

УДК 629.78+534.12

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНОЙ МАГИСТРАЛИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

© 2015 А. Г. Гимадиев¹, Д. А. Одинокоев², Д. М. Стадник¹, П. И. Грешняков¹¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)²АО «РКЦ «Прогресс», г. Самара

При разработке и эксплуатации жидкостной ракеты-носителя (РН) важным является обеспечение её устойчивости по отношению к продольным колебаниям корпуса (продольной устойчивости) при всех возможных возмущающих воздействиях. Известно, что одним из эффективных способов обеспечения продольной устойчивости РН является применение газовых демпферов, устанавливаемых в топливоподающей магистрали. Корректный выбор характеристик демпфера позволяет исключить совпадение собственных частот колебаний давления жидкости в топливной магистрали и корпуса РН и тем самым обеспечить продольную устойчивость. Для исследования характеристик газового демпфера применяются методы математического и численного моделирования с использованием программных пакетов MatLab/Simulink и AMESim. В работе представлена математическая модель газового демпфера, исследованы его переходные и частотные характеристики. Рассчитана входная акустическая проводимость газового демпфера как его обобщённая динамическая характеристика. Построены зависимости изменения объёма от давления жидкости на входе в демпфер при гармонических колебаниях. Разработанная модель может быть использована при анализе частотных характеристик топливоподающей магистрали в рамках решения задачи обеспечения продольной устойчивости РН.

Ракета-носитель, продольная устойчивость, топливная магистраль, газовый демпфер, математическая модель, Matlab/Simulink, AMESim, акустическая проводимость, частотные характеристики.

doi: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-121-131

Введение

Одним из традиционных мероприятий по обеспечению требуемых частотных характеристик топливных магистралей РН является использование демпфирующих устройств. Например, для обеспечения продольной устойчивости РН необходимо разнести резонансные частоты корпуса и топливных магистралей, ввести демпфирование колебаний расхода топлива [1-3]. Решение этой задачи не может быть выполнено только за счёт выбора конструктивных параметров топливных магистралей из-за специфики конструкции жидкостных РН. Поэтому возникает необходимость в разработке средств коррекции частотных характеристик топливных магистралей, названных в данной работе газовым демпфером. Несмотря на реализованные конструктивные решения для обеспечения продольной устойчивости РН, в литературе мало внимания уделено

методам расчёта корректирующих устройств и способам получения их динамических характеристик. Среди современных работ, посвящённых исследованию корректирующих устройств, можно отметить [4], в которой была разработана упрощённая аналитическая модель, а ключевые параметры были определены на основе экспериментальных исследований.

Целью работы является разработка математической модели и методики расчёта динамических характеристик газового демпфера, подключаемого к топливной магистрали, и исследование влияния конструктивных параметров демпфера на его динамические свойства. При этом основное внимание уделено расчёту входной акустической проводимости демпфера как обобщённой характеристике, определяющей его эффективность при обеспечении продольной устойчивости РН.

где $C = \frac{V_2}{k \cdot R \cdot T_2}$ – акустическая ёмкость газовой полости; p_2 – давление в газовой полости; $G_{z.вх}$ – массовый расход газа на входе в газовую полость; $G_{z.вых}$ – массовый расход на выходе из газовой полости или через регулируемый дроссель; R – газовая постоянная; $V_г$ – объём газовой по-

лости; T_2 – температура в газовой полости; k – показатель адиабаты; $G_{г.х}$ – массовый расход газа, обусловленный движением торцевой поверхности сильфона.

Расход газа через дросселирующее сечение автоматически регулируемого дросселя, определяемое положением иглы, выражается формулами Сен-Венана–Ванцеля [6]:

$$G_{z.вых} = \mu_{вых} \cdot S(x) \cdot p_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_2} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2)$$

при $\frac{p_a}{p_г} > \beta_{кр}$ и

$$G_{г.вых} = \mu_{вых} \cdot S(x) \cdot p_г \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_г} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3)$$

при $\frac{p_a}{p_г} \leq \beta_{кр}$,

где $\mu_{вых}$ – коэффициент расхода в зазоре между иглой 8 и направляющей 9; $S(x)$ – переменная площадь проходного сечения газового дросселя 7; p_a – атмосферное давление; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений.

Площадь проходного сечения $S(x)$ регулируемого дросселя 7 может изменяться в зависимости от хода иглы x по представленным на рис. 2 графикам.

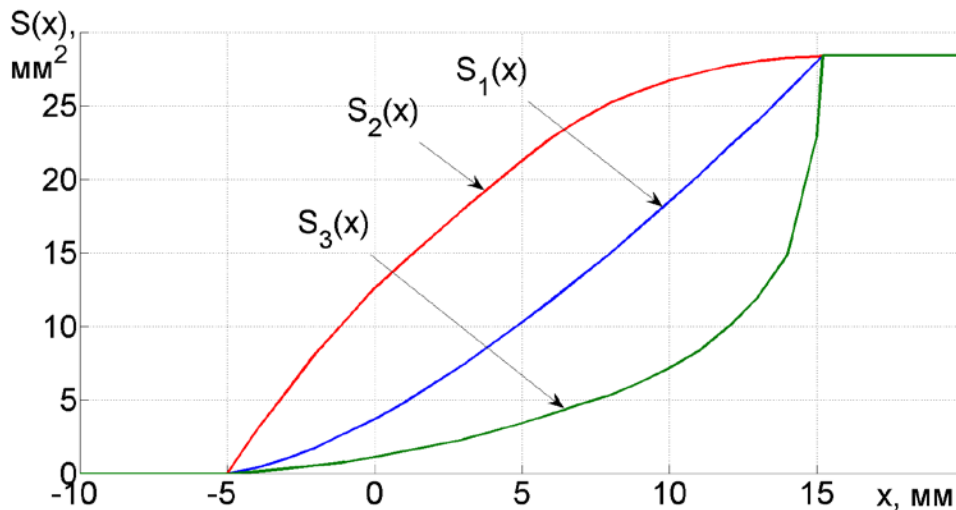


Рис. 2. Зависимость площади проходного сечения автоматически регулируемого дросселя от положения иглы

Массовый расход газа на входе в газовую полость определяется дросселем 7 со сверхкритическим перепадом давления и записывается аналогично выражению (3):

$$G_{г.вх} = \mu_{ex} \cdot S_{др} \cdot p_{г.вх} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_r} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (4)$$

где μ_{ex} – коэффициент расхода дросселя 7; $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя 7; $p_{г.вх}$ – давление газа на входе в дроссель 7.

Массовый расход газа, обусловленный движением торцевой поверхности сильфона, определяется по формуле:

$$G_{г.х} = \frac{p_r}{R \cdot T_r} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (5)$$

где t – время.

Уравнение равновесия иглы как динамического звена со сосредоточенными параметрами, представим в виде:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + F_{тр} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) + J \cdot x + p_{жс} \cdot S_c - p_r \cdot S_c + m \cdot g \cdot (1 \pm n_x) = 0, \quad (6)$$

где m – приведённая масса иглы с сильфоном; D – коэффициент вязкого трения; $F_{тр}$ – сила сухого трения; J – жёсткость сильфона; $p_{жс}$ – давление в жидкостной полости; S_c – эквивалентная площадь торцевой поверхности сильфона; g – ускорение свободного падения; n_x – осевая перегрузка.

Далее запишем основные формулы, определяющие рабочие процессы в жидкостной полости. Изменение давления в жидкостной полости связано с изменением расходов:

$$\frac{V_{ж}}{\rho_{ж} \cdot c^2} \cdot \frac{dp_{жс}}{dt} = Q_{ж.х} + Q_p, \quad (7)$$

где $V_{ж}$ – приведённый объём жидкостной полости; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; c – скорость распространения звука в жидкости; $Q_{ж.х}$ – объёмный расход жидкости, связанный с движением торцевой поверхности сильфона; Q_p – объёмный расход жидкости в подводящем патрубке 2.

Уравнение движения жидкости в подводящем патрубке без учёта гидравлических потерь из-за их малости примет вид:

$$(p_{жс.вх} - p_{жс}) \cdot \frac{S_p \cdot \rho_{жс}}{l_p} = \frac{dQ_p}{dt}, \quad (8)$$

где $p_{жс.вх}$ – давление жидкости перед входным фланцем; S_p – площадь проходного сечения подводящего патрубка; l_p – длина патрубка.

Расход жидкости, связанный с движением торцевой поверхности сильфона, определяется аналогично формуле (5):

$$Q_{ж.х} = S_c \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (9)$$

Полученная система уравнений (1) – (9) достаточна для описания функционирования газового демпфера и расчёта его динамических характеристик.

Исследование переходных характеристик газового демпфера

Исследование переходных характеристик демпфера проводилось численным методом в программной среде Matlab/Simulink. При моделировании использовался одношаговый явный метод Рунге-Кутты 4-го и 5-го порядка (ode 45).

На рис. 3 – 6 показаны графики изменения положения иглы, давления в газовой и жидкостной полостях, а также массового расхода газа на выходе по времени при ступенчатом увеличении давления $p_{жс.вх}$ жидкости перед входным фланцем от 0,5 до 0,6 МПа.

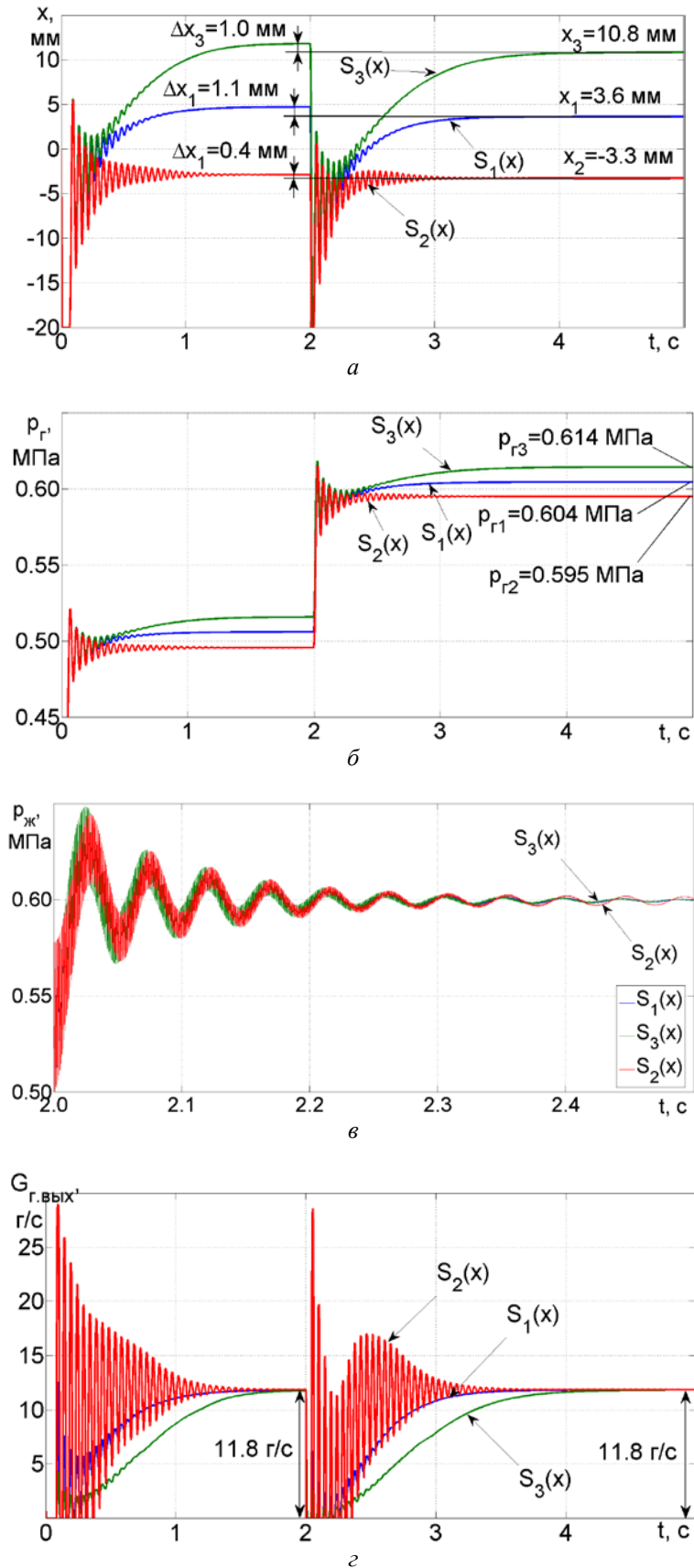


Рис. 3. Переходные процессы по перемещению иглы (а), давлению в газовой (б) и жидкостной (в) полостях и массовому расходу газа (г) при ступенчатом изменении давления жидкости перед входным фланцем при различных настройках проходного сечения газового автоматически регулируемого дросселя

При моделировании переходных характеристик массовый расход газа $G_{z.вх}$, поступающий в газовую полость, остаётся неизменным и определяется входным давлением $p_{z.вх}$ и площадью проходного сечения дросселя 7. При различных характеристиках газового автоматически регулируемого дросселя его игла принимает установившиеся значения x_1 , x_2 , x_3 (рис. 3, а), при этом в газовой полости устанавливаются давления p_{z1} , p_{z2} и p_{z3} соответственно (рис. 3, б). Согласно уравнению неразрывности для газовой полости при установившемся течении расход газа на выходе $G_{z.вых}$ равен входному расходу $G_{z.вх}$ и при входном давлении $p_{z.вх} = 5,4 \text{ МПа}$ составляет $11,8 \text{ з/с}$ (рис. 3, в). В связи с тем, что сильфон под воздействием внешних сил может как растягиваться, так и сжиматься относительно положения своего равновесия ($x=0$), давление в газовой полости может быть как больше, так и меньше давления в жидкостной полости (рис. 3, в). Согласно выбранному положительному направлению x сильфон растягивается и на его торце устанавливается баланс сил, при котором давление в газовой полости превышает давление в жидкостной полости. В случае попадания в отрицательную область x , то есть при сжатии сильфона, наблюдается обратный эффект, при котором сила от жёсткости сильфона становится направленной против сил давления со стороны жидкостной полости. В связи с этим давление в газовой полости становится меньше, чем давление в жидкостной полости.

Анализ приведённых выше графиков показывает, что оптимальное функционирование демпфера будет обеспечено при характеристике $S_1(x)$, близкой к линейной. Более "крутая" зависимость $S_3(x)$ может привести к чрезмерному колебательному процессу рабочих параметров демпфера и, вероятно, к выводу последнего из строя. Более "пологая" характери-

стики $S_2(x)$, напротив, обладает повышенным демпфированием из-за увеличения пневматической жёсткости газовой полости, что приводит к уменьшению быстродействия газового демпфера.

Исследование частотных характеристик газового демпфера

Для определения частотных характеристик газового демпфера применялся программный пакет AMESim, который ввиду своей практичности может быть использован при решении задач подобного рода. Моделирование проводилось в соответствии со схемой на рис. 1 и формулами (1) – (9). Модель демпфера в AMESim приведена на рис. 4.

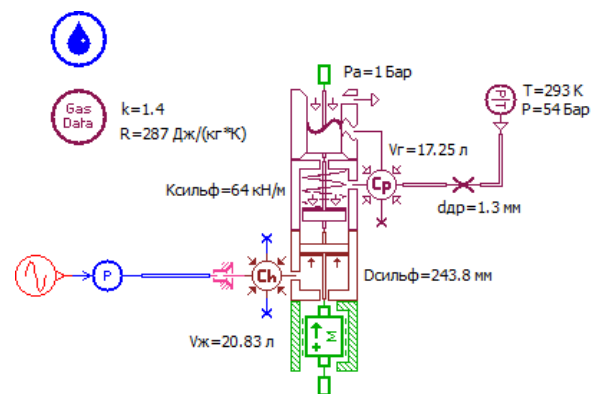


Рис. 4. Расчётная модель газового демпфера в программном пакете AMESim

При моделировании демпфера в пакете AMESim учитывались инерционность, ёмкость и трение в подводящей магистрали, изменение объёмов жидкостной и газовой полостей демпфера, упругие свойства сильфона, его масса и трение скольжения подвижных частей [7-10]. Зависимость площади открытия иглы от его перемещения $S_2(x)$ была задана таблично в соответствии с графиками, приведёнными на рис. 2.

При расчёте частотных характеристик газового демпфера в программном пакете AMESim в автоматическом режиме была проведена линеаризация методом малых отклонений нелинейных функций,

входящих в систему уравнений. Были рассчитаны амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики демпфера в виде отношения комплексной амплитуды колебаний расхода на входе в демпфер к комплексной амплитуде колебаний давления жидкости. Такое отношение параметров газового демпфера называют его входной акустической проводимостью.

Важным является прогнозирование функционирования агрегата при изменении того или иного параметра. Для более полного представления удобно пользоваться частотным анализом. Так, например, увеличение жёсткости сальфона в 2 раза приводит к увеличению собственной частоты газового демпфера на 2.7 Гц (рис. 5, а).

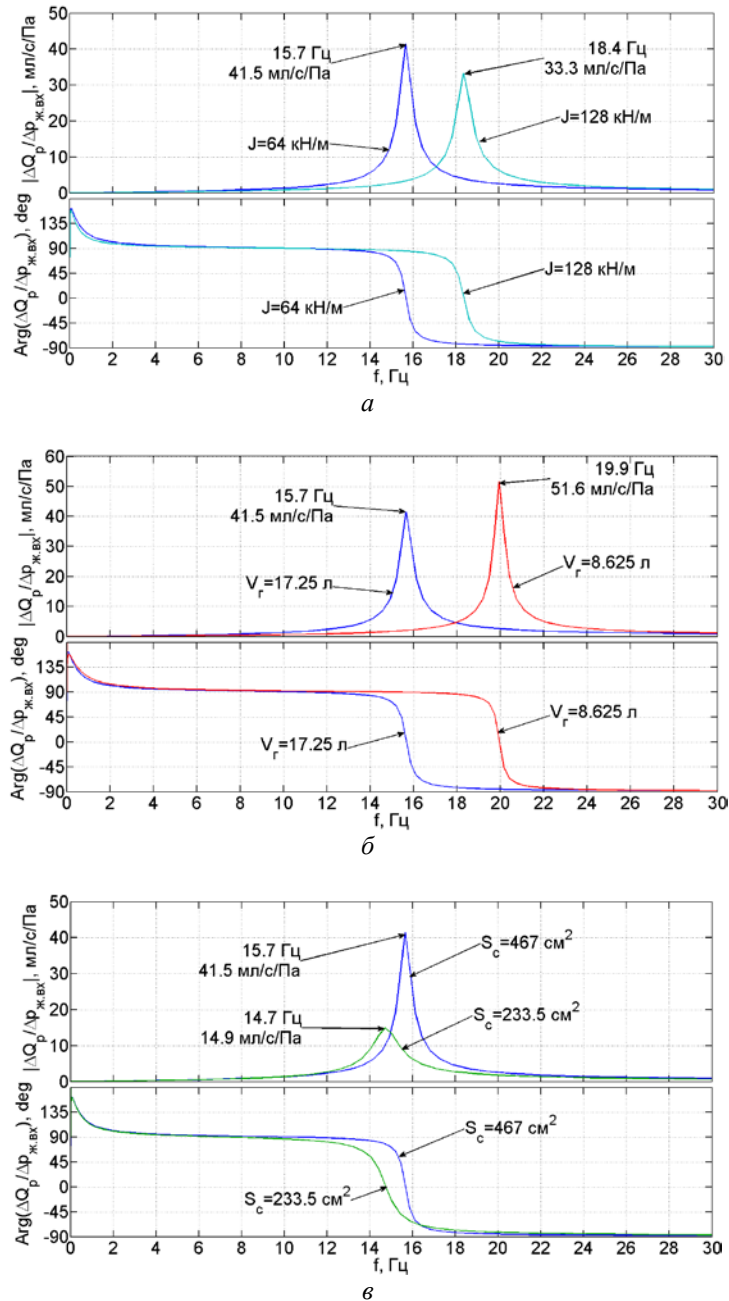


Рис. 5. Амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики газового демпфера при изменении жёсткости J (а), площади S_c (б) сальфона и объёма газовой полости V_g (в)

Уменьшение объёма газовой полости демпфера приводит к смещению резонансного пика до значения $19,9 \text{ Гц}$ (рис. 5, б), что связано с уменьшением податливости газовой полости. Уменьшение площади торцевой поверхности сильфона газового демпфера может приводить к снижению модуля его акустической проводимости на резонансной частоте почти в 3 раза (рис. 5, в) при незначительном смещении резонансного пика.

Из анализа амплитудно-частотных характеристик следует, что на резонансной частоте реализуется наибольшая эффективность демпфера по поглощению колебаний расхода (давления) компонента топлива. Из фазово-частотной характеристики ясно, что на дорезонансных частотах демпфер обладает ёмкостным свойством с положительным сдвигом по фазе, способствующим понижению резонансных частот топливной магистрали, а на зарезонансных частотах – инерционным свойством с отрицательным сдвигом по фазе. Например, подключение такого демпфера к топливной магистрали РН может сдвинуть её резонансную частоту в область низких частот со снижением амплитуд колебаний. При этом происходит отстройка топливной магистрали по частоте от резонансных частот корпуса РН, что способствует повышению запаса её продольной устойчивости. Входная акустическая проводимость газового демпфера, графики которой представлены на рис. 5, является основной характеристикой демпфера, которую целесообразно использовать при решении задач коррекции динамических характеристик топливных магистралей.

На рис. 6 показаны зависимости изменения объёма поступившей в полость

демпфера жидкости от давления на его входе при гармонических колебаниях на дорезонансной, резонансной и зарезонансной частотах. Из представленных характеристик ясно, что они представляют собой «гистерезисные» зависимости по аналогии с механическим демпфером, характеризующимся зависимостью приложенного к нему усилия от деформации. Чем больше площадь, охватываемая замкнутыми кривыми, тем больше поглощаемая демпфером энергия колебаний жидкости. Из графика на рис. 6 следует, что на резонансной частоте эта площадь наибольшая, соответственно будет и больше поглощаемая демпфером энергия колебательного процесса. Наклоны гистерезисных кривых зависят от частоты колебаний расхода (давления) на входе в демпфер. Так как при установке демпфера в топливную магистраль происходит снижение её резонансной частоты, то поглощаемая энергия может быть определена для этой частоты по изложенной выше методике.

Как видно из рис. 5, а, резонансная частота демпфера составляет $15,7 \text{ Hz}$, при этом модуль отношения $|\Delta Q_p / \Delta p_{ж.вх}|$ равен $41,5 \text{ мл/с/Па}$, а аргумент отношения $\arg(\Delta Q_p / \Delta p_{ж.вх})$ изменяется на 180° . На рис. 6 данная частота соответствует замкнутой кривой ($15,7 \text{ Hz}$), при которой газовый демпфер обладает наибольшими свойствами «поглощать» колебания давления жидкости на входе в патрубок. При увеличении или уменьшении частоты колебаний давления жидкости на входе в патрубок относительно резонансной частоты площади, охватываемые замкнутыми кривыми, уменьшаются и соответственно снижается поглощаемая энергия на этих частотах.

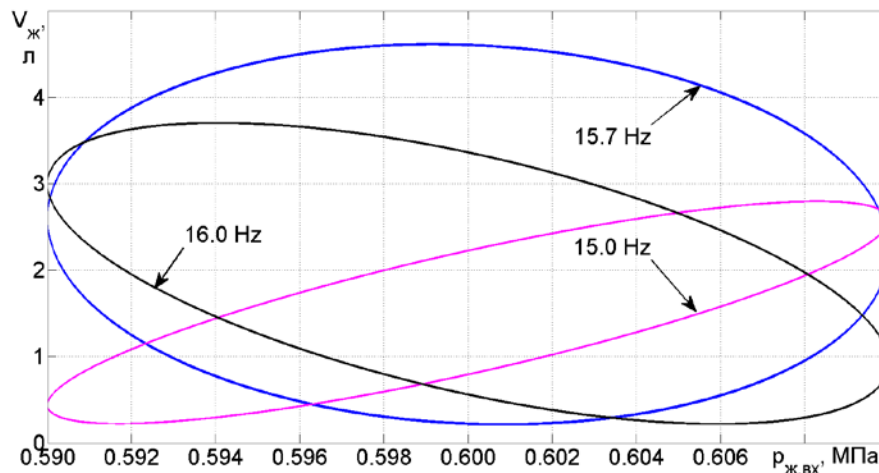


Рис. 6. Зависимость изменения объема жидкости, поступившего в полость газового демпфера, от давления на входе в патрубок при гармонических колебаниях на дорезонансной (15.0 Гц), резонансной (15.7 Гц) и зарезонансной (16.0 Гц) частотах при объеме газовой полости $V_r = 17,25$ л, жесткости $J = 64$ кН/м и площади $S_c = 467$ см² сиффона

Заключение

Разработанные математическая модель и методики расчёта переходных и частотных характеристик газового демпфера могут быть использованы при коррекции динамических характеристик топливоподающих магистралей с целью их отстройки по резонансной частоте и

демпфировании колебательных процессов. Полученные графические зависимости полностью характеризуют свойства газового демпфера и достаточны для включения их в математическую модель корректируемой топливной магистрали при оценке продольной устойчивости РН и качества переходных процессов.

Библиографический список

1. Колесников К.С., Рыбак С.А., Самойлов Е.А. Динамика топливных систем ЖРД / под общ. ред. К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1975. 171 с.
2. Dr. Curtis E. Larsen NASA Experience with Pogo in Human Spaceflight Vehicles // NATO RTO Symposium ATV-152 on Limit-Cycle Oscillations and Other Amplitude-Limited, Self-Excited Vibrations. Norway, 2008. 23 p.
3. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. М.: Машиностроение, 1977. 205 с.
4. Jun Kyoung Lee. Study on Dynamics Modeling of Pogo Suppression Device (PSD) // Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers. 2007. V 11, Iss. 5. P. 23-30.
5. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели: основы проектирования: учеб. для вузов / под ред. Д.А. Ягодникова. М.: МГТУ, 2006. 487 с.
6. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 319 с.
7. Вуде. Метод расчёта колебаний расхода жидкости в трубопроводах ЖРД // Ракетная техника и космонавтика. 1961. № 11. С. 96-104.
8. Zielke W. Frequency-dependent friction in transient pipe flow // ASME Journal of Basic Engineering. 1968. V. 90, no. 1. P. 109-115.
9. Sanada K., Richards C.W., Longmore D.K., Johnston D.N. A finite Element Model of Hydraulic Pipelines Using an Optimized Interlacing Grid System // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I, Journal of Systems and Control Engineering. 1993. V. 207, no. 4. P. 213-221.
10. Lallement J. Etude du comportement dynamique des lignes hydrauliques, Lesmémoires techniques du CETIM. 1976. 65 p.

Информация об авторах

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: динамика систем управления и контроля параметров технологических и энергетических установок.

Одинокоев Денис Александрович, инженер-конструктор АО «РКЦ «Прогресс», г. Самара. E-mail: deo@rambler.ru. Область научных интересов: динамика упругих систем.

Стадник Дмитрий Михайлович, младший научный сотрудник НИИ-201, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sdm-63@bk.ru. Область научных интересов: моделирование систем регулирования давления газа, динамика регуляторов давления.

Грешняков Павел Иванович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pavel.ssau@gmail.com. Область научных интересов: мехатроника, робототехника.

STUDY OF CHARACTERISTICS OF THE LAUNCH VEHICLE FUEL LINE GAS DAMPER

© 2015 A. G. Gimadiev¹, D. A. Odinkov², D. M. Stadnik¹, P. I. Greshnyakov¹

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Joint-Stock Company Space Rocket Center «Progress», Samara, Russian Federation

Ensuring the longitudinal stability and quality of regulation of a liquid-propellant launch vehicle is very important in its development and operation. It is known that the use of gas dampers installed in the feed line is one of the effective ways to provide longitudinal stability of a launch vehicle. Correct choice of damper characteristics makes it possible to eliminate the possibility of coinciding of the natural frequencies of oscillations of pressure of the liquid in the feed line and in the launch vehicle body and thus to ensure the longitudinal stability. Methods of mathematical and numerical simulation are applied for the analysis of gas damper characteristics using the software package MatLab/Simulink and AMESim. The paper presents a mathematical model of the gas damper, its transient and frequency responses are analyzed. The acoustic conductance of the gas damper is calculated as its generalized dynamic characteristics. Variations of volume are plotted as a function of liquid pressure at the damper inlet in case of harmonic oscillations. The developed model of the gas damper can be used in analyzing the frequency response of the fuel feed line in the framework of solving the problem of ensuring the longitudinal stability of a launch vehicle.

Launch vehicle, longitudinal stability, fuel line, gas damper, mathematical model, Matlab/Simulink, AMESim, acoustic conductance, frequency characteristics.

References

1. Kolesnikov K.S., Rybak S.A., Samoilo E.A. *Dinamika toplivnykh system ZhRD* [Dynamics of fuel systems of liquid-propellant launch vehicles / ed. by K.S. Kolesnikov]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 171 p.
2. NASA Experience with Pogo in Human Spaceflight Vehicles. *NATO RTO Symposium ATV-152 on Limit-Cycle Oscillations and Other Amplitude-Limited, Self-Excited Vibrations*. Norway, 2008. 23 p.

3. Natanzon M.S. *Prodol'nye avtokolebaniya zhidkostnoy rakety* [Longitudinal oscillations of a liquid-propellant rocket]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 205 p.

4. Jun Kyoung Lee Study on Dynamics Modeling of Pogo Suppression Device (PSD). *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*. 2007. V. 11, Iss. 5. P. 23-30. (In Korean).

5. Dobrowolski M.V. *Zhidkostnye raketnye dvigateli: osnovy proektirovaniya: ucheb. dlya vuzov / pod red. D.A. Yagodnikova* [Liquid rocket engines: basis of design: textbook for institutes of higher education / edited by D.A. Yagodnikova. Revised and enlarged edition]. Moscow: Bauman State Technical University Publ., 2006. 487 p.

6. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov: ucheb. dlya vuzov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives: textbook for institutes of higher education].

Moscow: Bauman State Technical University Publ., 2002. 319 p.

7. Woode. Calculation method of liquid flow fluctuations in LRE pipelines. *AIAA Journal*. 1961. No. 11. P. 96-104.

8. Zielke W. Frequency-dependent friction in transient pipe flow. *ASME Journal of Basic Engineering*. 1968. V. 90, no. 1. P. 109-115.

9. Sanada K., Richards C.W., Longmore D.K., Johnston D.N. A finite Element Model of Hydraulic Pipelines Using an Optimized Interlacing Grid System. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 1993. V. 207, Iss. 4. P. 213-221.

10. Lallement J. Study of the dynamic behavior of the hydraulic lines, Lesmémoires techniques du CETIM. 1976. 65 p. (In French).

About the authors

Gimadiev Asgat Gatjatovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Area of Research: correction of dynamic characteristics of pressure measuring systems in gas turbine engine tests.

Odinokov Denis Aleksandrovich, design engineer, Space Rocket Center "Progress", Samara, Russian Federation. E-mail: deo@rambler.ru. Area of Research: dynamics of elastic systems.

Stadnik Dmitry Mikhailovich, junior research associate, Research Institute (201), Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: sdm-63@bk.ru. Area of Research: modeling systems of gas pressure control, dynamic of gas pressure control valves.

Greshnyakov Pavel Ivanovich, post-graduate student, Department of Power Plant Automatic Systems, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. Email: pavel.ssau@gmail.com. Area of Research: mechatronics and robotics.