
МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.6-5

**ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА
С ГЛУШИТЕЛЕМ ШУМА****© 2021 г. Е. В. Шахматов¹, А. А. Иголкин¹, В. Я. Свербилов¹,
Д. М. Стадник^{1,*}, В. Н. Илюхин¹***¹ Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева
Самара, Россия***e-mail: sdm-63@bk.ru*

Поступила в редакцию 18.05.2021 г.

После доработки 06.06.2021 г.

Принята к публикации 24.06.2021 г.

Работа регуляторов давления газа при большом перепаде давления сопровождается высоким уровнем шума, для снижения которого используются глушители, устанавливаемые непосредственно за регулятором или встраиваемые в его конструкцию. Однако введение глушителя шума в конструкцию регулятора оказывает существенное влияние на статические и динамические характеристики регулятора, в связи с чем требуется проведение анализа динамики системы в целом. В статье представлены результаты исследования динамических характеристик модернизированного серийного регулятора со встроенным глушителем шума, проведен анализ устойчивости системы в линейной постановке и рассмотрено совместное влияние на динамику системы параметров глушителя и регулятора. Результаты можно использовать при проектировании регуляторов давления газа в составе с глушителями шума.

Ключевые слова: регулятор давления газа, глушитель шума, устойчивость, переходные процессы, математическая модель

DOI: 10.31857/S0235711921050102

Для подачи промышленным предприятиям и населенным пунктам природного газа с требуемыми давлением, степенью очистки и одоризации сооружаются на газопроводах-отводах газораспределительные станции (ГРС) и газораспределительные пункты (ГРП). Регуляторы давления газа являются одними из наиболее массовых агрегатов, установленных на ГРС и ГРП. Их работа заключается в глубоком редуцировании газа с 7–5 МПа до 1–0.6 МПа. При таких значительных перепадах давления скорость газа достигает сверхзвуковых значений, что приводит к интенсивным пульсациям потока, и как следствие, возникают динамические нагрузки в виде повышенных уровней вибрации и шума [1].

Наиболее эффективным способом уменьшения шума высокоскоростных турбулентных струй является снижение скорости течения за счет ступенчатого дросселирования [2]. Последовательная установка дросселей за регулятором приводит к снижению перепада давления на клапане и распределению перепада давления между дросселирующими элементами. Изменяя количество дросселей и их площади, можно управлять процессом изменения давления на препятствиях, а значит, и акустической мощностью, генерируемой системой.

На данный момент существует большое количество работ, посвященных исследованиям влияния глушителя шума в редукционных клапанах на акустические характе-

ристики системы. Например, в работе [3] рассматриваются проблемы в существующих технологиях снижения шума, связанные со структурой потока, вихреобразованием, взаимодействием между высокоскоростными струями и др. В работах [4–6] приведены исследования влияния геометрических параметров многоступенчатого глушителя шума на турбулентный поток в проточной части редукционного клапана. В результате выявлены параметры глушителя, оказывающие наибольшее влияние на его акустическую эффективность. Однако установка подобного рода устройств может оказывать существенное влияние на статические и динамические характеристики системы [7]. Недостаточно полный учет этих характеристик может приводить к появлению неустойчивых режимов работы регулятора. В связи с этим исследование устойчивости газовых регуляторов в составе присоединенных систем и обоснованный выбор их конструктивных параметров имеет приоритетное значение при решении вопросов снижения шума ГРС.

В настоящее время существует достаточное количество исследований в области устойчивости газовых регуляторов, многие из которых получены с учетом ряда допущений, ограничивающих их использование в условиях ГРС.

В работе [8] представлена математическая модель статического регулятора прямого действия мембранного типа. Полученная нелинейная модель была линеаризована в предположении отсутствия сухого трения и ограничений перемещения клапана. Отмечено, что разработанную модель можно использовать при синтезе подобных устройств и анализе возможных автоколебаний в системе. Однако исследование такой модели в [8] не проводилось, и нет оценки ее адекватности.

Простейший регулятор давления газа прямого действия исследован в работе [9]. На основе разработанной математической модели регулятора проведен анализ чувствительности выходного давления к таким параметрам как жесткость регулирующей пружины, площадь проходного сечения выходного дросселя, площадь чувствительного элемента. Использован метод численного моделирования и его результаты подтверждены экспериментально. Оценка устойчивости проводится косвенным путем на основе анализа качества переходных процессов.

В работе [10] представлены исследования характеристик двухступенчатого регулятора давления газа, используемого для наддува топливного бака летательного аппарата. В качестве схемы регулирования используются два последовательно соединенных редукционных клапана, настроенное давление в которых задается с помощью пружин. На основе разработанной математической модели рассматриваются переходные процессы изменения давления, расхода, температуры и перемещения регулирующих элементов регулятора при различных значениях конструктивно-настроечных параметров системы. В качестве критерия оценки устойчивости используется дисперсия случайной величины, получаемая для серии расчетов, при моделировании которых меняется только один параметр системы. Следует отметить, что данный подход в оценке устойчивости системы является достаточно трудоемким и не позволяет получить общих решений.

В астатических регуляторах вместо пружины настройки используется командное давление, которое поддерживается постоянным с помощью вспомогательного редуктора-задатчика. В работе [11] представлена математическая модель такого быстродействующего регулятора давления. В качестве чувствительного элемента вместо мембраны используется поршень, с одной стороны которого действует заданное давление от аккумулятора или пилотного клапана, а с другой регулируемое (выходное) давление. Соединение выходной полости регулятора с камерой чувствительного элемента осуществляется посредством каналов, выполненных внутри поршня. Отмечено, что диаметр таких каналов существенно влияет на динамику системы: при уменьшении их проходного сечения происходит перерегулирование выходного давления из-за задержки сигнала обратной связи, а при увеличении — снижается демпфирование

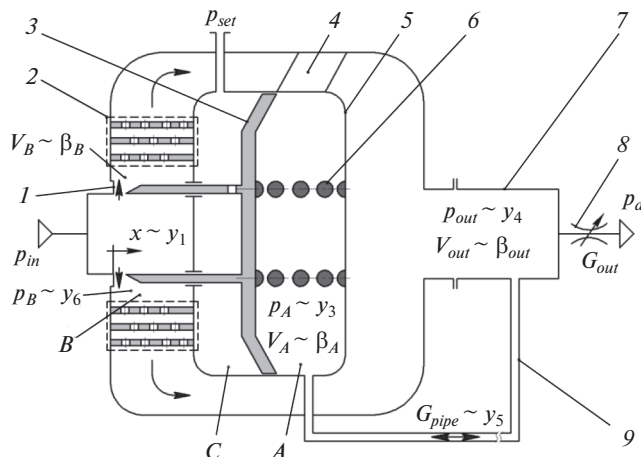


Рис. 1. Расчетная схема регулятора давления газа с глушителем шума: 1 — седло; 2 — глушитель шума; 3 — клапан; 4 — пилон; 5 — корпус чувствительного элемента; 6 — пружина; 7 — выходная полость; 8 — выходной дроссель; 9 — трубопровод обратной связи.

поршня. Также в [11] показано, что увеличение входного давления приводит к росту перерегулирования выходного давления.

В настоящей статье основное отличие конструкции исследуемого регулятора от регуляторов, описанных в рассмотренных работах, заключается в наличии встроенного глушителя шума, который устанавливается за дросселирующим сечением регулятора. Это приводит к появлению дополнительной полости в регулирующем контуре. Исследование влияния глушителя шума на динамику статического (подпружиненного) регулятора представлено в работе [7]. По сравнению с регулятором [7] рассматриваемый в настоящей статье астатический регулятор менее стабилен из-за отсутствия существенных восстанавливающих сил (силы упругости пружины), но при этом имеет большую статическую точность.

Таким образом, в связи с изменением конфигурации системы за счет установки глушителя, а также учитывая склонность рассматриваемого типа (отсутствие задающей пружины) регулятора к неустойчивости, возникает необходимость в проведении исследований его устойчивости и оценке параметров, оказывающих влияние на его динамику.

Расчетная модель. Принципиальная схема исследуемого регулятора давления газа с глушителем шума представлена на рис. 1. Функционирование системы происходит следующим образом. Газ с давлением p_{in} поступает на вход регулятора. При отсутствии в полости C давления настройки p_{set} регулятор находится в закрытом состоянии: клапан 3 прижат к седлу 1 усилием пружины 6. При подаче в управляющую полость C давления настройки p_{set} , клапан 3 открывается и пропускает газ в выходную полость, и далее в полость A по трубопроводу обратной связи 9. В результате силы, действующие на клапан 3, уравновешивают друг друга, и он принимает положение в соответствии с величиной установившегося расхода в системе G_{out} . При этом в связи с малой жесткостью пружины 6 статическое давление в полости A и давление в выходной полости будут незначительно отличаться от давления настройки.

В настоящем исследовании рассматривается глушитель шума, представляющий собой набор из шести перфорированных цилиндрических тонкостенных перегородок.

Причем площадь отверстий перфорации от первой перегородки к последней возрастает. Перегородки находятся на близком расстоянии друг от друга, что позволяет пренебречь объемами камер между ними. Блок глушителя можно установить как в непосредственной близости к дросселирующему сечению регулятора, так и на некотором удалении от него. В связи с этим объем V_B промежуточной полости B включен в расчетную модель и может быть различным.

При составлении модели приняты следующие допущения: рабочая среда — идеальный газ, процессы изменения давления газа в полостях системы являются изэнтропическими, перепад давления на выходном дросселе δ сверхкритический, силы сухого трения пренебрежимо малы.

Уравнение движения клапана, как динамического звена с сосредоточенными параметрами без учета силы сухого трения, можно представить в виде

$$m\ddot{x} + Dx + Jx + F_0 = A_p(p_{set} - p_A), \quad (1)$$

где m — приведенная масса клапана; J — жесткость пружины; D — коэффициент демпфирования; F_0 — усилие предварительной затяжки пружины; A_p — площадь чувствительного элемента клапана; p_A — давление в полости A ; p_{set} — давление в полости C — давление настройки (принято постоянным).

Расход газа через клапан определяется на основании уравнения Сен-Венана—Ван-целя

$$G_x = \begin{cases} C_d \pi d_s x p_{in} \sqrt{\frac{k}{RT} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, & \text{при } \frac{p_B}{p_{in}} \leq 0.528, \\ C_d \pi d_s x p_{in} \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_B}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_B}{p_{in}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \text{при } \frac{p_B}{p_{in}} > 0.528, \end{cases} \quad (2)$$

где C_d — коэффициент расхода; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная; d_s — диаметр седла клапана; p_{in} — давление на входе в регулятор; p_B — давление в полости B .

Полагая, что течение газа через выходной дроссель происходит при сверхкритическом режиме, можно записать

$$G_{out} = C_d A_{out} p_{out} \sqrt{\frac{k}{RT} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (3)$$

где A_{out} — площадь проходного сечения выходного дросселя; p_{out} — давление в выходной полости.

Уравнения изменения давления газа в выходной полости и полостях A и B имеют вид

$$\dot{p}_{out} = \frac{a^2}{V_{out}} (G_{muf} - G_{out}), \quad (4)$$

$$\dot{p}_A = \frac{a^2}{V_A(x)} (G_{pipe} + \rho_A A_p \dot{x}), \quad (5)$$

$$\dot{p}_B = \frac{a^2}{V_B} (G_x - G_{muf}), \quad (6)$$

где $a = \sqrt{kRT}$ — скорость звука; G_{muf} , G_{pipe} — массовый расход газа через глушитель и в трубопроводе обратной связи соответственно; $V_A(x)$, V_B и V_{out} — объемы полостей A и B и выходной полости; ρ_A — плотность газа в полости A .

Учитывая, что полости глушителя пренебрежимо малы по сравнению с объемами полостей остальной части системы, глушитель рассматривается как активное сопротивление. В этом случае уравнение массового расхода газа через глушитель будет иметь вид

$$G_{muf} = k_{muf} \Delta p_{muf}, \quad (7)$$

где k_{muf} — коэффициент аппроксимации характеристики глушителя (коэффициент проводимости); $\Delta p_{muf} = p_{in} - p_B$ — перепад давления на глушителе.

В качестве трубопровода обратной связи рассматривается трубопровод постоянного сечения с моделью течения газа в сосредоточенных параметрах без учета теплообмена с окружающей средой. Уравнение массового расхода газа через трубопровод с учетом активного и реактивного сопротивлений может быть записано в виде

$$\dot{G}_{pipe} = \frac{1}{L_{pipe}} (p_{out} - p_A - Z_{pipe} G_{pipe}), \quad (8)$$

где $L_{pipe} = l_{pipe}/A_{pipe}$ — инерционное сопротивление трубопровода; $Z_{pipe} = 128\nu l_{pipe}/(\pi d^4)$ — активное сопротивление трубопровода для ламинарного течения газа; ν — кинематическая вязкость газа; d — диаметр трубопровода..

Для получения более общих решений целесообразно систему уравнений (1)–(8) представить в безразмерной форме. Для этого введем безразмерные параметры, характеризующие перемещение клапана, скорость движения клапана, давление в полости A , давление в выходной полости, расход газа в трубопроводе обратной связи и давление в полости B : $y_1 = x/x_{ref}$, $y_2 = \dot{x}/(x_{ref}\omega)$, $y_3 = p_A/p_{ref}$, $y_4 = p_{out}/p_{ref}$, $y_5 = G_{pipe}RT/(x_{ref}\omega_v A_p p_{ref})$, $y_6 = p_B/p_{ref}$.

Здесь в качестве номинальных значений для перемещения клапана и давления приняты максимальный подъем клапана над седлом и давление настройки $x_{ref} = x_{max}$, $p_{ref} = p_{set}$.

Для перехода к безразмерному времени используется собственная частота клапана, как пружинно-массовой системы $d/dt = \omega_v(d/d\tau)$, $\omega_v = \sqrt{J/m}$, $\tau = t \cdot \omega_v$.

После преобразований система уравнений в безразмерной форме может быть представлена в виде

$$y_1' = y_2, \quad (9)$$

$$y_2' = \Phi(1 - y_3) - \kappa \cdot y_2 - y_1 - \delta, \quad (10)$$

$$y_3' = \beta_A(y_1) \cdot (y_5 + y_3 y_2), \quad (11)$$

$$y_4' = \beta_{out}(y_6 - y_4 - q y_4), \quad (12)$$

$$y_5' = \gamma(y_4 - y_3 - \zeta y_5), \quad (13)$$

$$y_6' = \beta_B \left(Sub \cdot y_1 \sqrt{(y_6/K_p)^{\frac{2}{k}} - (y_6/K_p)^{\frac{k+1}{k}}} - y_6 + y_4 \right) \quad \text{при} \quad y_6/K_p > 0.528 \quad (14)$$

$$\text{и} \quad y_6' = \beta_B (Sup \cdot y_1 - y_6 + y_4) \quad \text{при} \quad y_6/K_p \leq 0.528,$$

где знак (') обозначает производную $d/d\tau$; κ — безразмерный параметр вязкого демпфирования; параметр β характеризует объемную упругость полостей; параметр q определяет безразмерную величину расхода в системе.

Таблица 1. Наименования и значения безразмерных параметров и коэффициентов

Наименование	Символ	Определение	Значение
Номинальное давление	p_{ref}	$p_{ref} = p_{set}$	0.5 МПа
Номинальное перемещение	x_{ref}	$x_{ref} = x_{max}$	11 мм
Коэффициент отношения номинальных усилий	Φ	$A_p p_{ref} / J x_{ref}$	27.7
Номинальная частота	ω_v	$\sqrt{J/m}$	120 рад/с
Коэффициент расхода	Q	BA_{out} / k_{muf}	0–12
Коэффициент предварительного сжатия пружины	δ	$F_0 / x_{ref} J$	4.77
Жесткость полости B	β_B	$a^2 k_{muf} / \omega_v V_B$	0.2–6.7
Жесткость полости A	$\beta_A(y_1)$	$\frac{k}{V_{Amax} / V_{ref} - y_1}$	0.54–0.90
Жесткость выходной полости	β_{out}	$a^2 k_{muf} / \omega_v V_{out}$	$3.3 \times 10^{-4} - 3 \times 10^{-2}$
Коэффициент демпфирования	κ	$D / \sqrt{mJ}$	0–300
Коэффициент отношения собственных частот	γ	$f_{LC}^2 / k f_{valve}^2$	0.55
Коэффициент собственной частоты трубопровода ОС	f_{LC}	$1 / \sqrt{L_{pipe} C_{ref}}$	105.0
Коэффициент акустической емкости	C_{ref}	$x_{ref} A_p / kRT$	1.43×10^{-9}
Коэффициент потерь в трубопроводе ОС	ζ	$Z_{pipe} V_{ref} \omega / RT$	0.2–20
Коэффициент докритического течения	Sub	$\frac{EA_{vref} K_p}{k_{muf}} \sqrt{\frac{k}{k-1}}$	304.2
Коэффициент сверхкритического течения	Sup	$BA_{vref} K_p / k_{muf}$	78.7
Параметр дросселирования	E	$C_d \sqrt{2/(RT)}$	0.004

Наименования и значения безразмерных параметров приведены в табл. 1.

Теоретические исследования. Анализ устойчивости. Для оценки устойчивости системы “в малом” используется метод, основанный на анализе собственных значений матрицы Якоби, составленной из частных производных функций правой части дифференциальных уравнений в точках установившегося режима. Для нахождения точек установившегося режима, в которых предполагается проводить исследование устойчивости системы, требуется решить систему нелинейных алгебраических уравнений (9)–(14) при $y'_i = 0$. В результате решения получены статические характеристики регулятора с глушителем и без него (рис. 2).

Из анализа полученных результатов следует, что наличие глушителя не влияет на режим работы системы при увеличении расхода до тех пор, пока сохраняется сверхкритический перепад давления на дросселирующем сечении клапана. Характеристика расслаивается только при переходе через точку с расходом $q = 5.9$, когда давление пе-

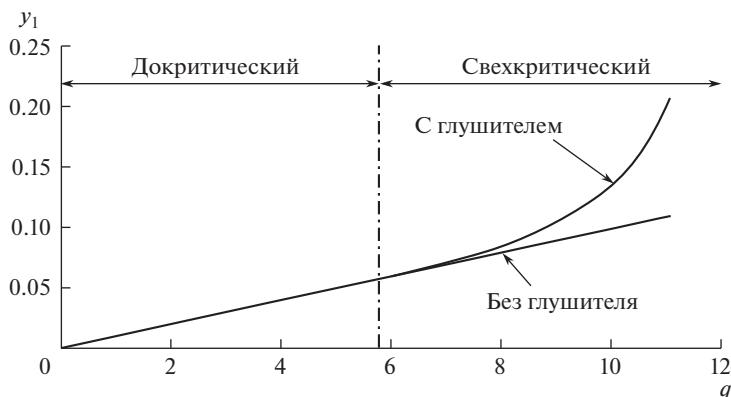


Рис. 2. Зависимость перемещения клапана регулятора от величины расхода в системе.

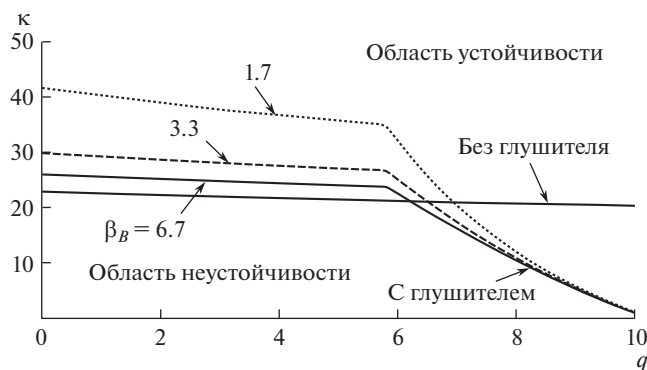


Рис. 3. Границы устойчивости системы при изменении жесткости полости B .

ред глушителем достигает значений, соответствующих докритическому режиму течения на клапане.

Для анализа собственных значений характеристического уравнения и построения областей устойчивости применяется критерий Рауса—Гурвица. На рис. 3 показана деформация границы устойчивости при изменении параметра β_b для $\beta_{out} = 3.3 \times 10^{-4}$ в диапазоне расходов q от 0 до 10. Кривые на графике построены для граничных значений коэффициента демпфирования k в соответствии со значениями параметров, приведенными в табл. 1, и соответствуют минимальному требуемому демпфированию системы. Из анализа полученного графика следует, что с увеличением расхода q и повышением жесткости полости B β_B требуемое демпфирование системы снижается. Также следует отметить наличие точки перегиба кривых, связанное с изменением режима течения на клапане.

В отсутствие глушителя при увеличении расхода в системе наблюдается небольшое снижение требуемого демпфирования, что объясняется уменьшением коэффициента усиления регулятора $A_p y_4^0 / J y_1^0$ (коэффициент усиления регулятора можно найти путем линеаризации уравнения движения клапана). Так как с увеличением расхода ве-

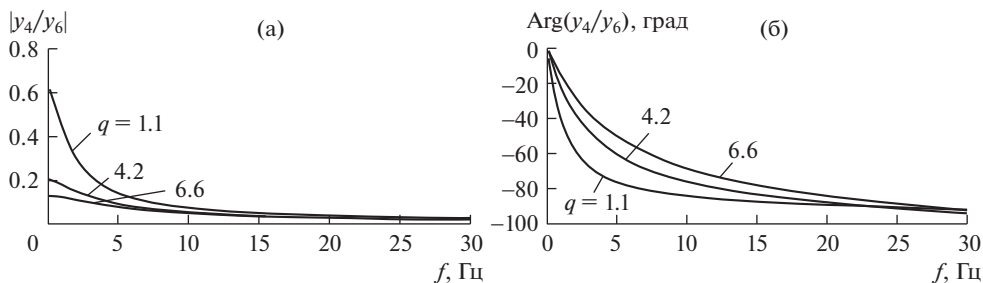


Рис. 4. АЧХ (а) и ФЧХ (б) глушителя ($\beta_b = 6.7$, $\beta_{out} = 3.3 \times 10^{-2}$).

личина открытия клапана растет, а давление в выходной полости падает, коэффициент усиления снижается, а значит и уменьшается охват кривой годографа Найквиста $(-1; j_0)$ на комплексной плоскости. Для границы устойчивости системы с глушителем можно выделить две характерные зоны. В области со сверхкритическим режимом течения на клапане требуемое демпфирование больше, чем в системе без глушителя из-за появления полости B , и соответственно, временной задержки в контуре обратной связи. Причем, чем меньше жесткость полости B , тем больше величина задержки и, соответственно, требуемое демпфирование. По мере роста расхода в системе режим течения на клапане меняется на докритический при $q = 5.9$, что сопровождается уменьшением требуемого демпфирования. Это объясняется изменением коэффициента усиления регулятора, который в соответствии со статическими характеристиками с увеличением расхода начинает уменьшаться быстрее, чем при сверхкритическом режиме. Вместе с этим при наступлении докритического режима течения перепад давления на глушителе становится больше, чем на клапане. В результате постоянное сопротивление глушителя служит дополнительным источником демпфирования.

Исследование переходных процессов и частотных характеристик. Анализ динамических характеристик регулятора давления газа с глушителем шума выполняется в программе SimulationX.

Для оценки влияния глушителя на динамику системы определены его амплитудно-частотная (АЧХ) и фазо-частотная (ФЧХ) характеристики, представленные на рис. 4. В качестве входного сигнала задавалось давление p_B в полости B перед глушителем, выходным сигналом являлось давление p_{out} в выходной полости. Результаты получены при вариации среднего расхода в системе. Из анализа графиков следует, что с повышением расхода в системе коэффициент усиления глушителя и отставание по фазе между сигналами уменьшаются. Это указывает на эффективность глушителя в отношении повышения устойчивости системы при больших расходах и низкую эффективность при малых.

С уменьшением частоты коэффициент усиления глушителя возрастает и достигает максимального значения при нулевой частоте. Таким образом, принятие в расчет модели глушителя как усилительного звена является вполне обоснованным, т.к. рассматривается наихудший случай в отношении устойчивости системы.

Исследование частотных характеристик разомкнутого контура системы с помощью критерия Найквиста позволяет получить представление о запасах устойчивости системы. На рис. 5а представлен годограф Найквиста при изменении объема полости B . Выходным параметром в разомкнутом контуре является давление p_{out} в выходной полости. Из анализа полученных результатов следует, что при увеличении жесткости β_B полости B запас устойчивости системы y_1 повышается.

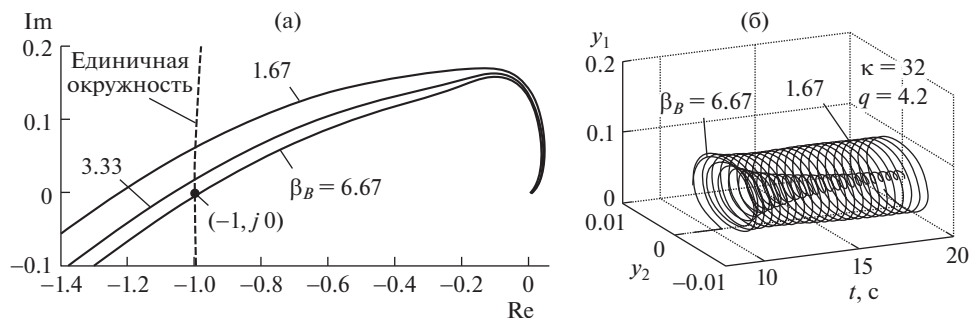


Рис. 5. Годограф Найквиста разомкнутого контура (а) и фазовые траектории (б) системы при изменении жесткости β_B полости B ($q = 4.2$, $\beta_{out} = 3.3 \times 10^{-4}$; $\kappa = 32$).

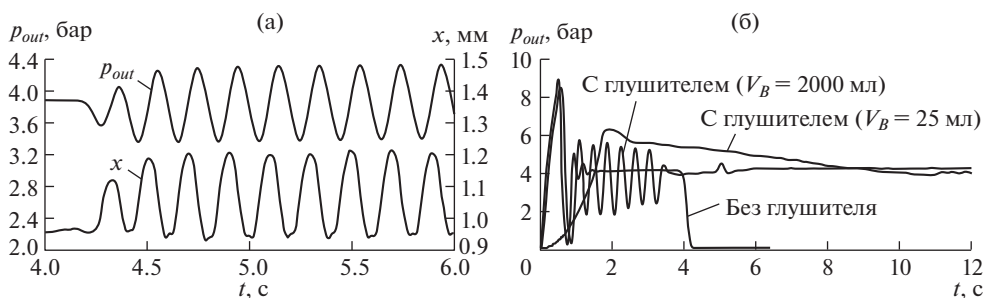


Рис. 6. Переходные процессы в системе.

На рис. 5б представлен график переходных процессов, полученный при ступенчатом изменении площади выходного дросселя. Данные траектории соответствуют годографам Найквиста на рис. 5а для $\beta_B = 1.67$ и $\beta_B = 6.67$ и характеризуют устойчивое и неустойчивое состояния системы. Частота автоколебаний, возникающих в системе, в основном определяется объемом выходной полости и лежит в диапазоне от 2.7 до 4.6 Гц.

Таким образом, корреляция результатов численных исследований с результатами анализа устойчивости в линейной постановке свидетельствует об адекватности разработанной имитационной модели и возможности ее использования в оценке динамики системы. Полученные результаты указывают на то, что в рассматриваемой системе кроме глушителя шума, отсутствуют какие-либо факторы, способствующие рассеянию в ней колебательной энергии и приводящие к ее устойчивости.

Экспериментальные исследования. В ходе проведения экспериментальных исследований системы в штатной компоновке зафиксировано появление незатухающих периодических колебаний параметров при ступенчатом открытии выходного дросселя. Размах колебаний выходного давления и перемещения клапана при этом достигает 0.8 бар и 1 мм соответственно, а их частота составляет около 3.5 Гц (рис. 6а). Также можно отметить отсутствие зон с остановками в движении клапана, несмотря на наличие сил сухого трения (по предварительно проведенной оценке сила страгивания составила 100 Н, а трения движения — 80 Н), что указывает либо на так называемую “линеаризацию” силы сухого трения в процессе движения, либо говорит о более

сложном законе, который может учитывать линейную упругость и демпфирование в зоне фрикционного контакта с уплотнениями.

На рис. 6б представлены переходные процессы изменения выходного давления в системе при резком открытии входного вентиля и постоянном сечении дросселя на выходе. Из анализа графика следует, что с увеличением объема полости V между клапаном и глушителем увеличивается колебательность системы, что подтверждается также результатами теоретических исследований. Непосредственное размещение глушителя сразу за дросселирующим сечением клапана приводит к плавному нарастанию давления и уменьшению заброса, но при этом снижается быстродействие системы.

Заключение. Как показывают результаты теоретических исследований, установка глушителя способствует повышению устойчивости системы в диапазоне высоких расходов, когда на клапане реализуется докритический режим течения, так как в этом случае снижается его коэффициент усиления по сравнению с режимами малого расхода. То есть при высоких расходах глушитель в большей степени способен демпфировать колебания при их возникновении на участке от клапана до трубопровода обратной связи. Результаты теоретических и экспериментальных исследований показывают, что увеличение объема полости между дросселирующим сечением клапана и глушителем приводит к снижению устойчивости системы из-за увеличения фазового запаздывания в контуре регулирования. В связи с этим рекомендуется устанавливать глушитель в непосредственной близости от дросселирующего сечения регулятора.

Проведенные исследования подтвердили адекватность предложенной модели регулятора давления со встроенным в его конструкцию глушителем. Она может использоваться для выбора параметров при проектировании регулятора, оценке качества динамических процессов в системе и запасов устойчивости.

Дальнейшие исследования будут направлены на определение наиболее подходящей модели трения применительно к данной конструкции регулятора, так как обычная модель “жесткого” трения (без учета податливости уплотнений в парах трения) может давать ошибочные результаты в расчетах.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 0777-2020-0015).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. White Paper. Pressure Regulators in Gas-Fired Power Plant Feed Applications. Power Plant Feed, D352835X012, 2020. P. 10.
2. *Beranek L.L.* Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, Second Edition, Istvan, 2006.
3. *Chen F., Wang F., Wei L., Qian J., Jin Z.* Research progress of noise in pressure reducing valve // Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering. 2019. V. 37 (1). P. 49.
4. *Chen F., Qian J., Chen M., Zhang M., Chen L., Jin Z.* Turbulent compressible flow analysis on multi-stage high pressure reducing valve // Flow Measurement and Instrumentation. 2018. V. 61. P. 26.
5. *Chen F., Zhang M., Qian J., Chen L., Jin Z.* Pressure analysis on two-step high pressure reducing system for hydrogen fuel cell electric vehicle // International journal of hydrogen energy. 2017. V. 42. P. 11541.
6. *Chen F., Gao Z., Qian J., Jin Z.* Numerical study on flow characteristics in high multi-stage pressure reducing valve // American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FEDSM. 2017. V. 1A-2017.

7. *Stadnik D.M., Igolkin A.A., Sverbilov V.Y., Afanasev K.M.* The muffler performance effect on pressure reducing valve dynamics // *Procedia Engineering* 176:706-717, Samara.
<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.316>
8. *Vujić D., Radojković S.* Dynamic model of gas pressure regulator // *Facta Universitatis, Series: Mechanics, Automatic Control and Robotics*. 2001. V. 3 (11). P. 269.
9. *Shahani A.R., Esmaili H., Aryaei A., Mohammadi S., Najjar M.* Dynamic simulation of a high pressure regulator // *Journal of Computational and Applied Research in Mechanical Engineering (JCARME)*. 2011. V. 1 (1). P. 17.
<https://doi.org/10.22061/JCARME.2011.3>
10. *Sun B., Xu Q., Chen Y.* Dynamic modeling and simulation of a pressurized system used in flight vehicle // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2018. V. 31 (6). P. 1232.
<https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.03.005>
11. *Nabi A., Wacholder E., Dayan J.* Dynamic Model for a Dome-Loaded Pressure Regulator // *Transactions of the ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2000. V. 122. P. 290.
<https://doi.org/10.1115/1.482464>