

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА НА ДИНАМИКУ И АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ

В системах газораспределения основной причиной шума является редуцирование природного газа через запорно-регулирующие элементы агрегатов системы. Для снижения шума регулятора давления применяют специальные глушители, представляющие собой совокупность дроссельных шайб. Установка таких устройств может приводить к нарушению функционирования агрегата. В связи с этим возникает необходимость в исследовании характеристик регулятора с глушителем шума с целью выбора его параметров, при которых сохраняется требуемое качество регулирования и обеспечивается снижение шума.

**А.А. Иголкин,
К.М. Афанасьев,
Е.В. Шахматов,
Д.М. Стадник**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва,
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

kirill.m.afanasev@ssau.ru

В данной работе в качестве модели регулятора давления природного газа выступает редуцирующий пневмоклапан аналогичной схемы с установленным в отводящей магистрали глушителем шума. Увеличение выходного импеданса системы привело к потере устойчивости и точности регулирования. В связи с этим для анализа влияния глушителя шума на статические и динамические характеристики редуцирующего пневмоклапана использовалась разработанная ранее математическая модель данной системы, которая реализована в программе Simulink. Для определения уровня шума, генерируемого системой, разработана программа его расчета в среде Matlab.

В результате моделирования получены зависимости основных рабочих параметров системы от площади проходного сечения глушителя. Проанализировано влияние глушителя шума на качество переходных процессов. Рассчитаны области устойчивости в пространстве параметров регулятора и глушителя шума. Проведена оценка влияния глушителя шума на запасы устойчивости системы. Определены значения площади проходного сечения глушителя, обеспечивающие наименьший уровень шума, генерируемый элементами системы.

Для верификации разработанной математической модели проведены экспериментальные исследования на созданном модельном пневматическом стенде. Результаты теоретических исследований хорошо согласуются с полученными экспериментальными данными.

Ключевые слова: регулятор давления, глушитель, линия обратной связи, устойчивость системы, определитель матрицы Гурвица, акустическая мощность.

1 Введение

Пневматические и газовые системы широко распространены во всем мире. Природный газ используется повсеместно для отопления домов, подогрева воды и для приготовления пищи. Также практически везде газ используется в качестве топлива для автомобилей, электростанций, в химической

промышленности – в качестве сырья при производстве пластика. Исходя из широкого круга применения газовых систем, их стабильная и комфортная для окружающих работа очень важна, так как неправильное функционирование подобных систем может привести к большим разрушениям и вреду для людей.

Одним из наиболее важных агрегатов в пневматических и газовых системах является регулятор давления, который используется в различных отраслях промышленности для управления давлением. Основной трудностью при проектировании регуляторов является достижение высокой точности регулирования наряду с устойчивой работой системы и малым уровнем шума и вибрации. Автоколебания клапана регулятора, происходящие при циклическом открытии/закрытии клапана, при вибрации тарелки клапана или при биении клапана о седло [1], являются источниками шума и вибрации в присоединенной системе. Для снижения шума и вибрации в систему устанавливаются специальные глушители или демпферы. Исследованию подобных конструкций посвящено немало статей, в том числе и [2], где проводилось экспериментальное исследование и CFD моделирование системы регулятора и перфорированных дроссельных шайб-демпферов (глушителей). Работа [3] посвящена теоретическому исследованию работы клапана на основе созданной математической модели и визуализации акустической эффективности глушителя в зависимости от числа отверстий в шайбе и общей площади глушителя (демпфера). Уточнение и развитие математической модели, а также исследование динамических характеристик регулятора с учетом установленного в системе глушителя проводилось в статье [4].

Множество исследований проводились с целью изучения области устойчивости систем, состоящих из регулятора, соединенного с трубопроводами и другими агрегатами. Разные механизмы возникновения неустойчивости клапанов описаны в [5]. Вопросы стабильности регуляторов, в том числе с пилотным управлением, были рассмотрены много раз, например [6-8].

Тем не менее, в предшествующих исследованиях не уделялось должного

внимания именно комплексному подходу в изучении устойчивости данных систем с учетом оптимальных акустических характеристик регулятора и глушителя. Именно поэтому в данной работе нами проводятся экспериментальные и теоретические исследования зависимостей динамических характеристик регулятора давления и акустической эффективности системы регулятор-глушитель, т.е. уровня излучаемого системой шума. Данные исследования проводились с целью качественной проверки математического моделирования и поиска тенденций изменения уровня шума системы.

2 Методы исследования

2.1 Эксперимент

Экспериментальные исследования проводились на испытательном стенде (Рисунки 1 и 2) и с использованием акустической камеры Norsonic Nor 848, работающая по принципу beamforming. Она оснащена 256 микрофонами и видеокамерой и позволяет отслеживать и визуализировать шум, исходящий от объекта исследования. Сконструированный стенд состоит из двух регуляторов давления – один предназначен для поддержания постоянного уровня входного давления, а второй – объект исследования. Обратная связь второго регулятора соединена с трубопроводом за дросселем-имитатором глушителя. На выходе из системы установлен второй нагрузочный дроссель и расходомер. На стенде также установлены три датчика динамического давления ВТ-206 с диапазоном измерения от 0 до 1,4 МПа и два образцовых манометра с диапазоном измерения от 0 до 0,6 МПа для контроля уровня давления после регулятора, в линии обратной связи и после глушителя шума. Эксперименты проводились при входном давлении 0,7 МПа. и перепаде

давления на исследуемом регуляторе – 0,3-0,5 МПа.

Для контроля расхода воздуха на выходе был установлен расходомер Festo SFAB-200U-HQ10 с диапазоном измерения расхода от 0,05 до 300 нл/мин.

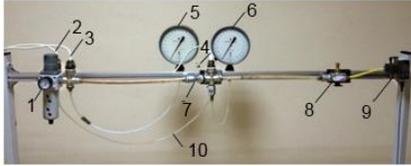


Рисунок 1. Общий вид испытательного стенда

- 1 – исследуемый регулятор давления; 2 - датчик динамического давления (давление в линии обратной связи); 3 - датчик динамического давления (давление после регулятора); 4 - датчик динамического давления (давление после имитатора глушителя);
- 5 - манометр (давление после регулятора);
- 6 - манометр (давление после имитатора глушителя); 7 – имитатор глушителя;
- 8 – нагрузочный дроссель; 9 - расходомер;
- 10 – линия обратной связи

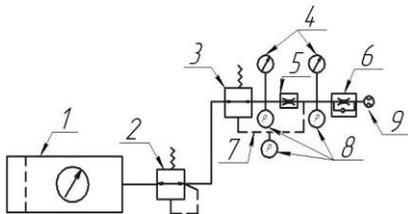


Рисунок 2. Пневматическая схема экспериментального стенда

- 1 – источник давления; 2 – входной регулятор давления; 3 – исследуемый регулятор давления;
- 4 – манометры; 5 – имитатор глушителя;
- 6 – нагрузочный дроссель;
- 7 – линия обратной связи; 8 - датчики динамического давления; 9 – расходомер

Уровень акустической мощности и звукового давления измерялся с помощью акустической камеры Norsonic Nor 848, работающей по принципу beamforming – метода для визуализации звука. Когда микрофонная решетка установлена в дальнем поле, все звуковые волны, попадающие на нее, являются плоскими. При данных условиях распространение измеренного звукового поля в любое место передней

полусферы может быть получено путем добавления измеренных сигналов микрофонов в решетке, с задержкой, соответствующей дальности распространения. Благодаря этому есть возможность рассчитать звуковое давление в любой точке в передней полусфере, что позволяет проводить измерения на поверхности любой формы и размеров.

2.2 Теория

Теоретическое исследование проводилось в программе Matlab/Simulink. Для регулятора с присоединенной системой из трубопровода и дросселя была создана математическая модель (Рисунок 3). При разработке математической модели регулятора с присоединенной системой в виде трубопровода и установленной в нём дроссельной шайбы были приняты следующие допущения: рабочая среда – совершенный газ; мембрана 4 жёстко связана со штоком 3; перепад на выходном дросселе 8 сверхкритический; жёсткость мембраны пренебрежимо мала в сравнении с жёсткостью пружин; силы нелинейного трения отсутствуют. Другие исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

Параметр	Обозначение	Величина
Приведённая масса запорно-регулирующего органа клапана, кг	M	30
Жесткость пружины, Н/мм:		
• Основной (5)	J_1	82
• Дополнительной (1)	J_2	2.3
Диаметр, мм:		
• седла клапана	d_s	16
• мембраны	d_d	32
• штока	d_{rod}	5
• трубопровода ОС	d_p	4
Объем полости, мл:		
• выходной	V_{out}	60
• перед	V_I	50
		17

дроссельной шайбой • подмембранной	V_d	
Длина трубопровода обратной связи, мм	l_p	1000 ... 2400
Температура торможения, К	T	293
Газовая постоянная воздуха, Дж/кг/К	R	287
Показатель адиабаты	K	1.4
Кинематическая вязкость воздуха, м ² /с	ν	$1,5 \cdot 10^{-5}$
Диапазон расходов в системе, Нл/мин	Q	0...45 00
Диапазон настроечного давления, МПа		0.05... 1
Максимальное входное давление, МПа	P_{in}	1.6
Максимальный ход тарели, мм	x_{max}	4

Индексы in, out, l, a, x, d относятся к сечениям, полостям и трубопроводам, как показано на рисунке 3.

Уравнение равновесия исполнительного элемента регулятора давления можно записать в следующем виде:

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + (J_1 + J_2) \cdot x - F_{01} + F_{02} + (p_d - p_a) \cdot S_d - p_1 \cdot (S_s - S_{rod}) + p_{in} \cdot S_s = 0 \quad (1)$$

где F_{01}, F_{02} – усилия предварительной затяжки пружин 5 и 1 соответственно; S_c, S_{um} – площадь седла и штока.

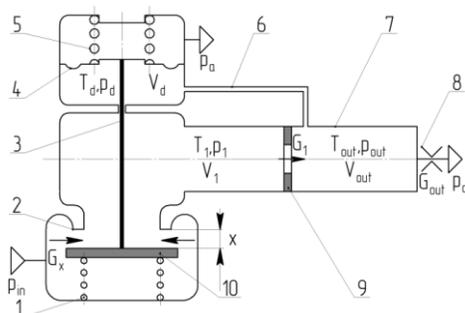


Рисунок 3. Принципиальная схема регулятора давления газа с присоединенной системой

- 1, 5 – пружина; 2 – седло; 3 – шток; 4 – мембрана;
6 - трубопровод обратной связи; 7 – выходная полость;
8 – дроссель; 9 – дроссельная шайба; 10 – тарель

Расход через дросселирующее сечение между тарелью 11 и седлом 2 определяется согласно уравнению Сен-Венана и Венцеля:

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot p_m \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{in}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2)$$

или

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{R \cdot T_{in}} \cdot (p_m - p_1)} \quad (3)$$

при $\frac{p_1}{p_{in}} > \beta_{cr}$ – докритический режим течения,

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot p_m \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{in}}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (4)$$

при $\frac{p_1}{p_{in}} \leq \beta_{cr}$ – сверхкритический режим течения, $\beta_{cr} = 0,528$.

Полагая, что состояние газа в полостях пневматической системы изменяется по политропному закону, можем записать:

$$C_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} = G_x - G_1 - \rho_1 \cdot S_s \cdot \frac{dx}{dt} \quad (5)$$

$$C_{out} \cdot \frac{dp_{out}}{dt} = G_1 - G_{out} - G_p \quad (6)$$

$$C_d \cdot \frac{dp_d}{dt} = G_p + \rho_d \cdot S_d \cdot \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

где $C_i = \frac{V_i}{n \cdot R \cdot T_i}$ – акустическая ёмкость;

$\rho_i = \frac{p_i}{R \cdot T_i}$ – средняя плотность рабочей среды в

i -ой полости, определяемая на основе уравнения Клайперона-Менделеева.; $\frac{dx}{dt}$ – скорость тарели.

Уравнения движения газа в трубопроводе обратной связи 6, а также на участках трубопровода в сосредоточенных параметрах с учётом гидравлических потерь имеют вид:

$$(p_{out} - p_d - Z_p \cdot G_p) \cdot \frac{S_p}{l_p} = \frac{dG_p}{dt} \quad (8)$$

$$Z_p = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_p}{\pi \cdot d_p^4} \quad (9)$$

Расход газа через дроссельную расходную шайбу определяется по аналогии с выражениями (2) и (3):

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{out}}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{out}}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (10)$$

или

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{out}}{R \cdot T_{out}} \cdot (p_1 - p_{out})}, \quad (11)$$

при $\frac{p_{out}}{p_1} > \beta_{cr}$ – докритический режим течения,

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \quad (12)$$

при $\frac{p_{out}}{p_1} \leq \beta_{cr}$ – – сверхкритический режим течения.

Расход газа через выходной дроссель 8 определяется по аналогии с выражением (3):

$$G_{out} = \mu_{out} \cdot S_{out} \cdot p_{out} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{out}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \quad (13)$$

при $\frac{p_a}{p_{out}} \leq \beta_{cr}$ – сверхкритический режим течения.

Акустические характеристики системы также вычислялись в Matlab/Simulink. Как известно, аэродинамический шум определяет акустическую эффективность и зависит от режима течения. Режим течения клапана определяется входным давлением, перепадом давления, физическими свойствами жидкости и коэффициентом расхода в клапане. Соответственно уравнение для вычисления акустической мощности выглядит следующим образом:

$$L_w = 10 \cdot \log \frac{\eta \cdot 7.7 \cdot 10^{-11} \cdot C_v \cdot F_L \cdot c_0^3 \cdot p_i \cdot G_f}{10^{-12}}, \quad (14)$$

где C_v коэффициент расхода в клапане и G_f - удельный вес газа или пара (для воздуха = 1) определяются массовым расходом (в кг/с) и входным давлением p_1 (в Па), c_0 – скорость

звука (в м/с). Акустическая мощность рассчитывалась для глушителя и для регулятора, так как, как было показано ранее в работах [2-3], они оба являются источниками шума. Общая акустическая мощность равна сумме этих двух компонентов. Акустический коэффициент мощности η приведен в [9](10)

3 Результаты

Эксперименты на испытательном стенде проводились при различном объемном расходе, который устанавливался с помощью выходного дросселя, имитировавшего нагрузку (потребителя). Данные датчиков давления и расхода регистрировались, а затем сравнивались с теоретическим расчетом, проведенным в программе Matlab / Simulink.

Сравнение зависимости объемного расхода от площади поперечного сечения глушителя показывает хорошее совпадение между экспериментальными и теоретическими значениями, включая и общую картину зависимости с резким увеличением объемного расхода при изменении площади от 0 до 4,5% (0-2,2 мм) с его дальнейшим плавным выравниванием (рисунок 4).

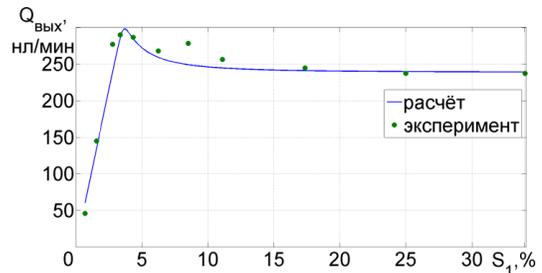


Рисунок 4. Зависимость объемного расхода на выходе системы от проходного сечения глушителя

Теоретические и экспериментальные значения давлений до и после регулятора давления и до, и после глушителя имеют хорошую сходимость с незначительными различиями. По расчетам видно, что заданное давление не достигается в системе при малой площади проходного сечения глушителя, а

при увеличении площади проходного сечения глушителя давление достигает требуемого уровня. Пересечение двух графиков достигается на уровне 4,9% от площади проходного сечения глушителя (рисунок 5).

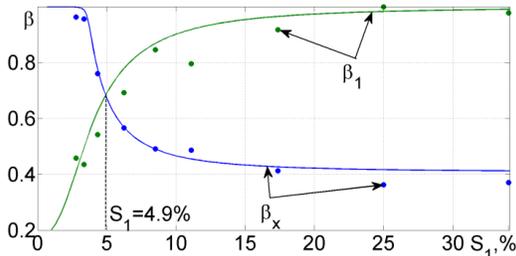


Рисунок 5. Зависимость отношения давлений от проходного сечения глушителя ($Q_{out}=250$ Нл/мин)

После серии предварительных испытаний было установлено, что глушитель может оказывать существенное влияние на динамические характеристики системы (рисунок 6).

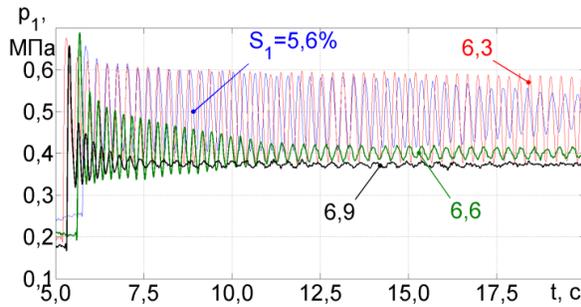
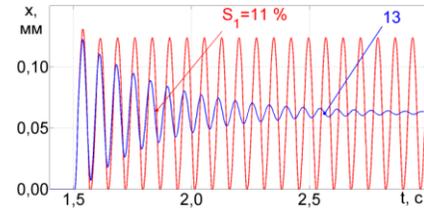


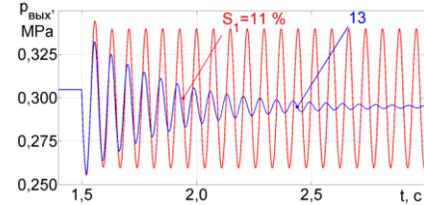
Рисунок 6. Влияние проходного сечения глушителя на переходные процессы изменения давления в системе

В соответствии с этим, существует необходимость теоретических исследований динамических характеристик системы с установленным глушителем, которые были реализованы в программном обеспечении Matlab / Simulink.

Переходные процессы рассчитаны для площади проходного сечения выходного дросселя от 0 до 7.55 мм². В то же время, средний объемный расход на выходе равен 185 нл/мин. Анализ графиков указывает на значительное влияние глушителя на качество переходных процессов в системе (рисунок 7).



а



б

Рисунок 7. Влияние проходного сечения глушителя на переходные процессы движения тарелки (а) и на изменение регулируемого давления (б) ($D = 5000 \frac{H \cdot c}{M}$)

Эти результаты хорошо совпадают с результатами расчета области устойчивости, которые были получены с помощью критерия Рауса-Гурвица (рисунок 8). На этом рисунке показан контурный график уровня акустической мощности для различных площадей проходного сечения глушителя S_1 и объемного расхода Q_{out} в системе. Градиент изменения цвета от темно-синего до темно-красного соответствует увеличению значений уровня акустической мощности от минимального до максимального значения. Также приведены области устойчивости для сравнения расчетных акустических и динамических характеристик.

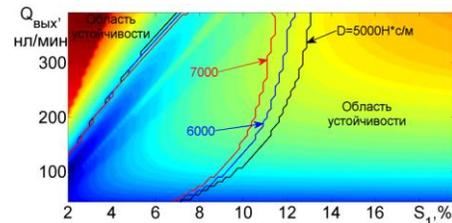


Рисунок 8. Изменение уровня звуковой мощности и границы устойчивости для различных значений D в области двух параметров

Как видно из графика, минимальные значения уровня акустической мощности

находятся в области неустойчивой работы. Увеличение вязкого коэффициента демпфирования приводит к расширению зоны устойчивости для значений площади проходного сечения глушителя $S_1 = 7 - 13\%$ которые соответствуют средним значениям уровня акустической мощности. В то же время, область устойчивости для проходного сечения глушителя $S_1 = 2 - 7\%$ изменяется незначительно.

В дополнение к динамическим характеристикам были рассмотрены оптимальные акустические характеристики системы (КПД глушителя). На рисунке 9 показана акустическая визуализация работающей системы, где мы можем увидеть два источника - глушитель и регулятор, как мы и указывали ранее.

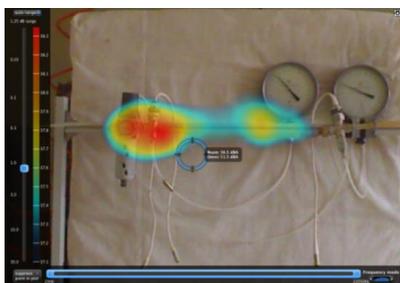


Рисунок 9. Акустическая визуализация шума глушителя и регулятора

Теоретическая зависимость между уровнем звукового давления и площадью проходного сечения глушителя для различных объемных расходов приведены на рисунке 10. Как видно из графика, зависимость между изменением уровня акустической мощности и площадью проходного сечения глушителя одинаковы для каждого объемного расхода. С увеличением расхода оптимальные значения уровня звуковой мощности смещаются в сторону глушителя с большей площадью проходного сечения из-за более оптимального перепада давления в системе. Экспериментальные оптимальные значения для каждого расхода - 8.5%; 17.36% и 17.36% от площади проходного сечения глушителя

соответственно. Оптимальные сечения глушителя для каждого из расходов представлены в таблице 2.

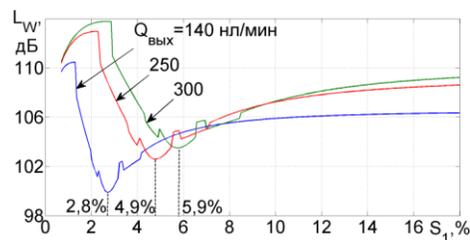


Рисунок 10. Зависимости между уровнем звуковой мощности и проходным сечением глушителя для различных значений расхода

Таблица 2. Результаты

Объемный расход, Нл/мин	$S_{\text{опт. эксп.}}, \text{ мм}^2$	$S_{\text{опт. модель}}, \text{ мм}^2$
140	9,62	3,19
250	19,63	5,54
300	19,63	6,67

4 Заключение и дальнейшая работа

Таким образом, в результате были исследованы динамические характеристики пневматического регулятора давления с установленным глушителем шума. Для различного расхода и давления были определены оптимальные значения проходного сечения глушителя и уровня шума. Показано, что динамические характеристики регулятора в значительной степени зависят от размера и импеданса глушителя, так увеличение импеданса глушителя приводит к увеличению времени затухания и, в дальнейшем, к неустойчивой работе системы. Рассчитаны области устойчивости для значений параметров регулятора давления и глушителя. Установлено, что глушитель имеет наибольшую эффективность (минимальную звуковую мощность) в области неустойчивости эксплуатационных параметров. Область устойчивости может быть увеличена и перемещена в зону высокой

эффективности глушителя путем увеличения коэффициента демпфирования клапана. Различия в теоретических и экспериментальных значениях уровня шума объясняются тем, что измерения проводились в обыкновенном помещении без специальной акустической подготовки. Тем не менее, была обнаружена общая тенденция изменения уровня шума, что является основой для дальнейших исследований.

На следующем этапе работ планируется постройка полузаглушенной безэховой камеры для установки экспериментального стенда и дальнейшие исследования оптимальных акустических характеристик. Математическая модель системы также будет уточняться на основе экспериментальных исследований для дальнейшего исследования вопросов устойчивости системы.

Благодарности

Авторы выражают благодарность Министерству образования и науки Российской Федерации за финансовую поддержку научных исследований (проект № 2760).

Англоязычная версия данной статьи была опубликована в сборнике трудов конференции ICSV23: Alexander Igolkin et al. «The study of muffler parameters influence on pressure regulator dynamics and acoustic characteristics» (ISBN 978-960992262-3).

Список использованных источников

[1] Hos, C.J., Champneys, A.R., Paul, K. and McNeely, M. (2014), Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 31, pp. 70-81.

[2] Igolkin, A., Koh, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Shakhmatov, E. (2012), Pressure reducing valve noise reduction, *Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.

[3] Igolkin, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Soroka, I. (2013), Silencer optimization for the pressure reducing valve, *Proceedings of the 20th International Congress on Sound and Vibration*, Bangkok, Thailand, 7–11 July.

[4] Badykova, L., Stadnik, D., Afanasev, K., Igolkin, A. and Sverbilov, V., (2014), Study on dynamics of air pressure reducing valve with focus on the noise attenuation problem, *Proceedings of 8th Ph.D Symposium on Fluid Power (FPNI2014)*, Lappeenranta, Finland, 11-13 June.

[5] Weaver, D.B. (1979), *Flow Induced Vibrations in valves Operating at Small Openings*, Practical experiences with Flow-Induced Vibrations Symposium, Karlsruhe, Berlin.

[6] Makaryants, G., Sverbilov, V., Prokofiev, A., Makaryants, M., and Shakhmatov, E. (2012), The tonal noise reduction of the proportional pilot-operated pneumatic valve, *Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.

[7] Stadnik, D., Sverbilov, V. and Gimadiev, A. (2015), Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems, *Proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 12–16 July.

[8] Makaryants, G., Prokofiev, A., Sverbilov, V., Shakhmatov, E., and Makaryants, M. (2011), Self-oscillations of the poppet relief pneumatic valve due to instability of the airflow around an inlet port, *Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration*, Rio de Janeiro, Brazil, 10-14 July.

[9] Beranek, L.L. and Ver, I.L. (2006), *Noise and vibration control engineering*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ.

Alexander A. Igolkin,
Kirill M. Afansev,
Evgeny V. Shakhmatov,
Dmitry M. Stadnik

Samara National
Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
kirill.m.afanasev@gmail.com

THE STUDY ON MUFFLER PARAMETERS INFLUENCE ON THE PNEUMATIC PRESSURE REDUCING VALVE PERFORMANCE

The main noise source in gas distribution systems is the gas pressure reduction in regulators. Nowadays the special mufflers, representing a set of orifices, are widely used for pressure regulator noise reduction. However, the installation of such devices may cause malfunction of the unit. That is why there is a need to study the characteristics of regulator with the muffler in order to select the parameters at which the desired pressure reduction is retained and the noise is reduced.

This paper studies the regulator which represents an equivalent of reduction valve of a similar scheme with the muffler installed in the outlet line. The output impedance increase may lead to loss of stability and control accuracy. The mathematical model of this system was implemented in the Simulink software in order to analyze the muffler impact on pressure relief valve static and dynamic characteristics. The program in Matlab software was also developed for determination of the noise generated by the system. The experimental research using the pneumatic bench was carried out for mathematical model verification.

The dependences between the main system operating parameters and the muffler flow area were obtained as a result of simulation. The muffler influence on the transient processes quality was analyzed. The areas of stability in the regulator and muffler parameter space were calculated. The muffler flow area values, providing the lowest level of the noise generated by the system were determined. The theoretical results have good correlation with experimental data.

Key words: pressure reducing valve, muffler, feedback pipeline, system stability, Hurwitz matrix determinant, acoustic power.

References

- [1] Hos, C.J., Champneys, A.R., Paul, K. and McNeely, M. (2014), Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 31, pp. 70-81.
- [2] Igolkin, A., Koh, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Shakhmatov, E. (2012), Pressure reducing valve noise reduction, *Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.
- [3] Igolkin, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Soroka, I. (2013), Silencer optimization for the pressure reducing valve, *Proceedings of the 20th International Congress on Sound and Vibration*, Bangkok, Thailand, 7–11 July.
- [4] Badykova, L., Stadnik, D., Afanasev, K., Igolkin, A. and Sverbilov, V., (2014), Study on dynamics of air pressure reducing valve with focus on the noise attenuation problem, *Proceedings of 8th Ph.D Symposium on Fluid Power (FPNI2014)*, Lappeenranta, Finland, 11-13 June.
- [5] Weaver, D.B. (1979), Flow Induced Vibrations in valves Operating at Small Openings, *Practical experiences with Flow-Induced Vibrations Symposium*, Karlsruhe, Berlin.
- [6] Makaryants, G., Sverbilov, V., Prokofiev, A., Makaryants, M., and Shakhmatov, E. (2012), The tonal noise reduction of the proportional pilot-operated pneumatic valve, *Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.
- [7] Stadnik, D., Sverbilov, V. and Gimadiev, A. (2015), Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems, *Proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 12–16 July.
- [8] Makaryants, G., Prokofiev, A., Sverbilov, V., Shakhmatov, E., and Makaryants, M. (2011), Self-oscillations of the poppet relief pneumatic valve due to instability of the airflow around an inlet port, *Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration*, Rio de Janeiro, Brazil, 10-14 July.
- [9] Beranek, L.L. and Ver, I.L. (2006), Noise and vibration control engineering, *John Wiley & Sons*, Hoboken, NJ.