

В. А. Васильева, А. В. Чернышев

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
НЕСТАЦИОНАРНЫХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА**

Исследованы рабочие процессы в регуляторах давления «после себя» непрямого действия. Приведена математическая модель рабочих процессов в приближении сосредоточенных параметров и некоторые результаты численных исследований нестационарного режима работы регулятора давления, полученные с помощью этой модели.

E-mail: vasilieva_vera_@mail.ru

Ключевые слова: регулятор давления, математическая модель, сосредоточенные параметры, статические характеристики.

Регуляторы давления (РД) используются повсеместно в различных линиях подачи воды или газа. Они представляют собой автоматические устройства, которые обеспечивают поддержание постоянного давления рабочей среды (жидкости или газа) либо его изменение по заданной программе в различных объектах регулирования для осуществления производственных процессов. В общем случае объект регулирования представляет собой емкость постоянной или переменной вместимости, которая гидравлически связана с регулятором. РД «до себя» устанавливаются на магистрали выхода из объекта регулирования и поддерживают давление в нем путем сброса части рабочей среды из объекта в атмосферу либо в специальные емкости или магистрали. РД «после себя» устанавливаются на магистрали подачи в объект регулирования и обеспечивают поддержание заданного давления путем дросселирования рабочей среды, которая поступает на вход РД.

Все РД имеют в своем составе измерительное устройство, состоящее из чувствительного и задающего элементов, и исполнительное устройство, включающее в себя регулирующий (рабочий) орган и привод. В РД прямого действия сигнал с измерительного устройства подается непосредственно на регулирующий орган, такие РД относятся к классу статических, т. е. выходное давление зависит от режима работы. В РД непрямого действия передача сигнала осуществляется через различные усилительно-преобразовательные устройства с дополнительным подводом энергии. Они обеспечивают более высокую точность поддержания давления, чем РД прямого действия, и с их помощью можно осуществлять программное регулирование.

При работе РД люфты и трение подвижных элементов конструкции приводят к тому, что регулирующий орган может оказаться в не-

устойчивом состоянии. Для стабилизации процесса истечения рабочей среды и защиты РД от автоколебаний применяют жесткую обратную связь, которая конструктивно может быть представлена системой из разгрузочного поршня и пружины.

Требования энергетической эффективности процессов и устройств обуславливают усовершенствование РД, обслуживающих технологические линии подачи воды или газа, заключающееся в увеличении их быстродействия, точности, устойчивости и экономичности.

В настоящее время проектирование и анализ работы РД в основном проводят на основе исследования статических характеристик, а при разработке новых устройств используют метод параметро-геометрической аналогии, т. е. на основании накопленных экспериментальных данных выявляют геометрические связи с изменившимися входными параметрами и строят новую конструкторскую модель.

Статическая характеристика отражает зависимость выходного параметра от изменения входных параметров в установившихся режимах. Так, для РД «после себя» выходным параметром является давление нагнетания p_n на выходе, а входными параметрами – давление на входе p_v и расход из объекта регулирования. В абсолютном большинстве случаев изменение p_v направлено в сторону уменьшения, что связано с расходом рабочего тела. Изменение расхода из объекта регулирования определяется большим числом технологических, производственных и конструктивных факторов. По этому признаку объекты регулирования подразделяются на три группы.

1. Объекты регулирования I типа: расход газа происходит через дроссельную шайбу в окружающее пространство с постоянным давлением (аппараты газовой сварки, пневмодвигатели, газореактивные двигатели).

2. Объекты регулирования II типа: расход газа определяется изменением вместимости газовой полости (вытеснительная система и т. д.).

3. Объекты регулирования III типа: расход газа обусловлен химическими реакциями, не зависящими от изменения давления (электрохимические генераторы, работающие на кислороде и водороде при малых давлениях смешения).

Уравнения статических характеристик выводятся из динамической модели РД, отражающей функционирование его как в статике, так и в динамике. Поскольку в РД термодинамическое тело (газ) взаимодействует с механическими телами (подвижные части), для построения динамической модели должны быть использованы законы сохранения энергии и массы газа в объекте регулирования и принцип Даламбера.

Так, для одноконтурного РД, работающего на объект регулирования I типа, уравнение статической характеристики будет иметь вид [1]

$$\Delta p_H = \frac{\alpha S_B (p_{B.H} - p_B) - c \frac{\mu_{ш}^H S_{ш}^H p_{H.H} Y_{H.H}}{\mu_c^H \pi d_c \varepsilon \sin \varphi Y_{B.H} p_{B.H}} \left(\frac{\mu_{ш} \mu_c^H Y_{ш} S_{ш} Y_{B.H} p_{B.H}}{\mu_{ш}^H \mu_c Y_{H.H} S_{ш}^H Y_B p_B} - 1 \right)}{S_H + \frac{c \mu_{ш} S_{ш} Y_{ш}}{\mu_c \pi d_c \varepsilon \sin \varphi Y_B p_B}}. \quad (1)$$

Для одноконтурного РД, работающего на объект регулирования II типа, уравнение статической характеристики можно записать в виде [1]

$$\Delta p_H = \frac{\alpha S_B (p_{B.H} - p_B) - c \frac{Q_{\max}}{\mu_c^H \pi d_c \varepsilon \sin \varphi \sqrt{RT}} \left(\frac{\mu_c^H Y_{B.H} p_{B.H}}{\mu_c Q_{\max} Y_B p_B} - 1 \right)}{S_H + \frac{c Q}{\mu_c \pi d_c \varepsilon \sin \varphi Y_B p_B \sqrt{RT}}}. \quad (2)$$

Для одноконтурного регулятора, работающего на объект регулирования III типа, уравнение статической характеристики примет вид [1]

$$\Delta p_H = \frac{\alpha S_B (p_{B.H} - p_B) - c \frac{M_{\text{расх}}^{\max} \sqrt{RT}}{\mu_c^H \pi d_c \varepsilon \sin \varphi Y_{B.H} p_{B.H}} \left(\frac{\mu_c^H M_{\text{расх}} Y_{B.H} p_{B.H}}{\mu_c M_{\text{расх}}^{\max} Y_B p_B} - 1 \right)}{S_H}. \quad (3)$$

Здесь p_H – давление на выходе; p_B – давление на входе; $p_{H.H}$ – давление, на которое настраивается регулятор при максимальном массовом расходе $M_{\text{расх}}^{\max}$ и максимальном входном давлении $p_{B.H}$,

$\Delta p_H = p_H - p_{H.H}$; $M_{\text{расх}}$ – массовый секундный расход газа; Q_{\max} – максимальный объемный расход вытесняемой среды для объекта регулирования II типа; S_H – результирующая, эффективная площадь чувствительного элемента и клапана, на которые действует давление p_H на выходе; S_B – эффективная площадь элементов клапана, на которые действует давление p_B ; $S_{ш}$ – площадь дроссельного сечения шайбы для объекта регулирования I типа; $S_{ш}^H$ – площадь дроссельного сечения шайбы при настройке; α – степень неразгрузки клапана от действия давления p_B (для неразгруженных клапанов обратного хода $\alpha = -1$, для неразгруженных клапанов прямого хода $\alpha = 1$); μ_c – коэффициент расхода дроссельного сечения клапанного узла; $\mu_{ш}$ – коэффициент расхода дроссельного сечения шайбы; d_c – диаметр седла клапана; ε – коэффициент, учитывающий угол конуса

клапана; φ – половина угла конуса клапана; c – суммарная жесткость упругих элементов; R – газовая постоянная; T – температура газа; Y_b , Y_n – величины, учитывающие перепад давлений соответственно на клапанном узле и шайбе. Дополнительным индексом «н» обозначены параметры при настройке.

Анализ выражений для расчета статических характеристик РД, работающих на объекты регулирования различных типов, позволяет сделать следующие выводы.

1. Уравнения для объектов регулирования I и II типов имеют одинаковую структуру, а в уравнении статической характеристики для объекта регулирования III типа отсутствует дополнительное слагаемое в знаменателе. Отсюда следует, что если применить один и тот же РД для эквивалентных расходов объектов регулирования всех трех типов, то наименьшее отклонение выходного давления будет наблюдаться для объектов регулирования I и II типов.

2. В проектных расчетах РД малых расходов допустимо пренебрегать этим слагаемым, так как его значение определяется высотой подъема клапана над седлом и поэтому мало по сравнению с площадью чувствительного элемента.

3. Статическая характеристика РД, работающего на объект регулирования III типа, не зависит от давления настройки.

Также следует отметить влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на работу РД. Например, увеличение входного давления Δp_b увеличивает Δp_n , а увеличение $p_{н.н}$ приводит к уменьшению Δp_n ; увеличение расхода также уменьшает отклонение Δp_n . Увеличение эффективной площади уменьшает Δp_n , а изменение жесткости c оказывает различное влияние на Δp_n в зависимости от эксплуатационных и конструктивных параметров.

К сожалению, статические характеристики описывают только установившиеся режимы и не дают представления о течении переходных процессов, возникающих при переходе системы из одного состояния в другое под воздействием внешних возмущений.

Так, во многих пневмосистемах до и после РД установлены быстродействующие клапаны, обеспечивающие открытие и закрытие магистралей подвода и отвода газа. При их срабатывании возникают переходные процессы как в системе, так и в РД. Они проявляются в виде значительного повышения давления в выходных полостях РД и объекте регулирования при открытии быстродействующего клапана на входе в РД (резкая подача газа) либо «провале» выходного давления при открытии клапанов на выходных магистралях. Эти процессы могут также сопровождаться ударами клапана РД о седло и быть причиной возникновения автоколебаний.

Качественную и количественную стороны переходного процесса можно выявить экспериментально по осциллограммам, а также в результате непосредственного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих рабочий процесс в системе, состоящей из РД и объекта регулирования.

Рассмотрим подробнее применение метода математического моделирования для описания рабочих процессов РД на примере системы, состоящей из двухконтурного РД «после себя» непрямого действия (рис. 1) и объекта регулирования I типа. РД поддерживает постоянным давление в объекте регулирования, расположенным после него.

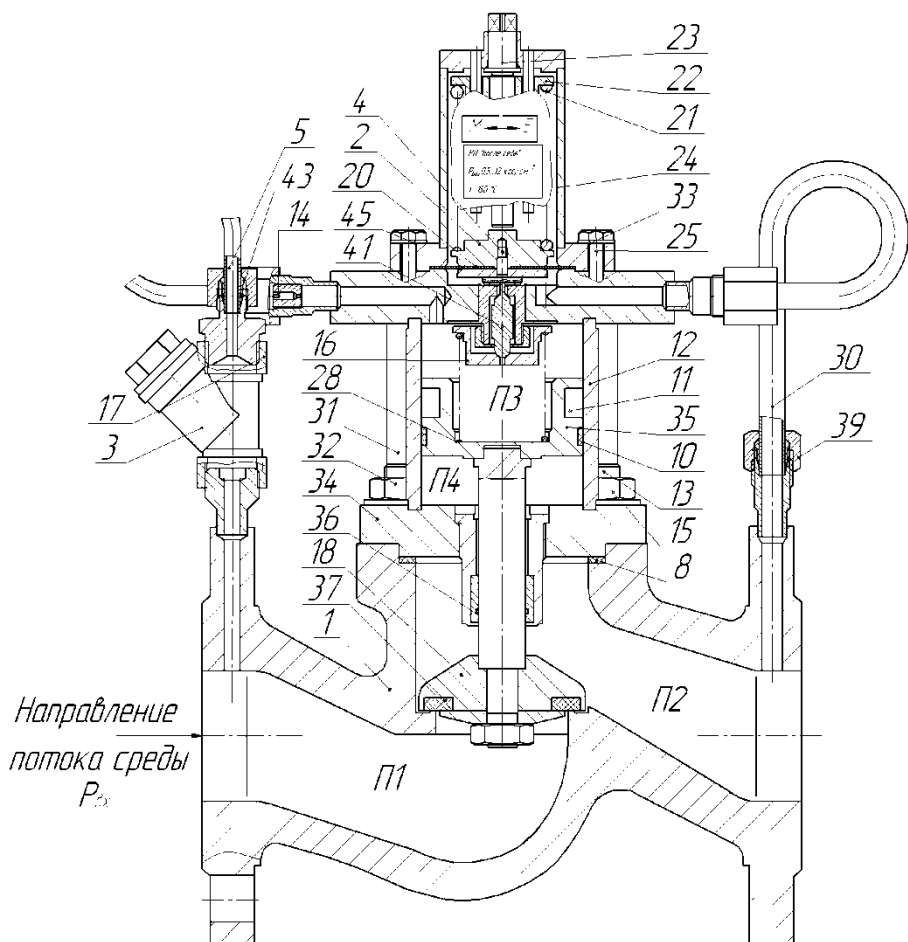


Рис. 1. РД «после себя» непрямого действия:

1 – корпус; 2 – опора; 3 – фильтр; 4 – толкатель; 5, 30 – трубки импульсные; 8 – прокладка; 10 – кольцо фторопластовое; 11 – манжета; 12 – гильза; 13, 31 – шпильки; 14 – дюзы; 15, 32, 40 – гайки; 16 – опора; 17, 39 – гайки накидные; 18, 41 – клапаны; 20 – мембрана; 21, 28, 29 – пружины; 22 – ходовая гайка; 23 – винт регулировочный; 24 – стакан; 25 – болт; 26 – штуцер; 27 – фланец; 28 – прижимная шайба; 33, 45 – шайбы; 34 – направляющая; 35 – поршень; 36 – резиновое кольцо; 37 – уплотнитель; 43 – врезающееся кольцо; П1, П2, П3, П4 – полости

На это давление РД настраивается с помощью пружины 21. В начальный момент времени, когда давление в объекте регулирования и в подводящей магистрали, включая РД, равно давлению окружающей среды, основной 18 и импульсный 41 клапаны закрыты. Как только подадут давление на вход в РД, основной клапан открывается и начинается расход газа через него в выходную полость П2 и объект регулирования. При достижении равенства между значением давления в объекте регулирования и значением давления настройки основной клапан РД прикрывается до положения, при котором давление в выходной полости становится равным давлению настройки. Если давление газа в объекте регулирования уменьшается (подключение потребителей, утечки), то основной клапан открывается, расход через него в выходную полость увеличивается, и давление начинает возрастать. При увеличении давления в объекте регулирования основной клапан прикрывается, и расход через него уменьшается, таким образом давление в выходной полости уменьшается. Для устранения влияния «неразгрузки» системы поршень – клапан и трения в подвижных элементах РД на статические и динамические характеристики РД введена местная обратная связь по положению поршня (пружина в полости П3). Местная обратная связь действует по принципу позиционера с силовой компенсацией.

Для исследования рабочих процессов численными методами в неустановившемся режиме в системе регулятор давления – объект регулирования необходимо разработать ее математическую модель. Расчетная схема данной системы приведена на рис. 2. Расчетная область разбивается на шесть полостей (включая объект регулирования), каждая из которых представляет собой открытую термодинамическую систему, границы которой проницаемы как для механической работы и теплового воздействия, так и для потока рабочей среды. Кроме того, ряд полостей имеет переменный объем, т. е. соответствующие им термодинамические системы подвергаются термодиформациям. Емкости соединены друг с другом и с окружающей средой условными проходными сечениями.

При разработке математической модели системы принимаем следующие допущения:

- математическая модель построена в приближении сосредоточенных термодинамических параметров состояния. Параметры состояния (давление, плотность и температура) изменяются одинаково во всем контрольном объеме (полости) термодинамической системы, т. е. параметры рабочей среды в любой точке контрольного объема не зависят от координат точки внутри контрольного объема;

- рабочее тело – идеальный газ;

- процессы течения рабочей среды во внутренних каналах заменены процессами истечения рабочего тела через условные дроссели

(процесс истечения газа через условные проходные сечения принимается адиабатическим);

– поток газа в системе в каждый момент времени принимается установившимся;

– теплообмен с окружающей средой отсутствует.

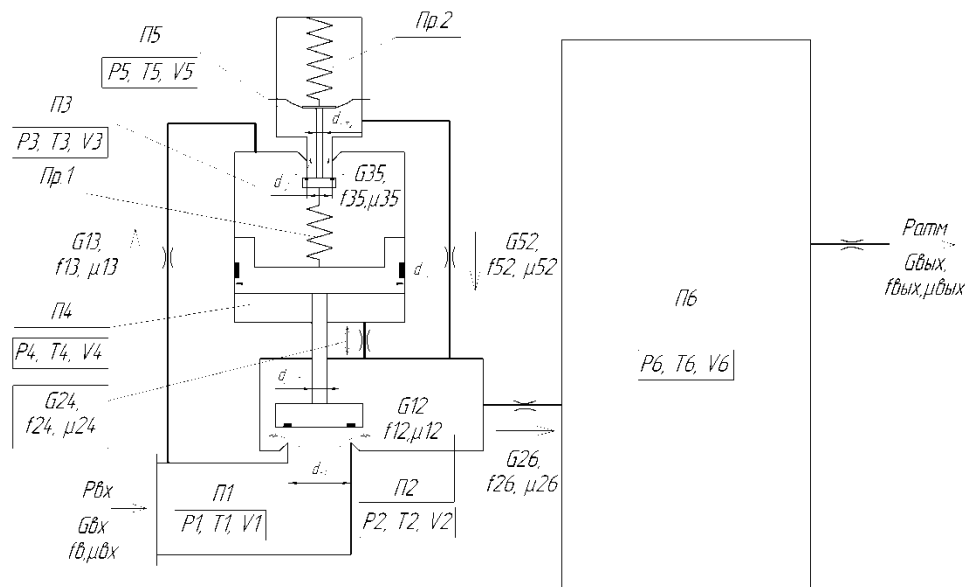


Рис. 2. Расчетная схема РД «после себя» с учетом присоединенных магистралей:

Π – полость; V – объем полости; P – давление рабочей среды; T – температура рабочей среды; G – расход рабочей среды; f – площадь проходного сечения; μ – коэффициент расхода; d_{c1}, d_{c2} – диаметры седел клапана; $d_{ш1}, d_{ш2}$ – диаметры штоков; $d_{п4}$ – диаметр разгрузочного поршня

С учетом принятых допущений составляем систему дифференциальных уравнений, описывающих рабочие процессы на которых базируется математическая модель. Основными являются дифференциальные уравнения, описывающие изменение во времени температуры и давления рабочего тела в открытой термодинамической системе [2]. Записываем эти уравнения в общем виде для каждой из шести емкостей (параметры с индексом « i » относятся к текущей емкости, с индексом « j » – к емкости, из которой натекает рабочее тело, с индексом « k » – к емкости, в которую сбрасывается рабочее тело):

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{k}{V_i} \left(RT_j G_{ji} - RT_i G_{ik} - p_i \frac{dV_i}{dt} \right); \quad (4)$$

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{T_i}{p_i V_i} \left(p_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{dp_i}{dt} - RT_i (G_{ji} - G_{ik}) \right), \quad (5)$$

где p, V, T – давление, объем и температура рабочего тела соответственно; G – массовый расход рабочего тела через условные проходные сечения i и j ; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная.

Модель содержит замыкающие соотношения для определения расходов рабочего тела через проходные сечения. Запишем эти уравнения в общем виде:

$$G_{ij} = f_{ij} \mu_{ij} p_i \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} \frac{1}{RT_i} \left(\left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad \text{при } 1 > \frac{p_j}{p_i} > \beta_{кр}; \quad (6)$$

$$G_{ij} = f_{ij} \mu_{ij} p_i \sqrt{\frac{k}{RT_i} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \text{при } 0 < \frac{p_j}{p_i} < \beta_{кр}, \quad (7)$$

где μ_{ij} – коэффициенты расхода в условных проходных сечениях; f_{ij} – площади условных проходных сечений; индекс « i » относится к полости, из которой происходит истечение рабочей среды; индекс « j » обозначает полость, в которую происходит истечение; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений.

Уравнения движения подвижных частей РД, записанные для основного и импульсного клапанов [2], имеют вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \left(\frac{\pi d_c^2}{4} p_1 - \frac{\pi (d_c^2 - d_{шт}^2)}{4} p_2 \right) - (P_{пр0} + cx) - N_{тр} \pm mg, \quad (8)$$

где d_c – диаметр седла клапана; p_1, p_2 – текущие давления в пространстве перед клапаном и за ним соответственно; $m \frac{d^2 x}{dt^2} = J$ – сила инерции подвижных частей клапана; $d_{шт}$ – диаметр штока; $P_{пр0}$ – начальное сжатие пружины; c – жесткость пружины; x – текущее сжатие пружины; $N_{тр}$ – сила трения штока об уплотнение; mg – сила тяжести подвижных частей клапана.

Произведя в уравнении (8) замену $v = \frac{dx}{dt}$, где v – скорость движения подвижных частей, получаем дифференциальное уравнение 1-го порядка:

$$m \frac{dv}{dt} = \left(\frac{\pi d_c^2}{4} p_1 - \frac{\pi(d_c^2 - d_{шт}^2)}{4} p_2 \right) - (P_{пр0} + cx) - N_{тр} \pm mg. \quad (9)$$

Записав уравнения (4) – (9) для всех шести емкостей, получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений 1-го порядка. Числовое решение такой системы проще всего получить с помощью метода Рунге – Кутты, согласно которому значение функции в точке

$x_{i+1/2} = x_i + \frac{h}{2}$ можно определить как

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6} [k_0 + 2k_1 + 2k_2 + k_3].$$

Здесь

$$\begin{aligned} k_0 &= hF(x_i, y_i); \\ k_1 &= hF(x_i + h/2, y_i + k_0/2); \\ k_2 &= hF(x_i + h/2, y_i + k_1/2); \\ k_3 &= hF(x_i + h, y_i + k_2). \end{aligned} \quad (10)$$

Алгоритм 4-го порядка требует проведения на каждом шаге четырех вычислений функции соответственно, но является весьма точным.

Рассмотрим некоторые результаты, полученные при решении этой системы уравнений с помощью пакета прикладных программ, для РД «после себя» с условным диаметром Ду 50 при поджатии настроечной пружины, равном 6 мм, при следующих начальных условиях.

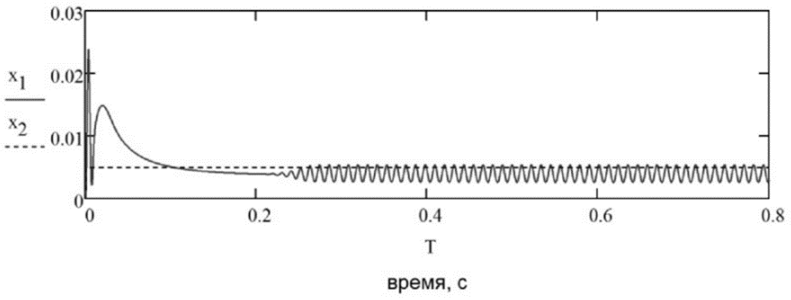
В начальный момент времени при $t = 0$ клапан закрыт ($x = 0$), давление во всех емкостях равно атмосферному: $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_5 = p_6 = p_{атм}$, а входное давление $p_в = 1,2 \cdot 10^6$ Па; температура во всех емкостях одинакова: $T_{вх} = T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = T_5 = T_6 = 300$ К.

Шаг решения 10^{-5} с.

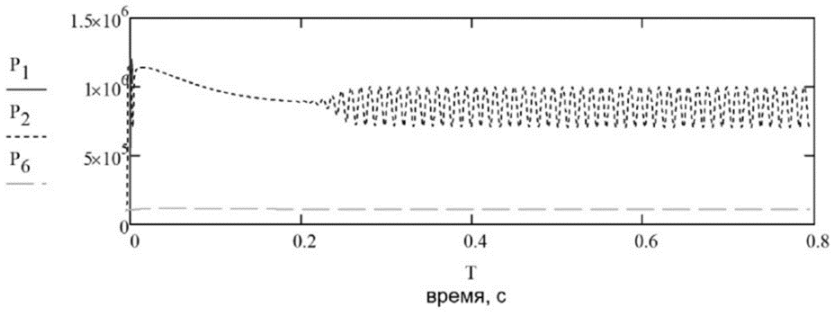
На основе разработанной математической модели проведены следующие исследования численными методами рабочих процессов РД.

Оценка влияния силы трения на устойчивость РД. Расчеты проводили для двух случаев: в первом случае сила трения в уравнении движения (9) принималась равной нулю, т. е. $N_{тр} = 0$. Результаты расчета приведены на рис. 3, а. Во втором случае учитывали силу

перемещение клапана, м

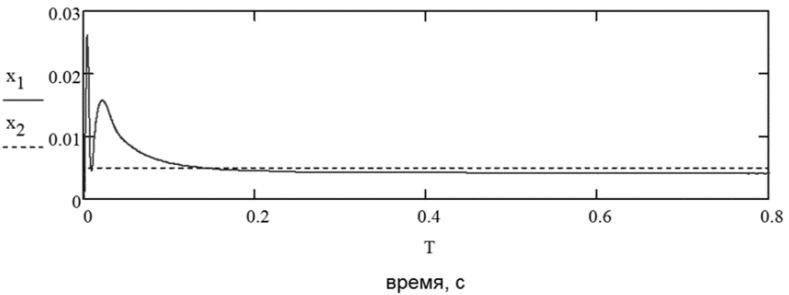


давление, Па

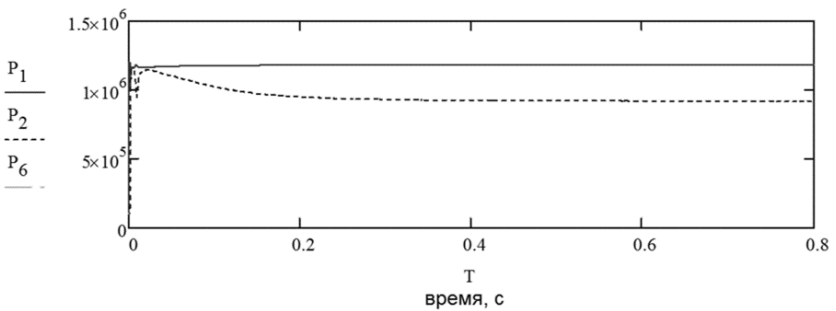


a

перемещение клапана, м



давление, Па



б

Рис. 3. Результаты расчета при $N_{тр} = 0$ (а) и $N_{тр} = \mu \pi D_k \Delta p$ (б)

сухого трения в уплотнении. Сила трения уплотнительных колец определяется двумя факторами: обжатием кольца и действующим перепадом давления уплотняемой среды:

$$N_{\text{тр}} = \mu(2d\pi D_{\text{к}}\varepsilon^2 E + d\pi D_{\text{к}}\Delta p), \quad (11)$$

где μ – коэффициент трения резины по металлу; $\varepsilon = \frac{d-h}{d}$; E – модуль упругости материала при растяжении; $\Delta p = p_4 - p_3$ – перепад давления на уплотнительном кольце; $D_{\text{к}}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца; d – диаметр уплотнительного кольца по сечению.

При низких давлениях основной причиной действия силы трения является обжатие кольца. Сила трения увеличивается пропорционально увеличению давления среды. При высоких давлениях среды предварительное обжатие кольца практически не оказывает влияния на силу трения. В рассматриваемом случае силой трения от обжатия кольца можно пренебречь и учитывать только второе слагаемое:

$$N_{\text{тр}} = \mu\pi D_{\text{к}}\Delta p. \quad (12)$$

Результаты расчета приведены на рис. 3, б.

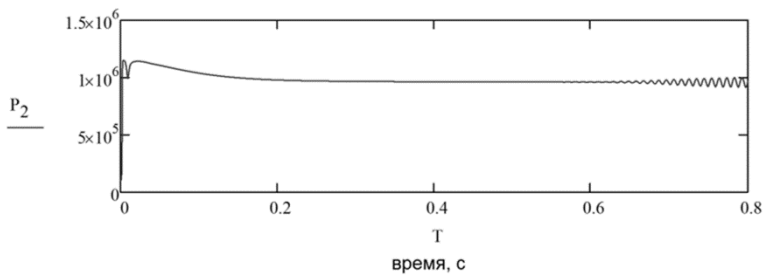
Видно, что если при расчете учитывать силы трения, это переводит РД из области неустойчивости в область устойчивой работы. Сила трения демпфирует колебания в системе и способствует устойчивой работе РД.

Оценка влияния диаметра делительной дюзы на работу РД. Делительная дюза определяет расход газа из полости *III* в полость *II* и служит для настройки работы РД в устойчивом режиме. Расчеты проводили для нескольких значений диаметров делительной дюзы (0,5...2,0 мм); результаты расчетов приведены на рис. 4.

Видно, что с увеличением диаметра делительной дюзы неустойчивость работы РД сначала несколько возрастает, а затем уменьшается. Граница устойчивой работы наблюдается в диапазоне значений диаметров 1,5...2,0 мм, что согласуется с результатами натурных испытаний РД, в соответствии с которыми диаметр делительной дюзы для данного РД составляет 1,7 мм.

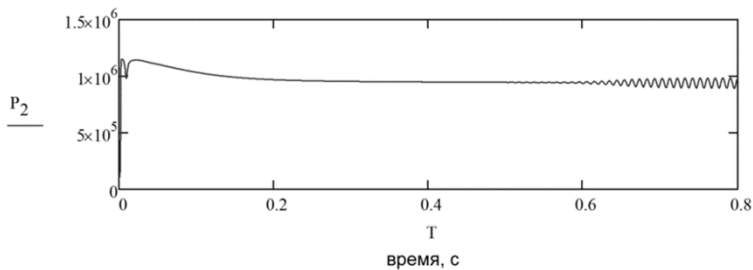
Итак, данная математическая модель дает представление о работе РД без использования экспериментального стенда, а также позволяет проводить исследования при условиях, которые сложно имитировать при натурном эксперименте. При этом можно также оценить влияние на работу системы различных факторов, причем полученные результаты имеют сходный характер с процессами, происходящими при

давление, Па



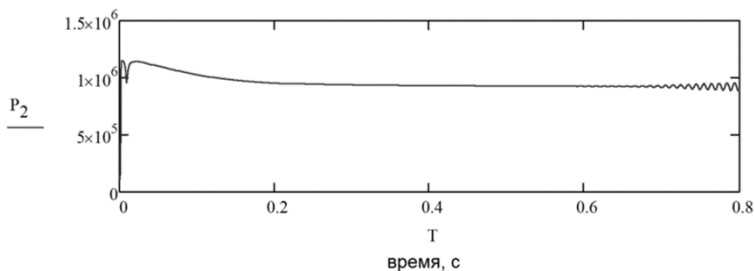
a

давление, Па



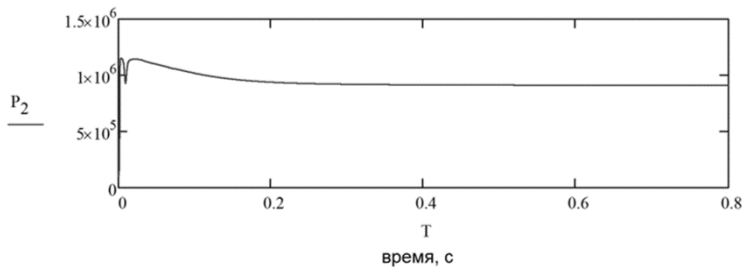
б

давление, Па



в

давление, Па



г

Рис. 4. Результаты расчета при диаметре дюзы, равном 0,5 (а), 1,0 (б), 1,5 (в) и 2,0 (г) мм

реальной работе РД. Тем не менее некоторые отличия все же существуют. На практике при работе РД распределение давления происходит по поверхности клапана и во всей емкости, т. е. давление не постоянное внутри контрольного объема (полости), а изменяется в зависимости от координаты точки внутри объема. Влияние такого распределения существенно и должно быть учтено соответствующими коэффициентами. Изучением картины распределения давлений при работе тарельчатых клапанов занимались многие исследователи [3, 4]. В своих работах они использовали экспериментальные методы (с более подробным обзором этих работ можно ознакомиться в работе [5]), что довольно трудоемко и дорого. Поэтому, несмотря на широкое использование и глубокую проработку вопросов проектирования РД, представляется необходимым изыскание новых методов исследования, которые позволят получать результаты в более короткие сроки и с меньшими затратами.

Решение этой задачи заключается в создании математической модели проточной части РД в приближении распределенных параметров [6, 7]. При этом параметры рабочей среды зависят от координат точки внутри контрольного объема. Последующая интеграция полученных результатов в форме коэффициентов математической модели всего устройства в приближении сосредоточенных параметров позволит получить более точное описание рабочих процессов. Этот комбинированный метод в настоящее время является единственным методом, позволяющим учесть значение неоднородности поля давления в проточной части РД при численном моделировании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кармугин Б. В., Кисель В. Л., Лазебник А. Г. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры. – Киев: Техника, 1980. – 295 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
3. Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны. – Л.: Машиностроение, 1976. – 232 с.
4. Бугаенко В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / под ред. академика УССР В.М. Будника. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 168.
5. Исследование динамической нагрузки, действующей на рабочий орган пневматического регулирующего исполнительного устройства // А.В. Чернышев, В.А. Васильева, А.А. Крутиков, Н.Н. Коленко // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2011. – С. 150–166.
6. Чернышев А. В., Крутиков А. А. Моделирование рабочих процессов в элементах пневматических устройств с учетом распределенных параметров // Конверсия в машиностроении. – 2007. – № 4–5. – С. 94–98.
7. Крутиков А. А. Создание метода и разработка пневматических исполнительных устройств нагрева и охлаждения // дис...канд. техн. наук: (05.04.06). – 2008. – 127 с.

Статья поступила в редакцию 14.09.2012