

УДК 539.319:621.787+629.78

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СРАБАТЫВАНИЯ ТОПЛИВНЫХ ПНЕВМОКЛАПАНОВ СВЕРХТЯЖЁЛЫХ РАКЕТОНОСИТЕЛЕЙ В ЗАДАЧАХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

© 2012 В. П. Сазанов¹, А. В. Чирков²¹ЗАО ВКБ РКК «Энергия» имени С. П. Королёва, г. Самара²Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

На основании опыта проектирования группы пневмоклапанов окислительной системы центрального блока ракетносителя «Энергия» предложена методика расчёта динамического нагружения при срабатывании.

Криогенный топливный пневмоклапан, пневмопривод, гидравлический демпфер, начальные условия, коэффициент сопротивления.

К агрегатам пневмогидравлических систем ракетно-космической техники предъявляются высокие требования по надёжности. Поэтому при их создании для каждого изделия или группы изделий предусматривается разработка программы обеспечения надёжности, содержащей комплекс организационно-технических мероприятий с последовательным выполнением на всех этапах жизненного цикла изделий (разработки, изготовления, эксплуатации).

Как показывает практика, одной из самых важных задач повышения надёжности функционирования криогенных пневмоклапанов, выполненных по принципиальной схеме с концентрической тарелью, является вопрос снижения до допустимого уровня динамического нагружения при срабатывании этих агрегатов. В свою очередь, причинами высокого уровня динамических нагрузок являются большие габариты, большие подвижные массы и ход тарели, высокий уровень рабочего давления в магистрали, высокая силовая характеристика пневмопривода, связанная с обеспечением жёстких требований по герметичности затвора.

В статье на основании опыта создания группы криогенных топливных пневмоклапанов системы окислителя (жидкого

кислорода) центрального блока ракетносителя «Энергия» предлагаются методы решения задачи проектирования агрегатов пневмогидравлических систем с учётом динамического нагружения при срабатывании.

Для упрощения математического моделирования предложено разделить процесс динамики срабатывания пневмоклапана на определённые этапы. Типовая циклограмма данного процесса приведена на рис. 1.

Этап I (t_3) – время задержки до момента срабатывания пневмопривода.

Этап II (t_c) – время движения поршня. Суммарное время срабатывания:

$$t_{\Sigma} = t_3 + t_c.$$

Этап III (t_{κ}) – время процесса динамического нагружения до его затухания.

Расчёт времени срабатывания пневмоклапанов сводится к решению системы совместных уравнений состояния пневматической, гидравлической и механической систем. В научно-технической литературе, в которой рассматривается проектирование пневмоустройств, достаточно подробно изучены вопросы расчёта времени срабатывания [1, 6, 7].

На основании проведённого исследования на одномассовой модели теории

механического удара и колебаний определено, что допускаемый уровень динамического нагружения может быть обеспечен при условии получения прогнозируемых начальных параметров пневмопривода перед ударом (силы и скорости). В практике проектирования прогнозируемые параметры скорости реализуются выполнением условия установившегося движения пневмопривода.

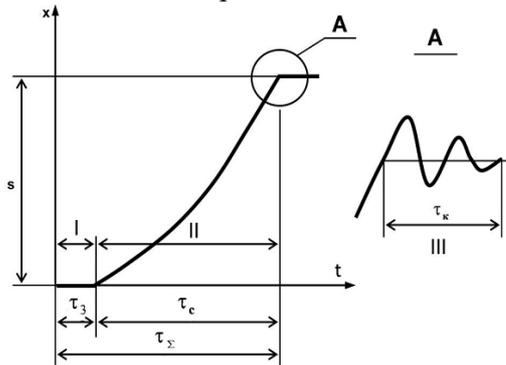


Рис. 1. Циклограмма срабатывания пневмоклапана: s – ход пневмопривода; x – текущая координата

Теоретические основы его получения подробно рассмотрены в [2]. С достаточной для расчётов точностью условие получения движения, близкого к установившемуся, записывается в виде:

$$d \leq d_y, \tag{1}$$

где $d = v_{cp} \sqrt{\frac{m}{P_s}}$, v_{cp} – средняя скорость поршня, m – масса подвижных частей, P – сила сопротивления, s – ход пневмопривода. Безразмерный критерий d рассматривается как критерий инерционности привода, а величина d_y зависит от начальных условий по давлению в полостях пневмопривода [2].

Для выполнения условия (1) необходимо на конечном участке движения создать достаточный уровень сопротивления перемещению пневмопривода. На практике при проектировании топливных пневмоклапанов ракетносителей это обеспечивается установкой дроссельных шайб на выходе из выхлопной полости. Однако для крупногабаритных агрегатов наилучшим способом создания искусственного сопротивления является установка встро-

енных демпферов гидравлического или пневматического действия.

Решение задачи обеспечения допускаемого нагружения при срабатывании рассмотрено для случая применения жидкости в качестве рабочего тела демпфера. Для упрощения решения с целью получения необходимых для практического использования рекомендаций и критериев приняты следующие допущения:

- движение пневмопривода на конечном участке принимается установившимся;
- рабочая жидкость в демпфере считается несжимаемой;
- сила сопротивления газов в выхлопной полости пневмопривода не учитывается ввиду её небольшой величины по сравнению с силой сопротивления демпфера;
- сила от пневмопривода и гидравлической среды на тарель пневмоклапана принимается постоянной по времени. Как правило, в управляющей полости привода в конце хода устанавливается давление, близкое к магистральному, а время процесса динамического нагружения намного меньше периода колебаний жидкости при гидроударе.

Криогенные жидкости относятся к разряду маловязких, и, соответственно, в системах с гидравлическими демпферами принято считать, что сила сопротивления этих устройств прямо пропорциональна квадрату скорости движения поршня, т.е. $P_0 = kv^2$, где k – коэффициент сопротивления; v – скорость движения поршня.

Выводы условия допускаемого нагружения сделаны с использованием расчётной одномассовой модели удара тела о преграду с элементом сопротивления, которым является гидравлический демпфер (рис. 2).

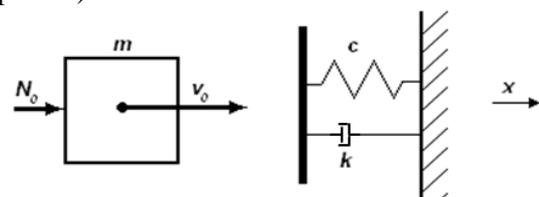


Рис. 2. Расчётная модель с гидравлическим демпфером

Уравнение движения тела записывается в виде

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + k \left| \frac{dx}{dt} \right| \cdot \frac{dx}{dt} + cx = N_0. \quad (2)$$

При движении пневмопривода до контакта тарели с седлом установившимся считается равномерное движение с постоянной скоростью. При движении в контакте упругость конструкции выполняет роль пружины, и в этом случае установившимся в предельном значении, очевидно, следует понимать равнозамедленное движение. Можно считать, что движение тела при динамическом нагружении определяется равнодействующей силой на подвижную часть N_0 , силой упругости $P_y = cx$, силой сопротивления демпфера $P_0 = kv^2$ и силой инерции $P_u = ma$, где a – ускорение равнозамедленного движения.

Уравнение движения механической системы в этом случае имеет вид:

$$ma + k \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + cx = N_0. \quad (3)$$

Продифференцируем (3) по времени t :

$$\frac{dx}{dt} \left[2k \frac{d^2 x}{dt^2} + c \right] = 0.$$

Так как на исследуемом интервале времени $\frac{dx}{dt} \neq 0$, то

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{c}{2k} \text{ или } a = -\frac{c}{2k}.$$

Определим время t , при котором скорость движения будет равна нулю:

$$t = \frac{2v_0 k}{c}. \quad (4)$$

Время t фактически характеризует длительность процесса нагружения стыка силой N_0 , и в задачах динамики нагружения его сравнивают с периодом собственных колебаний T .

Исследование решения задач динамического нагружения на конечно-элементных моделях рассматриваемой

группы пневмоклапанов с гидравлическими демпферами показывает, что с увеличением коэффициента сопротивления k при остальных равных параметрах начальный участок кривой зависимости перемещения и, соответственно, динамической силы становится более пологим (рис. 3).

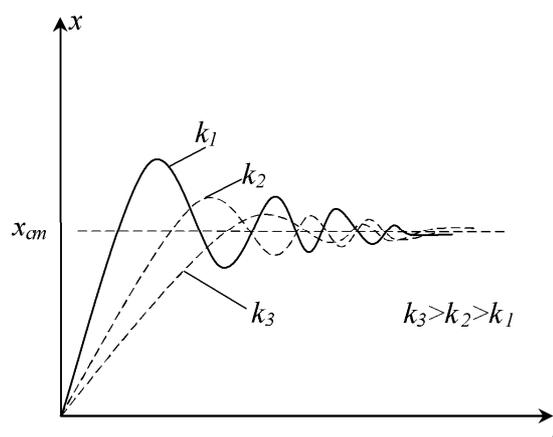


Рис. 3. Зависимость по времени перемещения механической системы от величины коэффициента сопротивления демпфера

При некотором значении коэффициента сопротивления k движение механической системы становится близким к равнозамедленному, что подтверждает принятый подход к решению уравнения (3). Кроме того, значения ускорения a и времени t , определённые по (4), достаточно близки к значениям, полученным при решении задач с использованием конечно-элементных моделей.

Проведённые расчёты на конечно-элементных моделях исследуемых пневмоклапанов показывают, что условие динамического нагружения, близкое к статическому ($k_0 < 1,05$), в системах с гидравлическими демпферами начинает выполняться уже при $t > (1,5 \div 2)T$. Тогда условие «мягкой посадки» подвижной части топливного пневмоклапана на опорную поверхность имеет вид:

$$t = \frac{2v_0 k}{c} \geq 2T.$$

Заменяя $T = 2p \sqrt{\frac{m}{c}}$, получим

$$k \geq 2p \frac{\sqrt{cm}}{v_0}. \quad (5)$$

Поскольку на начальный момент нагружения при $t=0$ сила $N_0 = kv_0^2$, то, подставив выражение $v_0 = \sqrt{\frac{N_0}{k}}$ в (5), получим

$$k \geq \frac{4p^2 cm}{N_0}. \quad (6)$$

Условие (6) является особенно важным для этапов раннего проектирования криогенных топливных пневмоклапанов, так как позволяет по исходным значениям параметров c , m , N_0 достаточно просто подобрать параметры гидравлического демпфера F_d , f_d , которые обеспечивают допустимый уровень нагружения конструкции при срабатывании.

Минимальное значение коэффициента сопротивления гидравлического демпфера при равенствах (5), (6) k_{\min} можно считать критерием обеспечения допустимого уровня динамического нагружения при срабатывании пневмоклапана. Его использование при проектировании как критерия подтверждено результатами наземной отработки топливных пневмоклапанов в части программ испытаний по определению времени срабатывания и доведению до необходимого ресурса работоспособности.

По полученным результатам построена кривая, ограничивающая область допустимых параметров N_0 , v_0 для системы с гидравлическим демпфером (рис. 4).

На рис. 4 $v_0^{\max} = \frac{[N]}{\sqrt{cm}}$; кривая 1 –

область допустимых параметров N_0 , v_0 для системы без демпфера; кривая 2 – с демпфером. Точка А на рис. 4 соответствует значению коэффициента сопротивления $k = \infty$, точка В – значению $k = k_{\min}$; v_0' – максимальная скорость пневмопривода, при которой обеспечивается допустимый уровень динамического нагруже-

ния при $N_0 \approx [N]$. При уменьшении значения коэффициента сопротивления демпфера до нуля кривые 1 и 2 сходятся в точке С. Очевидно, что начальные значения параметра N_0 , лежащие на участке АВ кривой, являются наиболее оптимальными исходя из условий: минимальная масса – работоспособность конструкции.

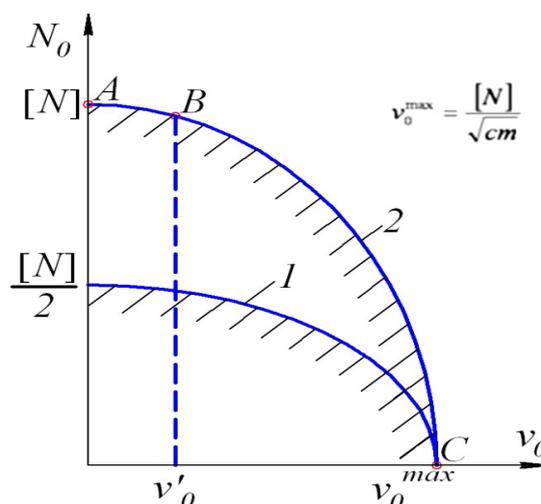


Рис. 4. Область допустимых начальных параметров системы с гидравлическим демпфером

Приведённая методика расчётов апробирована на практике при проектировании агрегатов топливных систем окислителя центрального блока ракетносителя «Энергия». Получен достаточный уровень сходимости расчётных и экспериментальных значений параметров при испытаниях по программам конструкторско-доводочных и чистовых испытаний, испытаний на надёжность при наземной отработке по времени срабатывания, ресурсу работоспособности, прочности и надёжности.

Таким образом, данный подход и предлагаемый критерий могут быть использованы при проектировании других групп агрегатов пневмогидравлических систем ракетносителей с учётом их особенностей и характеристик.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках АВЦП «Развитие научного потенциала высшей школы» (проект 2.1.1/13944).

Библиографический список

1. Бугаев, В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем [Текст] / В. Ф. Бугаев. – М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.
2. Герц, Е. В. Расчёт пневмоприводов [Текст]: справ. пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
3. Квасов, В. М. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов. Ч. 1. Обеспечение конструкторской надёжности и технологичности агрегатов / В. М. Квасов. – Самара: СГАУ, 1993. – 375 с.
4. Курков, С. В. Метод конечных элементов динамики механизмов и приводов

[Текст] / С. В. Курков. – СПб.: Политехника, 1991. – 224 с.

5. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я. Г. Пановко. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.
6. Романенко, Н. Т. Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов [Текст] / Н. Т. Романенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 176 с.
7. Романенко, Н. Т. Криогенная арматура [Текст] / Н. Т. Романенко, Ю. Ф. Куликов. – М.: Машиностроение, 1978. – 110 с.
8. Пакет прикладных программ расчёта динамики прочности механических систем «Зенит». Версия 3.1. – СПб., 1992.

MODELING DYNAMIC PROCESSES OF RESPONSE OF FUEL PRESSURE-OPERATED VALVES OF SUPERHEAVY LAUNCH VEHICLES IN THE TASKS OF PROVIDING STRUCTURAL STRENGTH

© 2012 V. P. Sazanov, A. V. Chirkov

Volzskoye design bureau, Russian Space Corporation "Energiya" Ltd
named after S. P. Korolyov, Samara
Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

A procedure for calculating the dynamic loading on the response of pressure-operated valves is proposed on the basis of the experience of designing a group of pressure-operated valves of the oxidation system of the "Energiya" launch vehicle's central block.

Cryogenic fuel pressure-operated valve, pneumatic drive, liquid damper, initial conditions, resistance coefficient.

Информация об авторах

Сазанов Вячеслав Петрович, кандидат технических наук, начальник отдела, ЗАО Волжское конструкторское бюро РКК «Энергия» имени С. П. Королёва. E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Чирков Алексей Викторович, кандидат технических наук, ассистент кафедры сопротивления материалов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sopromat@ssau.ru. Область научных интересов: механика остаточных напряжений.

Sazanov Vyacheslav Petrovich, candidate of technical science, head of sector, Volzhskoye design bureau, Space Rocket Corporation "Energiya" named after S. P. Korolyov. E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: mechanics of residual stresses.

Chirkov Alexey Victorovich, candidate of technical science, assistant, the department of strength of materials, Samara State Aerospace University (National Research University). E-mail: sopromat@ssau.ru. Area of research: mechanics of residual stresses.