УДК 62-553.12 DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-121-137

CC BY

Определение упруго-демпфирующих характеристик дренажно-предохранительного клапана

А. Б. Прокофьев доктор технических наук, доцент; первый проректор – проректор по научно-исследовательской работе;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет),
г. Самара;
prok@ssau.ru

Г. М. Макарьянц доктор технических наук, доцент; заведующий кафедрой эксплуатации авиационной техники;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
makaryants@ssau.ru

Д. М. Стадник кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
stadnik.dm@ssau.ru

М. В. Баляба кандидат технических наук, инженер учебной лаборатории пневмогидравлических систем;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
balyaba.mv@ssau.ru

Г. А. Косов лаборант-исследователь НИИ-201 (Институт акустики машин);
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
kosov.ga@ssau.ru

Клапанные устройства являются основными элементами, определяющими надёжность пневматических и газовых систем. Одним из основных недостатков клапанных устройств является их работа в колебательном режиме, который возникает из-за неустойчивости системы с клапаном. Для оценки устойчивости была разработана математическая модель в сосредоточенных параметрах системы «клапан – ёмкость». Было показано, что величина коэффициентов такой модели не является постоянной и зависит от режима работы клапана – высоты его подъёма. Учитывалось, что при выходе через затвор клапана часть газа устремляется вслед за тарелью. Математическое моделирование показало, что такое гидродинамическое взаимодействие затвора и газового потока приводит к появлению дополнительных отрицательных слагаемых общего демпфирования и упругости в уравнении равновесия тарели, величина которых пропорциональна подъёму клапана. Это говорит о том, что коэффициенты уравнения равновесия тарели при подъёме клапана могут стать отрицательными при его движении в сторону от седла, что гарантирует неустойчивость системы «клапан – ёмкость» и её работу в колебательном режиме. Полученные зависимости для упруго-демпфирующих свойств клапана экспериментально валидированы.

Ключевые слова: *дренажно-предохранительный клапан; имитационная модель; валидация; устойчивость; гидродинамическая сила; пневматическая система*

Цитирование: Прокофьев, А. Б. Определение упруго-демпфирующих характеристик дренажно-предохранительного клапана / А. Б. Прокофьев, Г. М. Макарьянц, Д. М. Стадник, М. В. Баляба, Г. А. Косов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 121-137. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-121-137

Введение

Надёжность систем хранения, подачи и транспортировки сжатого воздуха или газа, а также надёжность систем привода, использующего энергию сжатого воздуха, в высокой степени зависит от стабильной работы клапанных устройств. Например, на химическом производстве и в нефтеперерабатывающей промышленности предохранительные клапаны отвечают за защиту ёмкостей хранения газа от превышения допустимого по условиям прочности уровня давления. При этом любая нестабильная работа и колебания клапанов могут привести к повреждению корпуса ёмкости. Другой пример – ракетно-космическая техника, где ответственность работы предохранительных клапанов более широкая. Помимо того, что клапаны снижают нагруженность баков внутренним давлением компонентов, они также обеспечивают некоторое поддавливание на входе в турбонасосный агрегат, гарантируя его бескавитационную работу и штатную подачу топлива в двигатель. Это в свою очередь способствует поддержанию требуемой тяги, скорости и траектории движения ракеты в соответствии с полётным заданием. Потеря устойчивости предохранительного клапана или его автоколебания могут привести к падению давления или его пульсациям на входе в турбонасосный агрегат, что как минимум снизит точность выведения полезной нагрузки, а в худшем случае приведёт к потере продольной устойчивости ракеты в целом. Необходимо отметить, что важность задачи повышения точности траектории движения ракеты-носителя значительно возросла именно в последнее время, когда существенная доля полезной нагрузки представляет собой спутники дистанционного зондирования Земли, а они в большинстве не имеют своей двигательной установки, которая могла бы скорректировать ошибки выведения ракетой-носителем.

За последние 10 лет только из общедоступных новостных источников известны как минимум пять случаев отказа ракетной техники по вине нестабильно работающих клапанов. На космодроме Плесецк 27 июня 2014 г. был отменён испытательный запуск ракеты «Ангара-1.2ПП». Причина: «негерметичный дренаж клапана наддува магистрали окислителя» [1]. На космодроме Байконур 12 октября 2018 г. произошла авария первой ступени ракеты «Союз-ФГ». Госкомиссия установила, что «на ракете был неисправен дренажно-предохранительный клапан бака окислителя» [2]. На космодроме Восточный 9 апреля 2024 г. отменён пуск ракеты-носителя «Ангара-А5». Причина: «сбой системы наддува бака окислителя центрального блока» [3]. На космодроме мыс Канаверал 7 мая 2024 г. отменён пуск ракеты-носителя «Atlas V (Space X)». Причина: «проблема с кислородным клапаном второй ступени [4]. Клапан неоднократно издавал странные звуки, похожие на «дребезжания», когда пытался закрыться» [5]. Как видно, колебания клапанных устройств в ракетной технике имеют серьёзные последствия, поэтому определение причин их возникновения, а также разработка методов расчёта и средств устранения в настоящее время представляет собой важную научно-техническую проблему.

Работа предохранительного клапана происходит в составе некоторой системы. В большинстве случаев это ёмкость, в которой необходимо поддерживать давление, имеющее тенденцию к нарастанию из-за кипения криогенных компонентов или из-за принудительного наддува от внешнего источника. Как показала практика, в процессе поддержания давления при срабатывании клапана зачастую возникают колебания его запорно-регулирующего органа –

тарели. Колебания могут иметь как низкочастотный характер, сопровождаясь ударами тарели о седло, так и высокочастотный дребезг с касанием седла, а также высокочастотный флаттер без касания уплотнительного элемента. Такой нестабильный режим работы клапана приводит к снижению поддерживаемого в ёмкости давления (в ракетной технике это – гарантированная кавитация турбонасосного агрегата) и передаче колебаний давления далее по магистрали (что может вызвать колебания тяги), а в самом клапане – к разрушению седла, тарели и её направляющих.

Нестабильная работа клапана появляется как результат потери динамической устойчивости тарели или как результат возникновении её автоколебаний. В литературе рассмотрен ряд причин, вызывающих нестабильную работу клапана.

В работах [6, 7] отмечено, что одной из причин, вызывающих автоколебания клапана, являются потери давления на участке между ёмкостью и запорно-регулирующим органом. При срабатывании клапана возникает циклический процесс его преждевременного закрытия из-за уменьшения давления перед тарелью (вследствие потерь) и последующего принудительного открытия (вследствие повышения давления в защищаемой ёмкости). Механизм автоколебаний, связанный с потерями на входном участке клапана, приводит к низкочастотным хлопкам тарели о седло. Для борьбы с такими колебаниями рекомендуют не допускать величины потерь давления на входе в клапан более 3 % [8]. В англоязычной литературе оно получило название «правило трёх процентов» и даже отражено в рекомендациях Американского института нефти [9].

Другой причиной автоколебаний клапанов является возникновение гидроудара при резком открытии [10, 11]. Быстрое движение запорно-регулирующего органа создаёт волну разряжения, которая движется против потока от тарели к ёмкости. Это приводит к местному падению давления, действующего на тарель, и её резкому хлопку-закрытию. Возникает высокочастотный дребезг с ударами о седло. Практические рекомендации по недопущению таких автоколебаний сводятся к ограничению длины трубопровода, соединяющего ёмкость и клапан.

В цикле работ [12, 13, 14] причиной автоколебаний называют четвертьволновой резонанс объёма газа в участке между тарелью и ёмкостью. Как и в предыдущих случаях рекомендации касались лишь ограничения длины входного участка.

В рассмотренных публикациях рекомендации по обеспечению стабильной работы клапана затрагивали только изменения свойств присоединённой системы, в частности длины входного участка. Вопрос того, как динамические свойства самого клапана влияют на автоколебания или устойчивость, в литературе освещён слабо. Есть лишь ряд работ [15, 16, 17, 18], исследующих устойчивость клапанных устройств в предположении постоянства их упруго-демпфирующих свойств. Однако, существующие экспериментальные исследования [18, 19, 20, 21] показывают, что колебания тарели могут возникнуть на разной высоте подъёма клапана при его достаточно медленном открытии, т.е. в условиях, когда волновые процессы в присоединённом трубопроводе должны уже затухнуть или даже не проявиться вовсе, что не должно повлиять на стабильность положения тарели. Такое поведение клапана может быть связано только с непостоянством его усилительных, демпфирующих и инерционных свойств вследствие динамического взаимодействия с дросселируемым потоком газа. Решив фундаментальную задачу исследования того, как изменяются упруго-демпфирующие свойства клапана в процессе движения тарели, и использовав эти новые знания как исходные данные о коэффициентах уравнений в другой фундаментальной задаче – об устойчивости системы клапана и присоединённой нагрузки в виде ёмкости, можно выработать практические рекомендации по разработке элементов конструкции клапана, которые бы обеспечили такие его динамические свойства, которые исключили бы неустойчивые режимы его работы, обеспечив надёжность и

работоспособность систем, функционально связанных с клапаном. Например, пневмогидравлической системы ракеты-носителя, его турбонасосного агрегата и двигателя.

Поэтому целью статьи является определение упруго-демпфирующих характеристик клапана, их степени нелинейности в системе «запорно-регулирующий элемент и присоединённая динамическая система» за счёт разработки нелинейной математической модели динамики клапана и её валидации на базе экспериментальных исследований.

1 Математическая модель динамики взаимодействия тарели клапана и дросселируемого потока

В качестве объекта исследований рассматривался клапан такой же размерности, как и реальный предохранительный клапан бака ракеты-носителя, например, такой как дренажно-предохранительный клапан (ДПК) ракеты-носителя, представленный в патенте [22] (рисунок 1).

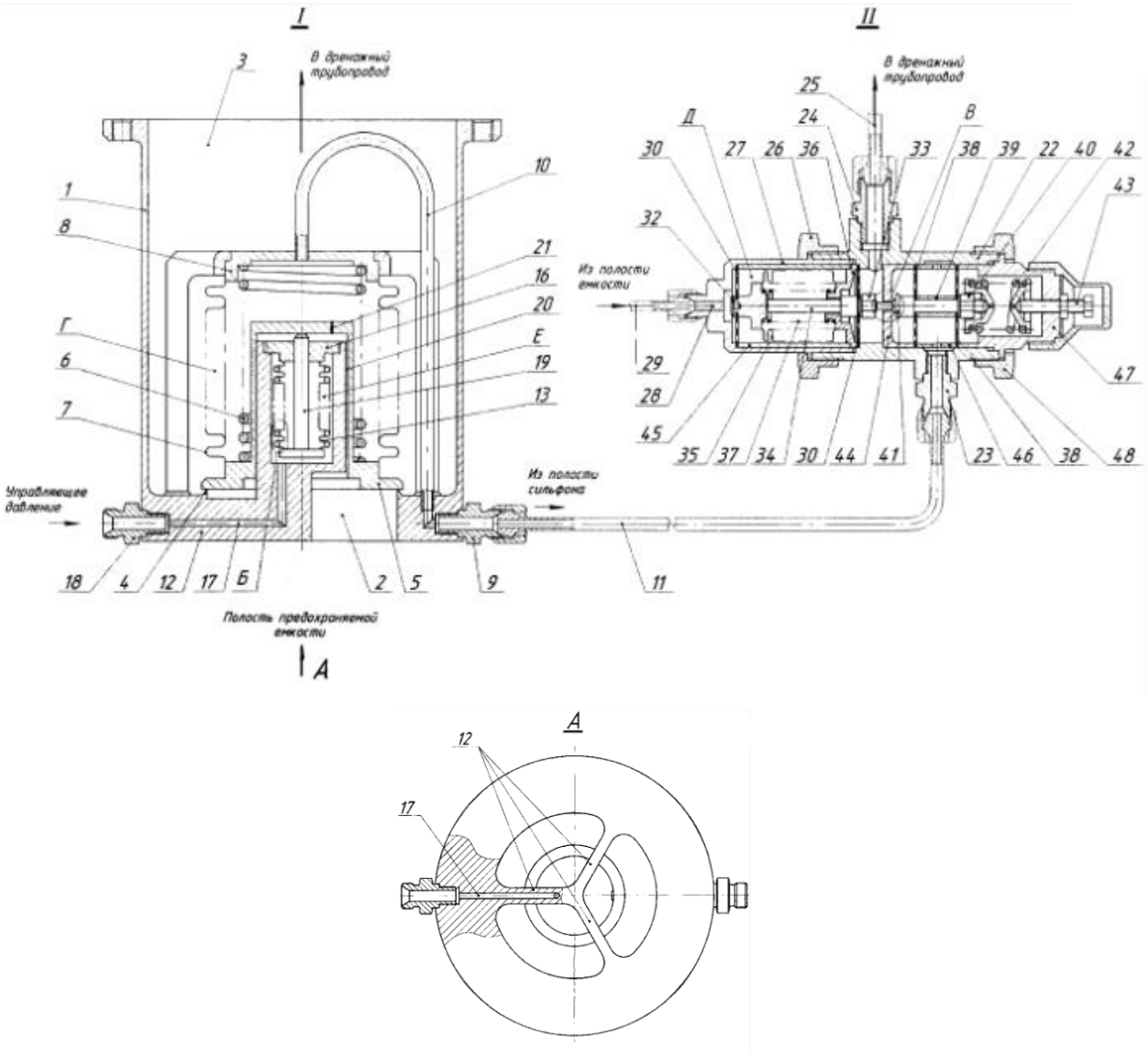

Рисунок 1 – Дренажно-предохранительный клапан, представленный в патенте [22]

Схема системы автоматического регулирования давления (САР) газа в ёмкости с использованием ДПК представлена на рисунке 2. Рассматриваемая САР функционирует следующим образом. Газ высокого давления p_0 через расходную шайбу 1 с расходом G_0 поступает в ёмкость. По мере увеличения давления p_1 в ёмкости возрастает сила, действующая на тарель 3. При достижении этой силы значения, равного усилию предварительной затяжки пружины 4, клапан открывается и сбрасывает излишки среды в атмосферу. При постоянном давлении перед расходной шайбой тарель поднимается над седлом на величину x, при этом расход через клапан соответствует расходу на входе ($G_2 = G_0$), а давление в ёмкости отличается от настроечного давления (определяемого усилием предварительной затяжки пружины) на величину статической ошибки.

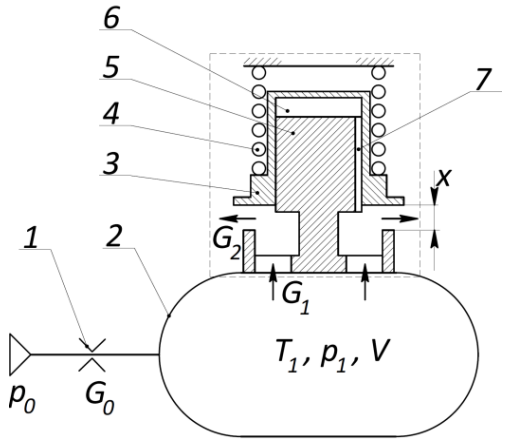

Рисунок 2 – Расчётная схема системы регулирования давления газа в ёмкости:
1 – дроссельная шайба; 2 – емкость; 3 – тарель; 4 – пружина; 5 – направляющая фланца;
6 – полость между торцом направляющей и тарелью; 7 – канал

Структурно в САР давления в ёмкости имеются: объект управления – ёмкость и автоматический регулятор – клапан (рисунок 3). Регулируемый параметр – давление газа в ёмкости $p_1(t)$, регулирующий фактор – подъём клапана $x(t)$, возмущающее воздействие – расход газа на входе в ёмкость $G_0(t)$.

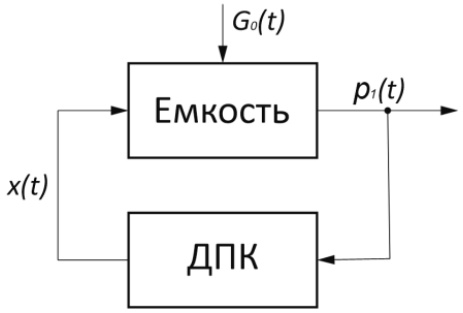

Рисунок 3 – Схема САР экспериментальной установки
$x(t)$ – высота подъема тарели; $G_0(t)$ – массовый расход на входе в расходную шайбу; p_1 – давление в емкости

Для исследования динамики взаимодействия тарели клапана и движущегося дросселируемого потока воздуха использовался метод, основанный на теореме об изменении количества движения среды, проходящей через проточную часть клапана. Использовалось следующее уравнение [23]:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int\limits_V \rho\vec{u}dV + \int\limits_S \rho\vec{u}u_n dS = \vec{P}_V + \vec{P}_S + \vec{P}'_{гд}\,, \qquad (1)$$

где $\vec{u}$ – вектор местной скорости среды; u_n – проекция местной скорости среды на нормаль к поверхности S; $\vec{P}_V$ – объёмные силы; $\vec{P}_S$ – главный вектор поверхностных сил (определяется действующими на поверхность S силами давления и силами трения); $\vec{P}'_{гд}$ – гидродинамическая реакция (равна по величине и противоположна по направлению силе, с которой поток действует на тело $\vec{P}''_{гд}$).

Первое слагаемое в левой части уравнения (1) учитывает влияние инерции среды на исполнительный орган. Второе слагаемое выражает действие сил потока. Это слагаемое связано с изменением количества движения среды при её прохождении через проточную часть клапана. Для применения уравнения (1) в рамках исследований динамики рассматриваемой САР был выделен контрольный объём в проточной части клапана, как показано на рисунке 4.

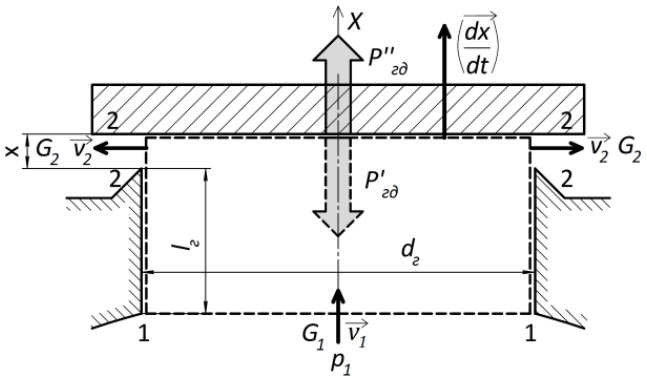

Рисунок 4 – Схема для определения газодинамической силы, действующей на тарель клапана:
x– высота подъема тарели; dx/dt– скорость движения тарели; v_1 – средняя скорость среды в сечении 1-1; v_2 – средняя скорость среды в сечении 2-2; G_1 – массовый расход воздуха в сечении 1-1; G_2 – массовый расход воздуха в сечении 2-2; $d_г$ – диаметр горла (диаметр седла); $l_г$ – длина горла; p_1 – давление в сечении 1-1; $\vec{P}'_{гд}$– газодинамическая реакция; $\vec{P}''_{гд}$ – газодинамическая сила, с которой поток действует на тарель клапана

При выводе уравнения, выражающего действие среды на тарель клапана, использовались следующие допущения:

- силы трения в сечениях 1-1 и 2-2 пренебрежимо малы по сравнению с другими силами, действующими на контрольный объём;
- направление скорости среды в сечении 2-2 перпендикулярно направлению движения клапана;
- контрольный объём рассматривается в сосредоточенных параметрах ввиду того, что неизвестен закон распределения параметров среды в каждый момент времени;
- гидравлические потери в горле пренебрежимо малы.

Уравнение (1) в проекциях на ось X с учётом приведённых выше допущений можно записать в следующем виде:

$$P_{ин} - G_1 v_1 + \rho_1 S_г \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} - P'_{гд}, \qquad (2)$$

где $P_{ин} = \rho_1 l_г S_г \frac{dv_1}{dt}$ – величина инерции среды в горле; $S_г$ – площадь горла; $l_г$ – длина горла; $d_г$ – диаметр горла; $P'_{гд}$ – гидродинамическая реакция.

Третье слагаемое в левой части уравнения (2) представляет собой изменение количества движения среды, связанное с движением тарели.

Принимая во внимание, что величина гидродинамической силы, с которой среда действует на тарель клапана, равна и противоположна по знаку гидродинамической реакции, уравнение (2) можно записать в следующем виде:

$$P_{гд}'' = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} + G_1 v_1 - \rho_1 S_г \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - \rho_1 l_г S_г \frac{dv_1}{dt}. \quad (3)$$

Уравнение неразрывности потока среды между сечениями 1-1 и 2-2 с учётом движения тарели клапана имеет вид:

$$G_1 = G_2 + S_г \rho_1 \frac{dx}{dt}, \quad (4)$$

где $G_2 = A_2 p_1 x$ – массовый расход газа через сечение 2-2 при условии сверхкритического перепада давления в данном сечении; A_2 – коэффициент, учитывающий свойства газа и диаметр горла; x – ход клапана.

Скорость потока газа в сечении 1-1 с учётом уравнения (4) равна:

$$v_1 = \frac{G_2}{S_г \rho_1} + \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Подставляя выражения (4) и (5) в уравнение (3), запишем:

$$P_{гд}'' = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} + \left(G_2 + S_г \rho_1 \frac{dx}{dt}\right)\left(\frac{G_2}{S_г \rho_1} + \frac{dx}{dt}\right) - \rho_1 S_г \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - \\ -\rho_1 l_г S_г \left(\frac{1}{S_г \rho_1} \cdot \frac{dG_2}{dt} - \frac{G_2}{S_г} \cdot \frac{1}{\rho_1^2} \cdot \frac{d\rho_1}{dt} + \frac{d^2x}{dt^2}\right). \quad (6)$$

Раскроем скобки в выражении (6) и запишем:

$$P_{гд}'' = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} + \frac{G_2^2}{S_г \rho_1} + 2G_2 \frac{dx}{dt} + S_г \rho_1 \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - \rho_1 S_г \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - l_г \frac{dG_2}{dt} + \frac{l_г}{\rho_1} G_2 \frac{d\rho_1}{dt} - \\ -\rho_1 l_г S_г \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (7)$$

Подставим в выражение (7) записанное ранее уравнение для определения расхода газа через сечение 2-2 $G_2 = A_2 p_1 x$:

$$P_{гд}'' = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} + \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_г} x^2 + 2G_x \frac{dx}{dt} - l_г A_2 p_1 \frac{dx}{dt} - l_г A_2 x \frac{dp_1}{dt} + \frac{l_г}{\rho_1} A_2 p_1 x \frac{d\rho_1}{dt} - \\ -\rho_1 l_г S_г \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (8)$$

Приводя уравнение (8) к окончательному виду, получим:

$$P_{гд}'' = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} + \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_г} x^2 + A_2 p_1 (2x - l_г) \frac{dx}{dt} - \rho_1 l_г S_г \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (9)$$

В уравнении (9) слагаемое $p_1 \frac{\pi d_г^2}{4}$ выражает влияние статического давления, действующего на тарель клапана; слагаемое $\frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_г} x^2$ выражает влияние нелинейной восстанавливаю-

щей силы; слагаемое $A_2 p_1 (2x - l_г) \frac{dx}{dt}$ выражает влияние нелинейного демпфирования в системе; слагаемое $\rho_1 l_г S_г \frac{d^2x}{dt^2}$ выражает влияние дополнительной массы среды в горле на инерцию тарели.

Уравнение равновесия тарели клапана с учётом действия среды, определяемого с помощью выражения (9), можно записать в следующем виде:

$$(M + \rho_1 l_г S_г)\frac{d^2x}{dt^2} + A_2 p_1 (l_г - 2x)\frac{dx}{dt} + Jx - \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_г} x^2 + F^0 = p_1 \frac{\pi d_г^2}{4} \qquad (10)$$

где M – масса тарели (с учётом одной трети массы пружины); J – жесткость пружины; F^0 – усилие предварительной затяжки пружины.

Расход газа через дросселирующее сечение 2-2 выражается формулами Сен-Венана – Ванцеля [24]:

$$G_2 = \mu \pi d_г x p_1 \sqrt{\frac{k}{RT_1}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = A_2 x p_1 , \qquad при\ p_a/p_1 \le \beta_{кр} \qquad (11)$$

где $A_2 = \mu \pi d_г \sqrt{\frac{k}{RT_1}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$; μ – коэффициент расхода в сечении 2–2; k – показатель адиабаты; p_a – атмосферное давление; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений.

Полагая, что состояние газа в подушке изменяется по адиабатному закону, можно записать [24]:

$$C_1 \frac{dp_1}{dt} = G_0 - G_2 - S_г \rho_1 \frac{dx}{dt}, \qquad (12)$$

где $C_1 = \frac{V_1}{kRT_1}$ – акустическая ёмкость.

Полученная система уравнений (10)–(12) отражает функционирование САР давления газа в ёмкости с учётом газодинамической силы, принятой в расчёт на основе теоремы об изменении количества движения для проточной части клапана. Описанная математическая модель включает в себя нелинейные алгебраические и дифференциальные уравнения, описывающие функционирование САР в зависимости от граничных условий и возмущающих воздействий. Для расчёта характеристик использовались следующие исходные данные, представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчёта

Наименование параметра	Условные обозначения	Значение
Приведённая масса подвижных элементов клапана	M	366 г
Жёсткость пружины	J	22 Н/мм
Усилие предварительной затяжки пружины	F^0	2420 Н
Объём ёмкости	V_1	70 л
Диаметр горла	$d_г$	95 мм
Длина горла	$l_г$	77 мм
Рабочая среда	-	воздух
Газовая постоянная	R	287 Дж/кг/К
Диапазон изменения массового расхода через клапан	G_0	0…2 кг/с

2 Экспериментальная установка исследования динамики взаимодействия тарели клапана и дросселируемого потока

Экспериментальные исследования проведены на стенде, схема которого представлена на рисунке 5.

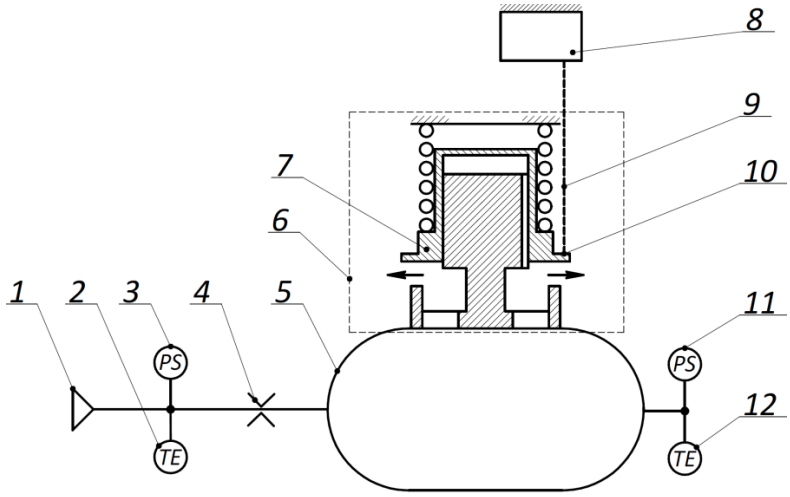

Рисунок 5 – Схема экспериментальной установки

1 – источник сжатого воздуха; 2 – термопара типа К; 3 – статодинамический датчик Kulite HEM-375 (M); 4 – дроссельная шайба; 5 – емкость; 6 – ДПК; 7 – тарель; 8 – триангуляционный лазерный датчик РФ603 (показан 1 из 4); 9 – луч лазерного датчика; 10 – место измерения высоты подъёма тарели; 11 - статодинамический датчик давления Kulite ETM-375(M); 12 – термопара типа К

Основными элементами стенда являлись: входной участок с установленной расходной шайбой (4), ёмкость (5) и ДПК (10). Подвод воздуха высокого давления осуществлялся путём подключения металлорукава ко входному участку. Давление на входе в расходную шайбу изменялось с помощью редуктора. Для изменения давления открытия ДПК была предусмотрена возможность подключения его сильфонной полости к источнику сжатого воздуха. Основные конструктивно-настроечные параметры стенда представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Конструктивно-настроечные параметры стенда

Наименование параметра	Значение
Диаметр проходного сечения расходной шайбы	11 мм
Объем ёмкости	70 л
Диапазон изменения давления на входе в расходную шайбу	0 – 100 бар
Диапазон изменения давления наддува сильфонной полости ДПК	0 – 3 бар

Измерительно-обрабатывающий комплекс включал в себя систему LMS Scadas Mobile, пьезорезистивные датчики давления Kulite (3, 11), датчик температуры (2, 12) и лазерные триангуляционные датчики перемещения (8). Система измерения позволяла проводить регистрацию таких параметров, как давление и температура на входе в расходную шайбу, давление в ёмкости и перемещение тарели. Установленные по периметру тарели четыре лазерных триангуляционных датчика позволяли определять её положение с учётом возможного перекоса по отношению к направляющей, по которой она движется. Характеристики первичных преобразователей представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Характеристики используемых первичных преобразователей

№	Наименование	Кол-во	Цель использования	Диапазон измеряемой величины	Разрешение	Частота обновления данных, Гц
1	Триангуляционный лазерный датчик РФ603	4	Измерение высоты подъёма тарели в 4-х местах	0-100 мм	0,01 мм	5050
2	Статодинамический датчик давления Kulite HEM-375 (M)	1	Измерение давления до дроссельной шайбы	0-170 бар	1 Па	10200
3	Статодинамический датчик давления Kulite ETM-375(M)	1	Измерение давления в ёмкости	0-17 бар	2 Па	10200
4	Термопара типа К	2	Измерение температуры среды в ёмкости и перед дроссельной шайбой	0-800 ℃	0,1 ℃	10200

Для регистрации и сбора данных применялась аппаратная платформа LMS SCM05 с модулями VB8 и V8. Управление сбором и настройка передачи данных, а также тарирование измеряемых параметров проводились в программном пакете LMS Test.Xpress.

Эксперимент имитировал работу клапана по поддержанию постоянного давления в ёмкости в процессе увеличения в ней массы, а следовательно, и давления газа. В реальной системе повышение давления в ёмкости может быть связано с кипением криогенного компонента или с заполнением газовой подушки из линии наддува. На стенде такое возмущающее воздействие на САР давления осуществлялось повышением расхода воздуха в ёмкость через расходную шайбу с помощью редуктора давления. Расход в ёмкость повышался, клапан пропорционально открывался, а затем подача давления прекращалась, эксперимент заканчивался, и воздух из ёмкости стравливался. В ходе эксперимента записывались временные реализации давления на входе в расходную шайбу (для дальнейшего пересчёта в расход), давления в ёмкости, соответствующих температур и перемещения тарели клапана. На рисунке 6 представлены результаты трёх последовательно проведённых экспериментов по увеличению и уменьшению расхода в ёмкость. Экспериментальные данные позволили вычислить компоненты демпфирования и упругости клапана, связанные с гидродинамическим воздействием на тарель сбрасываемого воздуха.

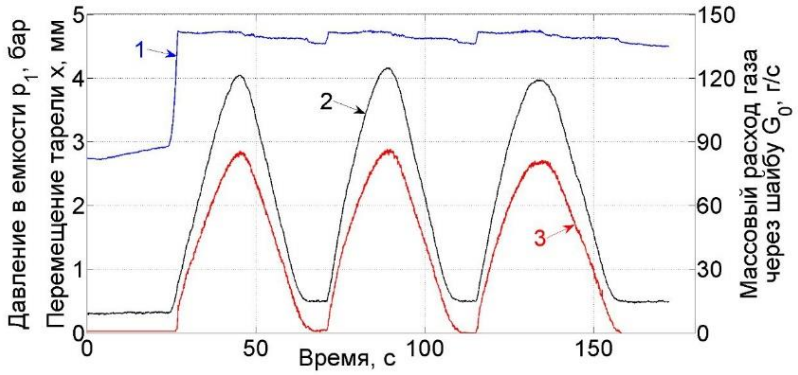

Рисунок 6 – Временные реализации расхода воздуха в ёмкость, перемещения тарели клапана и давления в ёмкости

1 – давление в ёмкости p_1; 2 – расход воздуха G_0, подаваемый в ёмкость; 3 – перемещение x тарели клапана

Компонента, характеризующая положительное демпфирование в системе и связанная с гидродинамическими процессами в горле клапана, как следует из уравнения (10), определяется следующим образом:

$$D^+ = A_2 p_1 l_г \,. \tag{13}$$

Компонента, характеризующая отрицательное демпфирование в системе и связанная с торможением тарели следующим вслед за ней потоком, из уравнения (10) определяется как:

$$D^- = A_2 p_1 x \,. \tag{14}$$

Компоненту, характеризующую отрицательную упругость, вызванную противодействием движению тарели массы газа, устремлённой за ней, из уравнения (10) можно найти как:

$$K^- = \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_г} \,. \tag{15}$$

Это позволило валидировать разработанную математическую модель.

3 Результаты моделирования динамических свойств клапана. Валидация математической модели

На рисунках 5–7 представлены зависимости параметров системы, связанные с наличием газодинамической силы, от перемещения тарели. Статические характеристики получены при давлении наддува в сильфонной полости давлением 3 бар. На рисунке 7 представлена зависимость параметра, который характеризует положительное демпфирование в системе. Данный параметр зависит от диаметра, длины горла и давления в ёмкости.

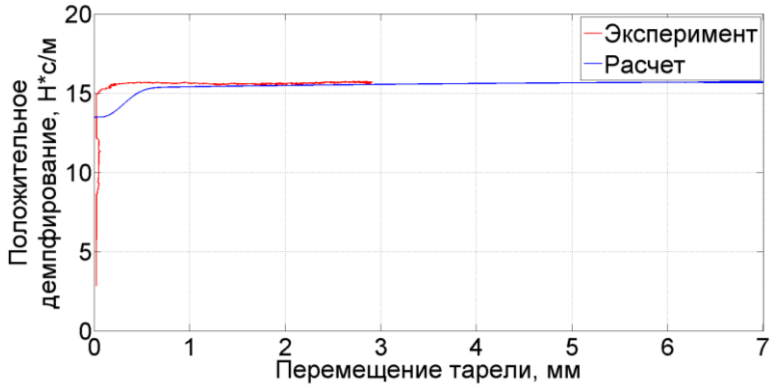

Рисунок 7 – Зависимость демпфирования, способствующего повышению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что положительное демпфирование в системе практически не зависит от перемещения тарели (то есть от расхода воздуха через клапан). Незначительное увеличение связано с ростом давления в ёмкости из-за статической ошибки.

На рисунке 8 представлена зависимость параметра, который характеризует отрицательное демпфирование в системе. Данный параметр зависит от диаметра горла, давления в ёмкости и перемещения тарели.

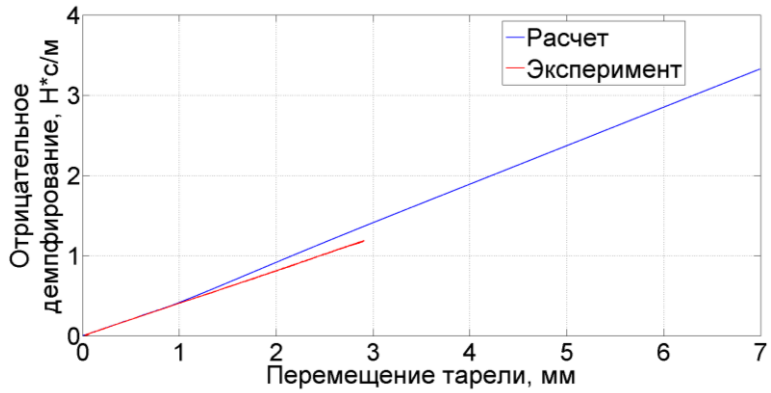

Рисунок 8 – Зависимость демпфирования, приводящего к снижению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что отрицательное демпфирование в системе существенно зависит от перемещения тарели (то есть от расхода воздуха через клапан). Принимая во внимание результаты, представленные ранее на рисунке 7, следует отметить, что для клапанов с малой длиной горла и большими перемещениями тарели вероятность появления неустойчивой работы возрастает.

На рисунке 9 представлена зависимость параметра, который характеризует газодинамическую жёсткость в системе. Данный параметр имеет такую же единицу измерения, как и жёсткость пружины, однако в отличие от неё не является постоянной величиной. Данный параметр зависит от давления в ёмкости и перемещения тарели.

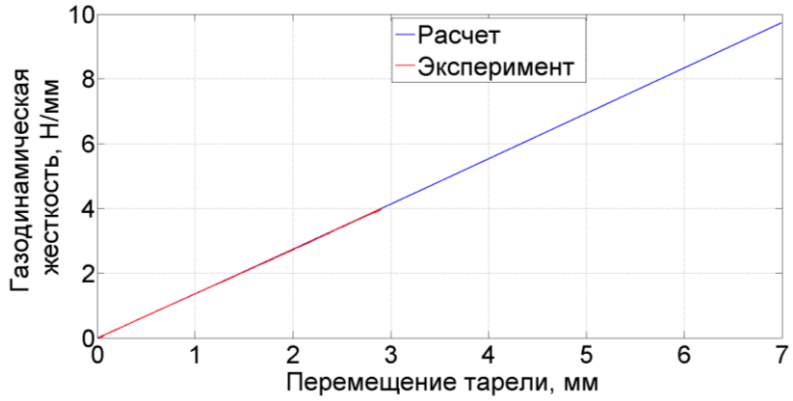

Рисунок 9 – Зависимость жёсткости, приводящей к снижению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что с ростом подъёма тарели над седлом клапана газодинамическая жёсткость возрастает. Газодинамическая жёсткость направлена на уменьшение жёсткости пружины клапана, то есть на снижение восстанавливающей силы в клапане. Причём чем больше перемещение тарели, тем меньше получается в результате восстанавливающая сила. Таким образом, можно отметить, что наличие газодинамической жёсткости, возрастающей с увеличением подъёма тарели, приводит к снижению устойчивости системы в целом.

Полученные теоретические значения для демпфирования и жёсткости экспериментально валидированы.

Заключение

В рамках проблемы обеспечения надёжности и работоспособности систем хранения и подачи компонентов топлива ракеты-носителя решена фундаментальная задача определения упруго-демпфирующих характеристик клапана, а также их степени нелинейности в системе «запорно-регулирующий элемент и присоединённая динамическая система». В качестве клапана рассматривалось устройство размерности дренажно-предохранительный клапан ракеты-носителя, а присоединённая динамическая система представляла собой ёмкость, имитирующую подушку наддува бака хранения компонента топлива ракеты.

Была разработана математическая модель динамики системы «клапан – ёмкость», которая показала, что упругие и демпфирующие свойства клапана, работающего с присоединённой нагрузкой в виде ёмкости, не постоянны. На динамические свойства оказывают большое влияние не только упругость возвратной пружины и вязкость рабочей среды, но и гидродинамические силы, которые связаны с движением газа через клапан при его открытии во время поддержания постоянного давления в ёмкости. Физически такая нелинейность упруго-демпфирующих свойств клапана объясняется силовым воздействием на тарель некоторой массы газа, перемещающейся не на выход из клапана, а устремляющейся вслед за его запорно-регулирующим элементом.

Модель учитывала движение газа через ёмкость и сам клапан, а также движение запорно-регулирующего элемента клапана. Перемещение газа в районе горла описывалось уравнением сохранения количества движения. Модель не учитывала падение силы потока, действующего на тарель вдоль уплотнительного элемента. Также модель не учитывала силу сухого трения в направляющей тарели. Такие существенные упрощения в допущениях позволили изолировать влияние движения присоединённой к тарели массы газа на общее демпфирование и упругость клапана.

Анализ коэффициентов при скорости и перемещении в уравнении движения тарели показал следующее.

1. Даже без учёта сил вязкого трения истекающего газа, взаимодействующего с тарелью и её направляющими, коэффициент при скорости тарели – не нулевой и имеет два слагаемых. Одно, связанное с движением газа вдоль горла клапана, – положительное и для заданного режима постоянное, а второе, связанное с высотой подъёма клапана, – отрицательное. Таким образом, общее демпфирование клапана не только уменьшается с увеличением его подъёма, при этом уменьшая запас устойчивости, но и на высоте подъёма больше половины длины горла становится отрицательным, гарантируя неустойчивую работу клапана.

2. Гидродинамика истекающего газа в дополнение к упругости возвратной пружины вызвала появление нового слагаемого в коэффициенте при перемещении тарели. Его величина растёт пропорционально подъёму клапана и сама по себе отрицательна, а значит уменьшает общую упругость системы «клапан – дросселируемый поток» и на некоторой высоте приведёт к отрицательному коэффициенту упругости. Это также признак неустойчивой работы клапана на ёмкость.

3. Полученные теоретические выводы прошли экспериментальную валидацию.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования позволили сделать следующий вывод. В отсутствие дополнительных конструктивных устройств, уменьшающих податливость клапана и увеличивающих рассеивание энергии его движения, начиная с определённых высот подъёма тарели система «клапан – ёмкость» теряет устойчивость, что обязательно приведёт к незатухающим колебаниям и потере работоспособности клапана.

В дальнейшем планируется исследовать нелинейное поведение подъёмной силы газа, двигающей клапан и связанной с непостоянной эпюрой давления на его затворе.

Благодарности

Результаты исследования были получены при финансовой поддержке Российской Федерацией в лице Минобрнауки России (грант на проведение крупных научных проектов по приоритетным направлениям научно-технологического развития, соглашение № 075-15-2024-558).

Список использованных источников

1. Причиной отмены старта «Ангары» стал негерметичный клапан // РИА Новости : [сайт]. – 2014. – URL: https://ria.ru/20140630/1014111667.html?in=t (дата обращения 29.10.2024).

2. Источник сообщил об обнаружении неисправного клапана на упавшей ракете «Союз-ФГ» // Интерфакс : [сайт]. – 2018. – URL: https://www.interfax.ru/russia/633029 (дата обращения 29.10.2024).

3. Глава «Роскосмоса» назвал причину отмены запуска «Ангары-А5» с Восточного // РБК : [сайт]. – 2024. – URL: https://www.rbc.ru/technology_and_media/09/04/2024/66150c299a794784c4e1890d (дата обращения 29.10.2024).

4. Первый пилотируемый запуск корабля Starliner к МКС отложили // Известия : [сайт]. – 2024. – URL: https://iz.ru/1692860/2024-05-07/pervyi-pilotiruemyi-zapusk-korablia-starliner-k-mks-otlozhili (дата обращения 29.10.2024).

5. «Buzzing» rocket valve pushes 1st astronaut launch of Boeing's Starliner capsule to May 10 // Space.com : [сайт]. – 2024. URL: https://www.space.com/starliner-crew-flight-test-launch-delay-may-10 (дата обращения 29.10.2024).

6. Singh, A. A correlation for safety valve blowdown and ring settings / A. Singh, D. Shak // The American society of mechanical engineers. – 1982. – С. 39-46.

7. Singh, A. An analytical study of the dynamics and stability of a spring loaded safety valve / A. Singh // Nuclear Engineering and Design. – 1982. – Т. 72, № 2. – С. 197-204.

8. ИСО 4126-9:2008 Предохранительные устройства для защиты от избыточного давления. Часть 9. Применение и установка предохранительных устройств, за исключением автономных устройств с разрывной мембраной (ISO 4126-9:2008 Safety devices for protection against excessive pressure. Part 9. Application and installation of safety devices excluding stand-alone bursting disc safety devices).

9. API Standard 520. Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices; Part 2 – Installation. – Вашингтон : American Petroleum Institute, 2015. – 55 с.

10. Formmann, O. Analysis of safety relief valve chatter induced by pressure waves in gas flow / O. Formmann, L. Friedel // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 1998. – Т. 11, № 4. – С. 279-290.

11. Cremers, J. Validated sizing rule against chatter of relief valves during gas service / J. Cremers, L. Friedel, B. Pallaks // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2001. – Т. 14, № 2. – С. 261-267.

12. Hös, C. J. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms / C. J. Hös, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2014. – № 31. – С. 70-81.

13. Hös, C. J. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling/ C. J. Hös, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2015. – № 36. – С. 1-12.

14. Hös, C. J. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service / C. J. Hös, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2016. – № 43. – С. 1-9.

15. Kasai, K. On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 1st Report, Considering the Effect of the Inlet Piping System / K. Kasai // JSME. – 1968. – Т. 11, № 48. – С. 1068-1083.

16. Kasai, K. On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 2nd Report, Considering the Effect of both the Inlet and the Outlet Piping System / K. Kasai // JSME. – 1969. – Т. 12, № 53. – С. 1091-1098.

17. MacLeod, G. Safety Valve Dynamic Instability: An Analysis of Chatter / G. MacLeod // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1985. – Т. 107, № 2. – С. 172-177.

18. Izuchi, H. Stability analysis of safety valve / H. Izuchi // Dynamics & Design Conference. – 2008. – С. 8-14.

19. Jie, J. Research on stability and control strategies for a spring-loaded valve with bypass outlet / J. Jie, S. Zhi-Jun, H. Jia-Xuan [и др.] // Annals of Nuclear Energy. – 2023. – № 191. – С. 1-36.

20. Wei, M. Experimental research on the dynamic instability characteristic of a pressure relief valve / M. Wei, M. Fei, G. Rong // Advances in Mechanical Engineering. – 2019. – Т. 11, № 2. – С. 1-13.

21. Chaoyong, Z. High-Fidelity Computational Fluid Dynamics Modeling and Analysis of a Pressure Vessel Pipe-Safety Valve System in Gas Service / Z. Chaoyong, Z. Fengjie ,W. Dempster, C. Dianjing // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2021. – № 143. – С. 1-15.

22. Патент № 2521431 Российская Федерация, МПК F16K 17/04 (2006.01). Дренажно-предохранительный клапан бака окислителя : № 2013100645/06 : заявлено 09.01.2013 : опубликовано 27.06.2014 / Васильев В. А., Голева Т. В., Макарьянц М. В. [и др.] ; заявитель и патентообладатель ФГУП "ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс". – 10 с.

23. Патрашев, А. Н. Прикладная гидромеханика / А. Н. Патрашев, Л. А. Кивако, С. И. Гожий ; под ред. А. Н. Патрашева. – Москва : Воениздат, 1970. – 683 с.

24. Герц, Е. В. Расчёт пневмоприводов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1975. – 272 с.

Determination of the elastic-damping characteristics of the vent-relief valve

A. B. Prokof'ev | Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, First Vice-Rector – Vice-Rector for Research and Development; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; prok@ssau.ru

G. M. Makaryants | Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Aviation Technology Operation; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; makaryants@ssau.ru

D. M. Stadnik | Candidate of Sciences (Engineering), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automatic Systems of Power Plants named after academician of the Russian Academy of Sciences Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; stadnik.dm@ssau.ru

M. V. Balyaba | Candidate of Sciences (Engineering), Engineer of the Educational Laboratory of Pneumatic and Hydraulic systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; balyaba.mv@ssau.ru

G. A. Kosov | Master of Engineering Sciences, Postgraduate Student, Laboratory Research Assistant of Research Institute-201 (Institute of Machine Acoustics); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kosov.ga@ssau.ru

Valve devices are the main elements determining the reliability of pneumatic and gas systems. One of the main disadvantages of valve devices is their operation in an oscillatory mode, which occurs due to the instability of the system with the valve. To evaluate stability, linearized mathematical model in lumped parameters was developed. In this paper, it is shown that for a relief valve maintaining pressure in the tank, the values of these coefficients are not constant and depend on the operating mode of the valve - the height of its lift. The model takes into account that when leaving through the valve shatter, part of the gas follows the poppet. Mathematical modeling shows that such hydrodynamic interaction of the valve shatter and gas flow leads to additional negative components of general damping and elasticity in the equilibrium equation of the poppet, the values of which are proportional to the valve lift. This indicates that the coefficients of the poppet equilibrium equation during valve lift can become negative when the valve moves away from the sealing element, which ensures its instability and operation in an oscillatory mode. The obtained dependencies for the elastic-damping properties of the valve are experimentally validated.

Keywords: *drain relief valve; simulation model; validation; stability; hydrodynamic force; pneumatic system*

Citation: Prokof'ev, A. B., Makaryants, G. M., Stadnik, D. M., Balyaba, M. V. and Kosov, G. A. (2024), "Determination of the elastic-damping characteristics of the vent-relief valve", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 121-137. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-121-137. (In Russian; abstract in English).

References

1. RIA Novosti (2014), “Prichiny otmeny starta «Angary» stal negermetichniy klapan”, available at: https://ria.ru/20140630/1014111667.html?in=t (Accessed 29 October 2024). (In Russian)

2. Interfax (2018), “Istochnik soobshhil ob obnaruzhenii neispravnogo klapana na upavshey rakete «Soyuz-FG»”, available at: https://www.interfax.ru/russia/633029 (Accessed 29 October 2024). (In Russian)

3. RBC (2024), “Glava «Roskosmosa» nazval prichinu otmeny zapuska «Angary-A5» s Vostochnogo”, available at: https://www.rbc.ru/technology_and_media/09/04/2024/66150c299a794784c4e1890d (Accessed 29 October 2024). (In Russian). (In Russian)

4. Izvestia (2024), “Perviy pilotiruemiy zapusk korablya Starliner k MKS otlozhili”, available at: https://iz.ru/1692860/2024-05-07/pervyi-pilotiruemyi-zapusk-korablia-starliner-k-mks-otlozhili (Accessed 29 October 2024). (In Russian)

5. Space.com (2024), “«Buzzing» rocket valve pushes 1st astronaut launch of Boeing's Starliner capsule to May 10”, available at: https://www.space.com/starliner-crew-flight-test-launch-delay-may-10 (Accessed 29 October 2024).

6. Singh, A. and Shak, D. (1982), “A correlation for safety valve blowdown and ring settings”, *The American society of mechanical engineers*, pp. 39-46.

7. Singh, A. (1982), “An analytical study of the dynamics and stability of a spring loaded safety valve”, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 72, no. 2, pp. 197-204.

8. International Standards Office (2008), ISO 4126-9 Safety devices for protection against excessive pressure. Part 9. Application and installation of safety devices excluding stand-alone bursting disc safety devices, ISO, Geneva, Switzerland.

9. American Petroleum Institute (2014), *API Standard 520: Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices*; Part 2 – Installation, API, Washington, D.C., U.S.A.

10. Formmann, O. and Friedel, L. (1998), “Analysis of safety relief valve chatter induced by pressure waves in gas flow”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol .11, no. 4, pp. 279-290.

11. Cremers, J., Friedel, L. and Pallaks, B. (2001), “Validated sizing rule against chatter of relief valves during gas service”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 14, no. 2, pp. 261-267.

12. Hös, 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.

13. Hös, C. J., Champneys, A. R., Paul, K. and McNeely, M. (2015), “Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 36. pp. 1-12.

14. Hös, C. J., Champneys, A. R., Paul, K. and McNeely M. (2016), “Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 43, pp. 1-9.

15. Kasai, K. (1968), “On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 1st Report, Considering the Effect of the Inlet Piping System”, *JSME*, vol. 11, no. 48, pp. 1068-1083.

16. Kasai, K. (1969), “On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 2nd Report, Considering the Effect of both the Inlet and the Outlet Piping System”, *JSME*, vol. 12, no. 53, pp. 1091-1098.

17. MacLeod, G. (1985), “Safety Valve Dynamic Instability: An Analysis of Chatter”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 107, no. 2, pp. 172-177.

18. Izuchi, H. (2008), “Stability analysis of safety valve”, *Dynamics & Design Conference*, 2008, pp. 8-14.

19. Jie, J., Zhi-Jun, S., Jia-Xuan, H. [et al.] (2023), “Research on stability and control strategies for a spring-loaded valve with bypass outlet”, *Annals of Nuclear Energy*, vol.191, pp. 1-36.

20. Wei, M., Fei, M. and Rong, G. (2019), “Experimental research on the dynamic instability characteristic of a pressure relief valve”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 2, pp. 1-13.

21. Chaoyong, Z., Fengjie, Z., Dempster, W. and Dianjing, C. (2021), “High-Fidelity Computational Fluid Dynamics Modeling and Analysis of a Pressure Vessel Pipe-Safety Valve System in Gas Service”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 143, pp. 1-15.

22. Vasil'ev, V. A., Goleva, T. V., Makar'yanc, M. V., Ozhigov, V. S. and Tumanov, D. V., FGUP "GNPRKTs"TsSKB-Progress" (2013), *Drenazhno-predohranitel'niy klapan baka okislitelya* [Drain-safety valve of oxidiser tank], Russian Federation, Pat. № 2521431. (In Russian)

23. Patrashev, A. N., Kivako, L. A. and Gozhiy, S. I. (1970), *Prikladnaya gidromehanika* [Applied hydromechanics], Voenizdat, Moscow, Russia. (In Russian)

24. Gerc, E. V. (1975*), Raschet pnevmoprivodov* [Design of pneumatic actuators], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian)