

А.В. Бараев, В.А. Тарасов, А.С. Филимонов

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ
ДАВЛЕНИЕМ ПРИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
ИСПЫТАНИЯХ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО-
КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ**

Разработана математическая модель изменения термо- и газодинамических параметров в процессе подачи газа на изделия ракетно-космической техники при пневматических испытаниях. Получена зависимость амплитуды колебаний относительного давления от типа газа, его исходных параметров, степени сжатия к моменту отсечки подачи и возможностей системы подачи газа. Даны оценки временных параметров колебаний давления.

E-mail: alexf72@mail.ru

Ключевые слова: пневматические испытания, вентиль, клапан, давление газа, ресивер, скорость звука, термо- и газодинамические параметры.

Управление давлением при подаче сжатого газа к объекту производства является необходимым условием реализации многих технологических процессов. К ним относят процессы пневмоформовки деталей из листовых материалов [1], контактного формования композитных конструкций [2], а также пневмоиспытаний изделий ракетно-космической техники (РКТ) [3, 4]. В них за счет системы вентилей и клапанов реализуется требуемый закон изменения давления во времени.

Для осуществления таких технологических процессов необходимо создание математических моделей, функционально связывающих давление в объекте производства с площадью проходных сечений вентилей, изменением которой во времени необходимо управлять. Данная работа посвящена созданию модели заполнения газом изделий РКТ.

Построение математической модели. При построении математической модели предположим, что зависимость давления p в газе от его плотности ρ имеет вид

$$p = p_0 \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k, \quad (1)$$

где p_0, ρ_0 — давление и плотность газа при нормальных условиях; k — показатель адиабаты.

Тогда для скорости звука c и давления p можно в газе записать очевидные соотношения:

$$c^2 = \frac{dp}{d\rho} = \frac{kp_0}{\rho_0} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1} = c_0^2 \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1}; \quad p = p_0 \left(\frac{c}{c_0} \right)^{\frac{2k}{k-1}}, \quad (2)$$

где $c_0^2 = kp_0/\rho_0$ — скорость звука в газе при нормальных условиях.

В простейшей схеме (рис. 1) на объект производства 1 подается сжатый газ по трубопроводу от насоса или накопителя 2, которые обеспечивают максимальный расход \dot{m}_{\max} при нормальном давлении в струе газа ($p = p_0$) и создают максимальное давление p_{\max} в том случае, когда движение газа отсутствует.

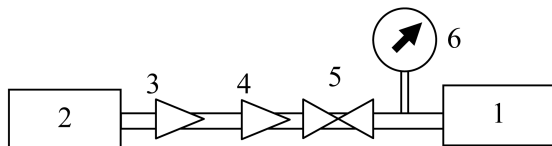


Рис. 1. Схема подачи сжатого газа на объект производства РКТ

Вентиль 3 служит для согласования максимального расхода подаваемого газа \dot{m}_{\max} с размерами объекта производства РКТ, вентиль 4 — для управления давлением газа во времени: $p = p(t)$. Клапан 5 осуществляет окончательную отсечку подачи газа, а с помощью манометра 6 происходит измерение давления в момент и после отсечки подачи газа на объект производства.

Для описания заполнения газом объекта производства воспользуемся особым решением уравнений газовой динамики, связывающим скорость звука c и массовую скорость газа u :

$$\frac{2}{k-1}c - u = \text{const.}$$

Расход воздуха через трубопровод

$$\dot{m} = \rho u S = \rho_0 S u \left(\frac{c}{c_0} \right)^{\frac{2}{k-1}},$$

где S — площадь проходного сечения управляющего вентиля.

Условно объект производства представим в виде цилиндра длиной L_0 и диаметром D_0 .

В процессе заполнения объекта производства плотность ρ и скорость звука c в газе увеличиваются. При этом скорость потока газа через подводящий трубопровод уменьшается в соответствии с формулой

$$u = \frac{2}{k-1}(c_{\max} - c). \quad (3)$$

Отсюда максимальная скорость газа

$$u_{\max} = \frac{2}{k-1}(c_{\max} - c_0).$$

Известно, что массовая скорость при дозвуковом расширении газового потока уменьшается, поэтому в полости объекта производства можно принять массовую скорость равной

$$v = u \frac{4S}{\pi D_0^2}.$$

Если рассматривать адиабатическое сжатие, то давление испытания $p_{\text{исп}}$ будет соответствовать плотности

$$\frac{\rho_{\text{исп}}}{\rho_0} = \left(\frac{p_{\text{исп}}}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}$$

и скорости звука

$$\frac{c_{\text{исп}}}{c_0} = \left(\frac{p_{\text{исп}}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}}.$$

Увеличение массы газа в баке подчиняется уравнению

$$\Delta m = \int_0^t \frac{\rho_0 \cdot 2S}{k-1} (c_{\max} - c) \left(\frac{c}{c_0} \right)^{k-1} dt.$$

Изменение плотности газа в баке объемом ϑ_0

$$\rho = \frac{\rho_0 \vartheta_0 + \Delta m}{\vartheta_0}; \quad \frac{\rho}{\rho_0} = 1 + \frac{\Delta m}{\rho_0 \vartheta_0}.$$

Скорость звука

$$\left(\frac{c}{c_0} \right)^{\frac{2}{k-1}} = 1 + \frac{\Delta m}{\rho_0 \vartheta_0} = 1 + \frac{2S}{(k-1) \vartheta_0} \int_0^t (c_{\max} - c) \left(\frac{c}{c_0} \right)^{k-1} dt.$$

После преобразований получим дифференциальное уравнение изменения скорости звука во времени:

$$\frac{1}{c} \frac{dc}{dt} = \frac{S}{\vartheta_0} (c_{\max} - c).$$

Его решение для неизменной во времени площади проходного сечения управляющего вентиля имеет вид

$$t = \frac{\vartheta_0}{S} \int_{c_0}^c \frac{dc}{c(c_{\max} - c)} = \frac{\vartheta_0}{Sc_{\max}} \ln \left(\frac{c}{c_0} \frac{c_{\max} - c_0}{c_{\max} - c} \right). \quad (4)$$

Выполним преобразования. Тогда

$$c = \frac{c_{\max} c_0}{c_0 + (c_{\max} - c_0) \exp \left(-\frac{Sc_{\max} t}{\vartheta_0} \right)}. \quad (5)$$

Таким образом, получена зависимость $c(t)$, а скорость движения газа $v(t)$ внутри объекта производства соответствует соотношению (3).

Соотношения (4), (5) построены для $S = \text{const}$. При управлении давлением газа с помощью вентиля 4 (см. рис. 1) $S \neq \text{const}$. В этом случае указанные соотношения принимают вид

$$\int_0^t S(t) dt = \frac{\vartheta_0}{S} \int_{c_0}^c \frac{dc}{c(c_{\max} - c)} = \frac{\vartheta_0}{Sc_{\max}} \ln \left(\frac{c}{c_0} \frac{c_{\max} - c_0}{c_{\max} - c} \right);$$

$$c = \frac{c_{\max} c_0}{c_0 + (c_{\max} - c_0) \exp \left(-\frac{c_{\max}}{\vartheta_0} \int_0^t S(t) dt \right)}.$$

В дальнейших исследованиях не будем учитывать волновой характер изменения давления, полагая, что скорость изменения исследуемых параметров соответствует условию

$$\frac{1}{c} \frac{dc}{dt} \ll \frac{c}{Ln},$$

где n — число волновых пробегов для выравнивания параметров по объему объекта.

Колебания давления во времени в объекте производства могут возбуждаться в процессе отсечки подачи газа пневмоклапаном 5 (см. рис. 1). При этом допустимая амплитуда колебаний давления, фиксируемая манометром, не должна превышать наперед заданной малой величины ε . В связи с этим при математическом описании колебаний давления будем использовать акустическое приближение.

Задав значение скорости звука $c = c_{\text{исп}}$ в момент отсечки подачи газа, можно определить время испытания $t_{\text{исп}}$ с учетом соотношения (4).

Решение задачи о колебаниях давления целесообразно искать, предполагая, что поток газа на входе в объем объекта производства представляет собой затопленную струю. Центральная часть струи диаметром d , соответствующим диаметру подводящего трубопровода, имеет массовую скорость

$$u_{\text{отс}} = \frac{2}{k-1}(c_{\text{max}} - c_{\text{исп}}).$$

При увеличении расстояния от центральной части массовая скорость уменьшается и на границе пограничного слоя толщиной $\delta = (D-d)/2$ становится равной нулю; здесь $D \leq D_0$ — диаметр затопленной струи с учетом наличия пограничного слоя.

В этот момент средняя скорость газа в центральной части затопленной струи

$$w_{c0} = u_{\text{отс}}/2.$$

Внутренняя и кинетическая составляющие энергии единицы массы газа соответственно

$$e_{\text{внут}} = \frac{p_{\text{исп}}}{(k-1)\rho} = \frac{c_{\text{исп}}^2}{k-1}; \quad e_{\text{кин}} = w_{c0}^2/2.$$

По аналогии с газодинамикой введем понятие скорости звука торможения $c_{\text{тор}}$, которая будет соответствовать полной энергии

$$e_{\text{пол}} = e_{\text{внут}} + e_{\text{кин}} \Rightarrow \frac{c_{\text{тор}}^2}{k-1} = \frac{c_{\text{исп}}^2}{k-1} + \frac{w_{c0}^2}{2}.$$

Разность $c_{\text{тор}} - c_{\text{исп}}$ будет определять среднее значение отклонения скорости звука от скорости звука в момент отсечки газа и в конечном счете амплитуду колебаний давления.

Чтобы оценить амплитуду и период колебаний давления газа, предложим простую модель (рис. 2).

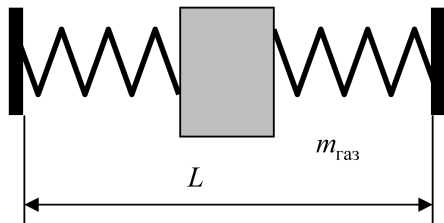


Рис. 2. Схема оценки колебаний давления, измеряемого манометром в момент отсечки подачи газа в объект производства

На массу $m_{\text{газ}} = SL\rho_{\text{исп}}$, которая колеблется на двух пружинах, с двух сторон действуют силы $F_p = \pm pS$, обусловленные давлением $p_i = p_{\text{исп}} \pm \rho_{\text{исп}} c_{\text{исп}}^2 2l/L$, а также силы вязкого сопротивления $F_\tau = \eta \zeta \pi dL$, где l — смещение груза от положения равновесия; η — вязкость газа; $\zeta = -\frac{2w_{c0}}{D-d}$ — градиент осевой скорости в сечении затопленной струи.

Силы вязкого сопротивления преобразуем к виду

$$F_\tau = -\frac{2\pi L\eta w_{c0}}{\bar{D}-1},$$

где $\bar{D} = D/d$.

Введя обозначения $x = l/L$, $\dot{x} = w/L$, $\ddot{x} = \dot{w}/L$, уравнение движения можно записать следующим образом:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + ax = 0, \quad (6)$$

где $b = \frac{2\eta}{\rho_0 L^2} \left[1 + \frac{\pi L^2}{S(\bar{D}-1)} \right]$; $a = \frac{4c_{\text{исп}}^2}{L^2}$.

Решение уравнения (6) имеет вид

$$x = Ae^{-bt/2} \sin \omega t,$$

где

$$\omega = \sqrt{a - \frac{b^2}{4}}. \quad (7)$$

Амплитуда колебаний массы $m_{\text{газ}}$ в центральной части затопленной струи определяется из начальных условий как

$$A = \frac{w_{c0}}{L\omega} = \frac{c_{\text{max}} - c_{\text{исп}}}{\omega L(k-1)}. \quad (8)$$

Амплитуда колебаний давления

$$\Delta p_i = \rho_{\text{исп}} c_{\text{исп}}^2 \cdot 2A,$$

период колебаний

$$T = \frac{2\pi}{\omega},$$

период затухания колебаний

$$T_{\text{зат}} \approx \frac{10}{b}.$$

Выполнив алгебраические преобразования с использованием соотношений (1), (2), (7), (8), получим в компактном виде математическое выражение для относительного значения амплитуды колебаний давления:

$$\frac{\Delta p}{p_{\text{исп}}} = \frac{f(\bar{p})}{\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right)},$$

где $f(\bar{p}) = \frac{k}{k-1} \left(\bar{p}^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right)$; $\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right) = \sqrt{1 - \left(\frac{\chi_0}{\chi}\right)^2}$; $\bar{p} = \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{исп}}}$ — отно-

шение максимального значения давления p_{max} , развиваемое системой подачи газа, к давлению испытания $p_{\text{исп}}$.

Параметр $\chi = S\tilde{p}^{\frac{k-1}{2k}}$ характеризует условия протекания процесса пневматических испытаний, при этом

$$\chi_0 = \frac{\pi\eta L}{2\rho_0 c_0 (\bar{D}-1)},$$

где $\tilde{p} = \frac{p_{\text{исп}}}{p_0}$.

Графики функций $f(\bar{p})$ и $\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right)$ представлены на рис. 3 и 4.

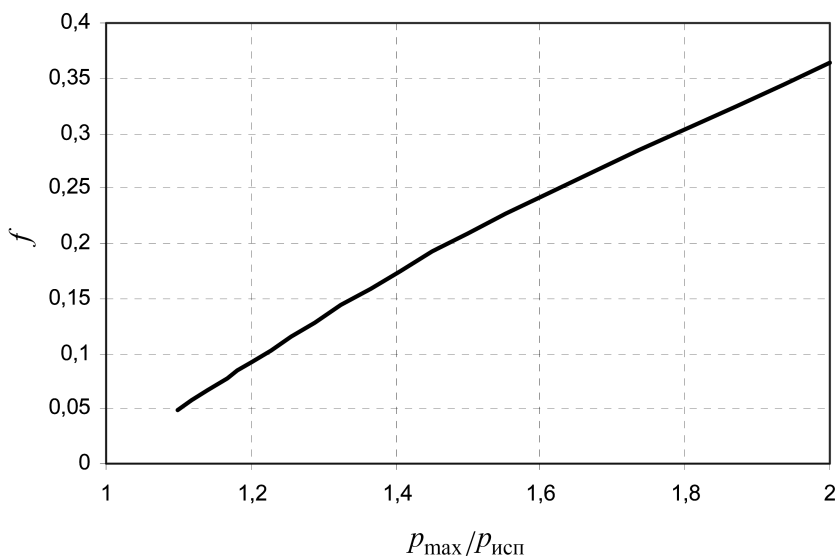


Рис. 3. График функции $f(\bar{p})$

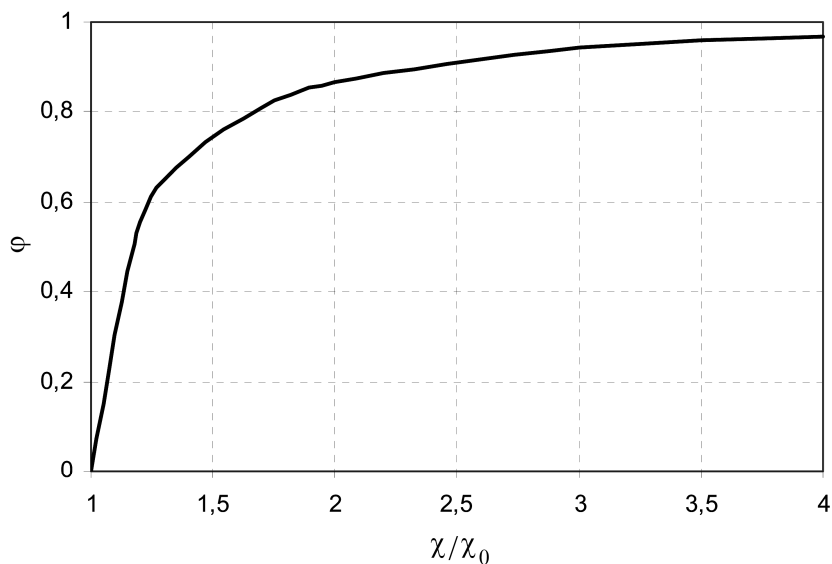


Рис. 4. График функции $\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right)$

Анализ полученных зависимостей показывает, что в целях предотвращения колебаний давления сжатого газа нагрузение объекта производства следует осуществлять при значениях функции $\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right)$, близких к единице, т. е. $\varphi\left(\frac{\chi}{\chi_0}\right) = 1 - \varepsilon$.

С учетом изложенного рабочий диапазон изменения параметра χ должен соответствовать условию

$$\chi \geq \frac{\chi_0}{2\varepsilon}. \quad (9)$$

В этом случае относительное значение амплитуды колебаний давления будет описываться функцией $f(\bar{p})$ и существенно зависеть от отношения максимального давления в системе, подающей газ, и давления испытания.

При нарушении условия (9) амплитуда и период колебаний давления будут возрастать одновременно.

Рост амплитуды колебаний давления следует гасить монотонным уменьшением площади проходного сечения управляющего вентиля. Для компенсации интенсивного падения давления возможно также кратковременное включение в систему подачи газа дополнительных ресиверов газа.

Разработанная математическая модель дает возможность рассчитать термо- и газодинамические параметры в процессе подачи газа на

объект производства с учетом изменения площади проходного сечения управляющего вентиля системы подачи, что необходимо как при проведении пневматических испытаний, так и при исследовании условий эксплуатации изделий РКТ. Выполненная оценка зависимости амплитуды колебаний относительного давления от типа газа, его исходных параметров, степени сжатия газа к моменту отсечки подачи позволяет спроектировать систему регулирования давления в изделиях РКТ и расширить возможности системы подачи газа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов О.М. Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности. – М.: Машиностроение, 1979. – 188 с.
2. Беляков Е.В., Тарасов В.А., Боярская Р.В. Выбор режимов формирования композитных конструкций ракетно-космической техники // Изв. вузов. Машиностроение. – 2012. – № 5. – С. 37–43.
3. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.
4. Эдельман А.И. Редукторы давления газа. – М.: Машиностроение, 1981. – 170 с.

Статья поступила в редакцию 19.09.2012