

ДИНАМИКА ДРЕНАЖНО-ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

©2014 М.В. Макарьянц¹, Л.В. Кудюров², Ю.К. Мустафаев², Д.В. Туманов¹

¹ОАО «РКЦ «Прогресс», г. Самара

²Самарский государственный университет путей сообщения

Представлена математическая модель, имитирующая работу дренажно-предохранительного клапана (ДПК) в режиме регулирования давления при помощи чувствительного элемента (ЧЭ). Движение рассмотрено с учётом изменения пневмообъёмов, предусмотренных конструкцией прибора, давления в них при постоянной температуре, наличия перетекания газа между указанными объёмами по специальным каналам, трения тарели о направляющую, а также при наличии внешних возмущений периодического характера с изменяемой частотой. Приведены результаты численного моделирования, а также анализ причин занижения поддерживаемого давления при определённых частотах.

Клапан, динамика, математическая модель, пневмообъём, давление, трение.

В системе регулирования давления в топливных баках летательных аппаратов имеют место нежелательные явления, в частности, вибрация тарели дренажно-предохранительного клапана (ДПК), особенно на резонансных режимах, которые могут привести к неустойчивой работе клапана. При выборе метода, способного устранить указанный недостаток в штатной ситуации, предпочтение следует отдать тому, который не приводит к серьёзным изменениям конструкции. В этом смысле достаточно эффективным является увеличение силы трения между стенками тарели и направляющей корпуса ДПК. Поэтому разработка математической модели работы ДПК с учётом всех

пневмообъёмов и соединяющих их специальных каналов, учётом трения тарели клапана о направляющую имеет теоретический и практический интерес и является актуальной.

В поставленной задаче рассматривается двухмассовая модель ДПК (рис. 1) (корпус-клапан). Предполагаемый закон отклонения поверхности основания клапана (стенки бака) от положения статического равновесия имеет вид гармонических колебаний:

$$\Delta_0 = A \cdot \sin(\omega t), \quad (1)$$

где A – амплитуда колебаний, ω – круговая частота, изменяемые в процессе испытаний.

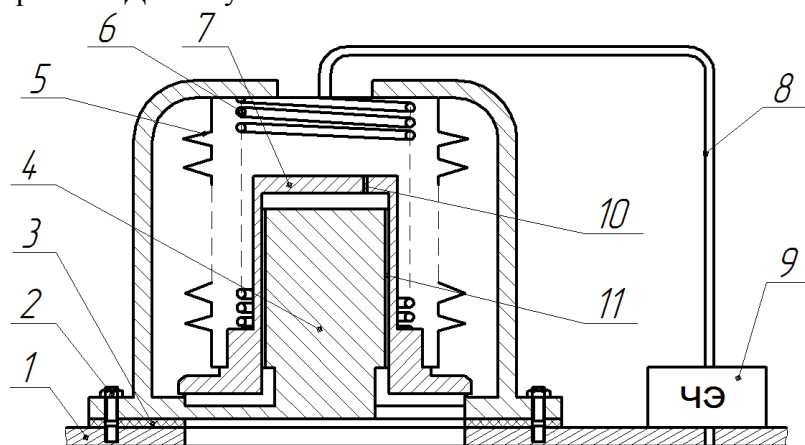


Рис. 1. Дренажно-предохранительный клапан: 1 – стенка бака, 2 – крепёжные болты, 3 – прокладка, 4 – корпус клапана совместно с направляющей тарели клапана, 5 – сильфон, 6 – пружина, 7 – тарель клапана, 8 – дренажный канал сильфона, 9 – чувствительный элемент, 10 – канал в доньшке тарели клапана, 11 – п-образные каналы в направляющей тарели клапана

В положении статического равновесия (положение покоя) в начальный момент времени ($t = t_0 = 0$) клапан закрыт. Тарель клапана 7 прижата к седлу корпуса 4. При этом предварительная деформация (сжатие) эквивалентной пружины клапана 6 равно λ_2 . Корпус клапана притянут к основанию через упругую прокладку 3 при помощи болтов 2. Таким образом, можно считать, что корпус клапана взаимодействует с основанием через упруго-демпфирующую связь. Кроме того, в состоянии статического равновесия на рассматриваемые тела системы ДПК действуют силы давления со стороны пневмоёмкостей, к которым относятся:

V_6 – пневмоёмкость бака с давлением p_6 ;

V_1 – пневмоёмкость между внешней поверхностью тарели клапана, корпусом и сильфоном клапана с давлением p_1 (ёмкость внутри сильфона);

V_2 – пневмоёмкость между внутренней поверхностью тарели клапана (доннышком) и внешней поверхностью направляющей с давлением p_2 ;

V_3 – пневмоёмкость чувствительного элемента с давлением p_3 .

С учётом этого на элементы ДПК действуют силы:

- на корпус и клапан изнутри объёма V_1

$$P_1 = p_1 \cdot S_1,$$

где S_1 – площадь тарели клапана в горизонтальной проекции;

- на корпус и клапан изнутри объёма V_2

$$P_2 = p_2 \cdot S_2,$$

где S_2 – площадь дна тарели клапана.

В состоянии покоя давление во всех пневмоёмкостях принимается одинаковым и равным начальному давлению в баке, то есть $p_{10} = p_{20} = p_{30} = p_{60}$, а подъёмная сила удовлетворяет соотношению:

$$P_0 \leq F_{2ст} + P_1.$$

При наддуве (расход газа на входе в бак, $G_0 \neq 0$) давление в пневмоёмкости бака V_6 повышается, растёт подъёмная сила P_0 , которая согласно [1] принимается равной

$$P_0 = \alpha S_T (p_6 - p_1) + A_2 (z_2 - z_1) p_6 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \frac{A_2^2 p_6 R T_6}{S_T}, \quad (2)$$

где z_1, z_2 – перемещения корпуса и тарели клапана вдоль оси симметрии относительно инерциальной системы координат, соответственно;

R – универсальная газовая постоянная;

T_6 – температура в пневмоёмкости бака;

S_T – площадь рабочей поверхности тарели клапана;

α – коэффициент подъёмной силы.

A_2 вычисляется по формуле [1]:

$$A_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_6} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}},$$

где μ_2 – коэффициент расхода;

k – показатель адиабаты;

d_2 – диаметр седла (или рабочей поверхности тарели).

Давление в пневмоёмкости бака изменяется, и скорость этого изменения равна [1]:

$$\frac{dp_6}{dt} = [G_0 - A_2 (z_2 - z_1) p_6 - S_T \frac{p_6}{RT_6} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)] \frac{nRT_0}{V_6}, \quad (3)$$

где G_0 – расход газа на входе в бак;

n – показатель политропы;

T_0 – температура газа на входе в бак.

При этом скорость изменения расхода газа G_{k1} через канал II в направляющей (кольцевой зазор между направляющей с п-образными проточками и внутренней поверхностью клапана) согласно [1] равна

$$\frac{dG_{k1}}{dt} = \frac{\pi \cdot d_{k1}}{4 \cdot l_{k1}} (p_6 - p_2 - R_{k1} G_{k1}), \quad (4)$$

где d_{k1} – приведённый диаметр канала II ;

l_{k1} – длина канала II ;

R_{k1} – гидравлическое сопротивление:

$$R_{k1} = \frac{128 \cdot l_{k1}}{\pi \cdot d_{k1}^4} \cdot \nu;$$

ν – кинематическая вязкость газа.

Аналогично можно получить скорость изменения давления p_2 в пневмоёмкости V_2 :

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{n \cdot R \cdot T_2}{V_{20} + S_2(z_2 - z_1)} \times \left[G_{k1} - G_{k2} - \frac{P_2}{R \cdot T_2} S_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \right], \quad (5)$$

где G_{k2} – расход газа через канал 10 (отверстие в доньшке тарели клапана);

V_{20} – начальный объём пневмоёмкости 2;

T_2 – температура газа в пневмоёмкости 2.

Скорость изменения расхода через канал 10:

$$\frac{dG_{k2}}{dt} = \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4 \cdot l_{k2}} (p_2 - p_1 - R_{k2} G_{k2}), \quad (6)$$

где d_{k2} – диаметр канала 10;

l_{k2} – длина канала 10;

R_{k2} – гидравлическое сопротивление канала 10:

$$R_{k2} = \frac{128 \cdot l_{k2}}{\pi \cdot d_{k2}^4} \nu.$$

Скорость изменения давления в пневмоёмкости V_1 :

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{n \cdot R \cdot T_2}{V_{10} - S_1(z_2 - z_1)} \times \left[G_{k2} - G_{k4} + \frac{P_1}{R \cdot T_1} S_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \right], \quad (7)$$

где V_{10} – начальный объём пневмоёмкости 1;

T_1 – температура в пневмоёмкости V_1 ;

G_{k4} – расход через дренажный канал 8 (верхняя часть корпуса).

Учитывая, что открытие клапана происходит при открытом истечении газа из полости V_1 через дренажный канал в пространство с давлением p_a по команде от чувствительного элемента (ЧЭ) 9, необходимо определить расход G_{k4} при этом и учесть его в уравнении (7).

Скорость изменения расхода через канал 8 при открытом ЧЭ:

$$\frac{dG_{k4}}{dt} = \frac{\pi \cdot d_{k4}^2}{4 \cdot l_{k4}} (p_a - p_1 - R_{k4} G_{k4}), \quad (8)$$

где d_{k4} – диаметр канала 8;

l_{k4} – длина канала 8;

R_{k4} – гидравлическое сопротивление канала 8:

$$R_{k4} = \frac{128 \cdot l_{k4}}{\pi \cdot d_{k4}^4} \nu.$$

При снижении давления в баке ниже давления настройки ЧЭ, дренажный канал сильфона запирается на глухую полость объёмом V_3 . При этом скорость изменения расхода через канал равна:

$$\frac{dG_{k4}}{dt} = \frac{\pi \cdot d_{k4}^2}{4 \cdot l_{k4}} (p_3 - p_1 - R_{k4} G_{k4}). \quad (9)$$

Скорость изменения давления в пневмоёмкости V_3 определяется согласно уравнению:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{n \cdot R \cdot T_2}{V_3} G_{k4}. \quad (10)$$

За время нахождения в открытом состоянии клапана ЧЭ давление p_3 в объёме V_3 снижается до атмосферного p_a .

Таким образом, определение подъёмной силы связано с необходимостью учёта давлений во всех пневмоёмкостях, соединённых каналами.

В динамике клапана большую роль, как демпфирующие факторы, играют сила трения и диссипативные силы. Примем допущение, что сила трения не зависит от скорости и определяется по закону Кулона. В модели эта сила считается заданной.

Все связи между элементами ДПК обладают упругими и демпфирующими свойствами. Упругие свойства характеризуются коэффициентами жёсткости:

c_1 – в контакте корпуса и основания;

c_2 – коэффициент жёсткости пружины и сильфона клапана;

c_7 – коэффициент жёсткости в контакте тарель клапана – седло;

c_8 – коэффициент жёсткости в контакте тарель-корпус при $(z_2 - z_1)$ больше максимальной величины подъёма тарели относительно корпуса h_{max} .

Демпфирующие свойства связей характеризуются коэффициентами дис-

сипации b_1, b_2, b_7, b_8 с соответствующими пружинам индексами. С учётом этого силы упругости, действующие в названных, связях равны:

$$F_1 = c_1 \cdot (z_1 - \Delta_0 - \lambda_1),$$

$$F_2 = c_2 \cdot (z_2 - z_1 + \lambda_2),$$

$$F_7 = c_7 \cdot (z_2 - z_1 + \lambda_7), \quad F_8 = c_8 \cdot (z_2 - z_1),$$

где $\lambda_1 - \lambda_8$ – соответствующие статические деформации, а диссипативные силы равны:

$$R_{g1} = b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{\Delta}_0), \quad R_{g2} = b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1),$$

$$R_{g7} = b_7 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2), \quad R_{g8} = b_8 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2).$$

Принимая, что тарель клапана и корпус перемещаются только параллельно оси симметрии, найдём кинетическую энергию в виде:

$$T_1 = \frac{1}{2}(m_1 + m_3) \cdot \dot{z}_1^2; \quad T_2 = \frac{m_2}{2} \dot{z}_2^2.$$

Таким образом, полная кинетическая энергия системы равна:

$$T = \frac{1}{2}[(m_1 + m_3) \cdot \dot{z}_1^2 + m_2 \cdot \dot{z}_2^2]. \quad (11)$$

Потенциальная энергия упругой деформации элементов крепления корпуса к основанию:

$$\Pi_1 = \frac{c_1}{2}(z_1 - \Delta_0 - \lambda_1)^2 - \frac{c_1}{2}\lambda_1^2. \quad (12)$$

Потенциальная энергия пружины клапана:

$$\Pi_2 = \frac{c_2}{2}(z_2 - z_1 + \lambda_2)^2 - \frac{c_2}{2}\lambda_2^2. \quad (13)$$

Потенциальная энергия упругой связи тарель клапана – седло:

$$\Pi_3 = \frac{c_7}{2}(z_1 - z_2 - \lambda_7)^2 - \frac{c_7}{2}\lambda_7^2. \quad (14)$$

Эта связь работает при условии $z_1 > z_2$.

Потенциальная энергия упругой связи тарель клапана–корпус (контакт происходит при подъёме тарели на конструктивно допускаемую высоту h_{max}):

$$\Pi_8 = \frac{c_8}{2}(z_2 - z_1)^2. \quad (15)$$

Полная потенциальная энергия равна:

$$\Pi = \sum_{i=1}^8 \Pi_i. \quad (16)$$

Из (11) находим:

$$\frac{dT}{dz_1} = 0; \quad \frac{dT}{dz_2} = 0; \quad (17)$$

$$\frac{dT}{dz_1} = (m_1 + m_3) \cdot \dot{z}_1, \quad \frac{dT}{dz_2} = m_2 \cdot \dot{z}_2.$$

Из (16) с учётом (12) – (15) следует:

$$\frac{d\Pi}{dz_1} = -c_2(z_2 - z_1 + \lambda_2) + c_1(z_1 - \Delta_0 - \lambda_1) + c_8\mathcal{G}(z_2 - z_1) + c_7\mathcal{G}(z_1 - z_2 - \lambda_7) = -Q_1; \quad (18)$$

$$\frac{d\Pi}{dz_2} = c_2(z_2 - z_1 + \lambda_2) - c_8\mathcal{G}(z_2 - z_1) - c_7\mathcal{G}(z_1 - z_2 - \lambda_7) = -Q_2; \quad (19)$$

если $z_1 > z_2$, то $\mathcal{G} = 1$, иначе $\mathcal{G} = 0$,

если $z_2 - z_1 \geq h_{max}$, то $\mathcal{G}_1 = 1$, иначе $\mathcal{G}_1 = 0$,

Q_1, Q_2 – обобщённые силы, обусловленные консервативными силовыми факторами.

Координаты z_1, z_2 независимы и однозначно определяют положение системы в любой момент времени. Поэтому дифференциальные уравнения движения в форме Лагранжа имеют вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\delta A}{\delta q_j}, \quad (20)$$

где $j = 1, 2; q_1 = z_1, q_2 = z_2$;

δA – возможная работа неконсервативных сил, рассмотренных выше:

$$\delta A = (P_0 - P_2 + P_3 + F_{mp21} - R_{g1} - R_{g2} - \mathcal{G}R_{g7} - \mathcal{G}_1R_{g8})\delta z_1 + (P_1 + P_2 - P_3 - F_{mp12} - R_{g2} - \mathcal{G}R_{g7} - \mathcal{G}R_{g8})\delta z_2;$$

$$F_{mp12} = F_{mp} \text{sign}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2),$$

$$F_{mp21} = F_{mp} \text{sign}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1).$$

Поскольку вариации δq_j независимы и виртуальны, возможны варианты:

$$\delta z_1 \neq 0, \quad \delta z_2 = 0;$$

$$\delta z_1 = 0, \quad \delta z_2 \neq 0.$$

С учётом этого получим:

$$\frac{\delta A}{\delta z_1} = P_1 - P_2 + F_{mp12} + F_{mp21} - R_{g1} - R_{g2} - \mathcal{G}R_{g7} - \mathcal{G}_1R_{g8} = Q_{1n}; \quad (21)$$

$$\frac{\delta A}{\delta z_2} = P_0 + P_2 - P_1 - F_{mp21} - R_{g2} - \mathcal{G}R_{g7} - \mathcal{G}_1R_{g8} = Q_{2n}.$$

После подстановки (17) – (19) и (21) в (20) получим дифференциальные урав-

нения движения рассматриваемой механической системы в виде:

$$(m_1 + m_3)\ddot{z}_1 = Q_1 + Q_{1н}; \quad (22)$$

$$m_2\ddot{z}_2 = Q_2 + Q_{2н}.$$

Для численного интегрирования этих уравнений следует перейти к форме Коши:

$$q_1 = z_1, \quad q_2 = z_2,$$

$$q_3 = \dot{z}_1, \quad q_4 = \dot{z}_2.$$

С учётом этого, уравнения (22) сводятся к системе четырёх дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\dot{q}_1 = q_3;$$

$$\dot{q}_2 = q_4;$$

$$\dot{q}_3 = (Q_1 + Q_{1н}) \frac{1}{m_1 + m_3}; \quad (23)$$

$$\dot{q}_4 = (Q_2 + Q_{2н}) \frac{1}{m_2}.$$

Начальные условия:

$$q_1(0) = q_2(0) = q_3(0) = q_4(0) = 0. \quad (24)$$

Уравнения (23) с учётом (24) интегрируются численным методом совместно с дифференциальными уравнениями (3) – (10). При этом принимаются следующие обобщённые координаты:

$$q_5 = p_0, \quad q_6 = p_1, \quad q_7 = p_2,$$

$$q_8 = G_{k1}, \quad q_9 = G_{k2}, \quad q_{10} = G_{k4}.$$

Построенная упрощённая математическая модель ДПК после интегрирования дифференциальных уравнений движения позволяет наблюдать динамику прибора при различных возмущениях на заданном временном интервале и решить следующие задачи:

- определить резонансную частоту вынужденных колебаний и построить амплитудно-частотную характеристику клапана;

- оценить влияние демпфирующих факторов на динамику клапана, в том числе силы трения, а также сечения и длины газовых каналов;

- методом фазовых траекторий исследовать и оценить области устойчивой работы клапана.

В качестве примера на рис. 2 – 6 приведены результаты численных расчётов по оценке влияния силы трения, как демпфирующего фактора, на движение тарели клапана.

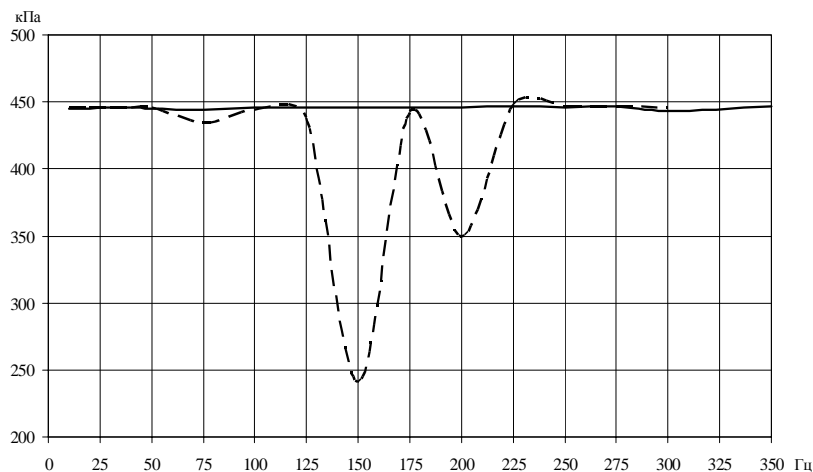


Рис. 2. Расчетная АЧХ клапана при различных значениях силы трения

АЧХ клапана (рис. 2) представляет график изменения поддерживаемого давления в баке при колебаниях вибростола в диапазоне частот 10...350 Гц с постоянной амплитудой виброускорения 5g. Штриховой линией изображён график для клапана при силе трения 5 Н. Сплошная

линия представляет график клапана, построенный для силы трения 25Н при неизменных остальных исходных данных. На АЧХ отчетливо видно падение поддерживаемого давления на определённых частотах для клапана с низким демпфированием и отсутствие падения при увели-

чении степени демпфирования. Причина лученных колебаний клапана (рис. 3-6).
такого снижения давления - в форме по-

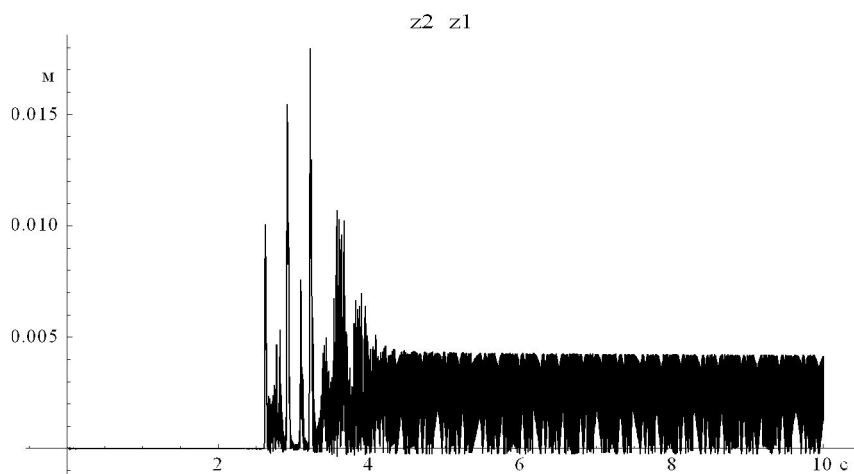


Рис. 3. Колебания клапана на частоте 200 Гц при величине силы трения 5 Н

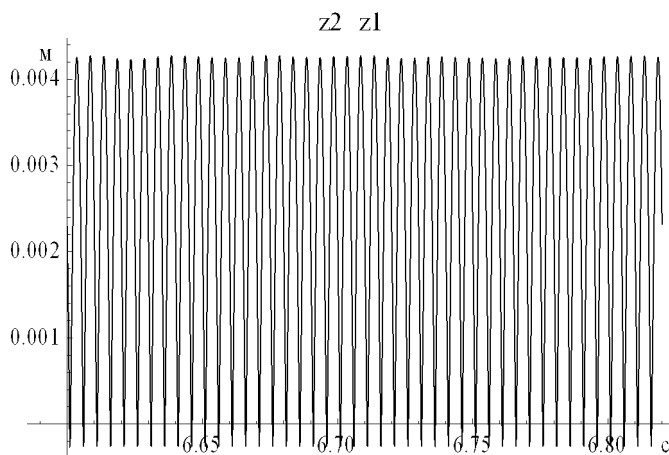


Рис. 4. Увеличенный фрагмент рис. 3, демонстрирующий форму колебаний клапана

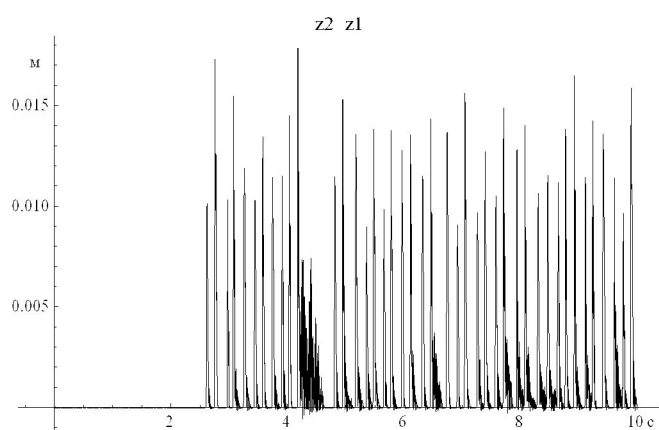


Рис. 5. Колебания клапана на частоте 200 Гц при величине силы трения 25 Н

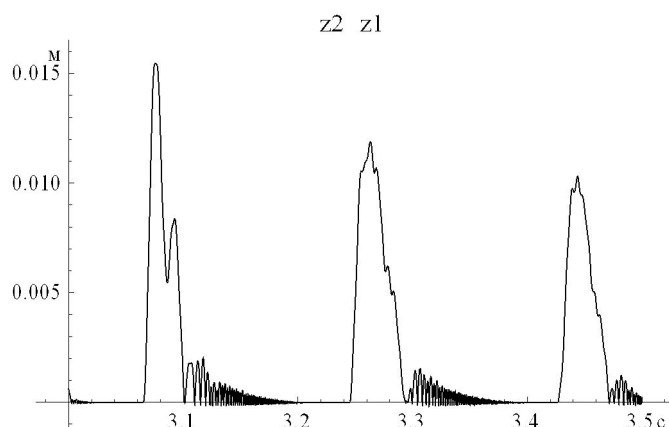


Рис. 6. Фрагмент рис. 5, демонстрирующий изменение формы колебаний при увеличении силы трения

При частоте колебаний 200 Гц средняя (интегральная) высота подъёма клапана составила 2,5 мм, а при частоте 150 Гц достигла значения 3,6 мм, вызывая увеличенный расход газа через клапан и просадку поддерживаемого давления в баке, что видно на рис. 3 и 4. В то же время при увеличенной силе трения она не выходила за нормальное значение 1,8-1,9 мм, (рис. 5 и 6), что соответствует расходу клапана, обеспечивающему поддержание давления в районе заданного значения,

благодаря быстрому гашению остаточных колебаний после подскоков клапана, вызванных срабатыванием ЧЭ (последующие подскоки клапана после высоких пиков на графиках). Таким образом, можно сделать вывод, что увеличение силы трения клапана о направляющую позволяет изменить форму колебаний в районе резонансов и обеспечить сохранение требуемого расхода и поддержание заданного давления в ёмкости.

Библиографический список

1. Стадник Д.М., Свербилов В.Я., Макарьянц Г.М. Обеспечение устойчивости и устранение автоколебаний регулятора давления газа непрямого действия // Век-

тор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. № 2. С. 203-211.

2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматлит, 1959. 439 с.

Информация об авторах

Макарьянц Михаил Викторович, заместитель главного конструктора, Ракетно-космический центр «Прогресс». Область научных интересов: механика, космонавтика, ракетная техника.

Кудюров Лев Владимирович, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика и инженерная графика», Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: lkudyurov@mail.ru. Область научных интересов: теоретическая механика, механика твёрдого тела, механика жидкости и газа, нелинейные колебания, математическое моделирование в механике.

Мустафаев Юрий Кямалович, старший преподаватель кафедры «Механика и инженерная графика», Самарский государственный университет путей сообщения. E-mail: mustafaev.yuri@mail.ru. Область научных интересов: теоретическая механика, механика твёрдого тела, механика жидкости и газа, математическое моделирование.

Туманов Дмитрий Вячеславович, начальник группы, Ракетно-космический центр «Прогресс». Область научных интересов: механика, ракетная техника, постановка и обработка эксперимента.

DYNAMIC OF THE A SAFETY VENT VALVE

© 2014 M.V. Makaryjants, L.V. Kudyurov, Yu.K. Mustafaev, D.V. Tumanov

Samara Space Centre “Progress”, Samara, Russian Federation

The mathematical model that simulates the running of drainage safety valve is concerned. The valve controls pressure through the sensor. The movement is discussed taking into account the following aspects: alterations of pneumatic capacities specified in device design, alterations of the pressure in pneumatic volumes at the permanent temperature, there is gas overflow occurring in special channels between specified volumes, there is the friction between the valve plate and its sliding rail, there are periodical external dithers of a variable frequency. The results of computational modeling and cause analysis of maintained pressure depreciation by the specified frequencies are provided.

Valve, dynamic, mathematical model, pneumatic volume, pressure, friction.

References

1. Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Makaryants G.M. Providing stability and elimination self-excited oscillations of a pilot-operated gas pressure control valve // *Vektor nauki TGU*. 2013. No. 2. P. 203-211. (In Russ.)
2. Timoshenko S.P. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Vibration problems in engineering]. Moscow: Fizmatlit Publ., 1959. 439 p.

About the authors

Makaryjants Michael Victorovich, Deputy General Designer, Head of Department. Samara Space Centre “Progress”. Area of Research: mechanics, cosmonautics, rocket engineering.

Kudyurov Lev Vladimirovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, sub-faculty of Mechanic and Engineering Graphic. Samara State Railway University. E-mail: lkudyurov@mail.ru. Area of Research: theoretical mechanics, mechanics of solid, mechanics of liquid and gas, nonlinear oscillations, mathematical modeling in mechanics.

Mustafaev Yuri Kyamalovich, Professor, sub-faculty of Mechanic and Engineering Graphic. Samara State Railway University. E-mail: mustafaev.yuri@mail.ru. Area of Research: theoretical mechanics, mechanics of solid, mechanics of liquid and gas, mathematical modeling.

Tumanov Dmitrii Vyacheslavovich, engineer, Group Manager of Department 1126. Samara Space Centre “Progress”. Area of Research: mechanics, rocket engineering, experimental technique.