleeve installed has been carried out. It is shown that complete elimination of gas-dynamic self-oscillations can be made possible by installing the sleeve in the control valve exhaust duct.

Gas pipeline systems, gas-dynamic self-oscillations, control valve, flow pulsations, noise, natural frequencies and vibration modes, pylon, perforated sleeve.

Citation: Balyaba M.V., Ermilov M.A., Kryuchkov A.N., Shabanov K.U. Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 3. P. 35-45. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-35-45

References

1. Shabanov K.Y., Kryuchkov A.N., Ermilov M.A., Balyaba M.V. Elimination of gas dynamic resonance modes of vibration loads of gas distribution station pipeline fitting. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 4(46). P. 107-118. (In Russ.)
2. Vedenev V.V., Guvernyuk S.V., Zubkov A.F., Kolotnikov M.E. Experimental investigation of single-mode panel flutter in supersonic gas flow. *Fluid Dynamics*. 2013. V. 45, Iss. 2. P. 312-324. DOI: 10.1134/S001546281002016X
3. Zhamov E.A., Korolev S.F. Osnovnye istochniki shumoobrazovaniya v truboprovodnoy armature. *Sbornik nauch. trudov TsKBA*. 1977. P. 37-44. (In Russ.)

4. Ligterink N.E., De Groot R., Gharaibah E., Slot H.J. Flow induced vibration of sub-sea gas production systems caused by choke valves. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. 2012. V. 6. P. 4662-4672.
5. Ginevsky A.S., Vlasov E.V., Karavosov R.K. *Akusticheskoe upravlenie turbulentnyimi struyami* [Acoustic control of turbulent flows]. Moscow: FIZMATLIT Publ., 2001. 240 p.
6. Zalmanzon L.A. *Teoriya elementov pnevmoniki* [Theory of pneumonics components]. Moscow: Nauka Publ., 1969. 508 p.
7. Arzumanov E.S., Skripchenko V.G. Raschet urovnya snizheniya shumov v drossel'nykh ustroystvakh gidravlicheskikh system. *Tezisy докладов Vsesoyuznogo nauchno-tekhnicheskogo soveshchaniya po primeneniyu gidravlicheskoy avtomatiki v promyshlennosti*. Moscow: Nauka Publ., 1977. P. 181-185. (In Russ.)
8. MacKinnon J.G. Recent advances in standardizing valve noise prediction. Society of instrument and control engineers. Tokyo, 1984.