

## ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ИМПУЛЬСНОГО ЯДЕРНОГО РЕАКТОРА

И. А. Никитин

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», г. Саров Нижегородской обл.

Описана конструкция пневматического исполнительного механизма, предназначенного для быстрого перемещения рабочего органа импульсного ядерного реактора. Проведен анализ динамических характеристик термодинамической и механической подсистем. Показана взаимосвязь этих подсистем в момент перемещения рабочего органа. Представлены расчетная модель одномерного нестационарного течения вязкой среды в цилиндрической трубе и обобщенная расчетная модель пневматического исполнительного механизма. Проведены расчеты динамических характеристик механизма. Показано, что обобщенную расчетную модель можно использовать для определения параметров оптимальной конструкции и характеристик пневматического исполнительного механизма на стадии проектирования.

**Ключевые слова:** импульсный ядерный реактор, пневматический исполнительный механизм, трубопровод, ламинарное и турбулентное течение, нестационарный поток.

**DESIGN AND CALCULATION PECULIARITIES OF A PULSED NUCLEAR REACTOR PNEUMATIC ACTUATOR / I. A. NIKITIN** // There is described the design of pneumatic actuator aimed at rapid transfer of the pulsed nuclear reactor work member. There was performed the analysis of dynamic characteristics of thermodynamic and mechanical subsystems. The interaction of these subsystems at the time of the actuator transfer is demonstrated. The calculated model of a one-dimensional unsteady flow of viscous medium in a cylindrical tube as well as the generalized calculated model of the pneumatic actuator is demonstrated. The calculation of the mechanism dynamic characteristics is performed. It is shown that the generalized calculated model can be used to determine optimal design parameters and pneumatic actuator characteristics at a design stage.

**Key words:** pulsed nuclear reactor, pneumatic actuator, pipeline, laminar and turbulent flow, unsteady flow.

### Введение

Особенность аperiодического импульсно-ядерного реактора (ИЯР) состоит в генерировании импульса делений на запаздывающих или мгновенных нейтронах [1]. Генерация импульсов обеспечивается быстрым вводом избыточной реактивности рабочим органом (РО), перемещение которого осуществляется, как правило, посредством пневматического исполнительного механизма (ИМ).

По мере развития ИЯР расширялось применение таких механизмов. Так, в работе [2],

помимо традиционного назначения ИМ (генерирование импульса делений), рассмотрены ИМ, в которых РО или группа РО выполняют другие функции, например:

– формирование заднего фронта импульса делений;

– быстродействующая аварийная защита в реакторе на медленных нейтронах [3];

– производство сложного квазиимпульса, когда с помощью одной группы РО получают начальный скачок реактивности, а другой группой РО переводят реактор на постоянную мощность [4].

В работе [2] также представлена математическая модель в виде системы линейных дифференциальных уравнений, с помощью которой можно выполнить расчеты пневматического механизма для определения оптимальной конструкции на стадии проектирования:

- определить геометрические размеры важных частей механизма и динамические характеристики перемещения РО;
- подобрать необходимую пневматическую арматуру;
- выбрать вариант тормозного устройства, определить характер воздействия нагрузки на подвижную часть и работоспособность демпфера в целом;
- учесть влияние утечек газа через дроссельные отверстия и зазоры в сопряжениях подвижных частей, а также конструктивных узлов в виде фиксаторов, защелок и др.

В расчетной модели [2] приняты следующие допущения: газ является идеальным, процесс течения газа из полости в полость – адиабатический, теплообмен отсутствует. Расход рабочей среды при перетекании из полости в полость описывается формулой Сен-Венана и Ванцеля. Влияние соединительного трубопровода в предположении малой длины учитывается с помощью постоянного коэффициента расхода газа.

Опыт создания ИМ и компоновки пневматической арматуры на реакторном стенде показывает, что при использовании газовой магистрали с небольшим проходным сечением (диаметр ~10 мм) реальная длина трубопровода может составлять единицы метров. При расчете таких пневматических систем необходимо учитывать влияние трубопровода на динамические характеристики ИМ и рассматривать движение газа по линии передачи как одномерное нестационарное течение вязкой среды.

Поэтому расчетную модель [2] целесообразно дополнить математическим описанием, учитывающим нестационарное течение газовой среды по конечному цилиндрическому трубопроводу, предпочтительно в виде обыкновенных дифференциальных уравнений, чтобы к общей расчетной модели применить один из методов численного решения задачи с начальными условиями (задачи Коши). Такая

дополненная модель позволит увеличить точность расчетов при проектировании пневматических ИМ для ИЯР.

### Проектирование пневматического исполнительного механизма

Пневматический ИМ представляет собой устройство, в котором аккумулятор газовой среды (ресивер) и электропневмоклапан (ЭПК) связаны с пневматическим цилиндром газовой магистралью (трубопроводом), а поршень – через шток с РО. Принципиальная конструктивная схема пневматического ИМ приведена на рис. 1.

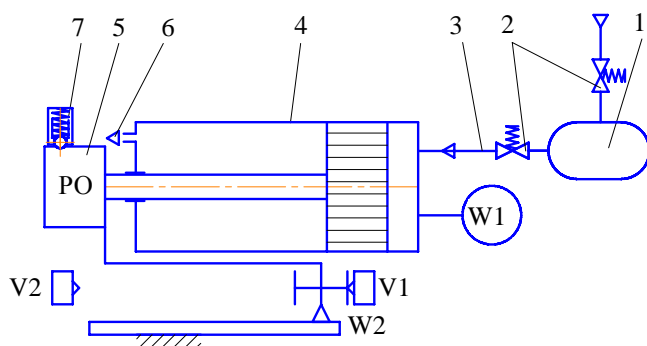


Рис. 1. Принципиальная схема пневматического ИМ: 1 – ресивер; 2 – электропневмоклапан; 3 – трубопровод; 4 – пневмоцилиндр; 5 – подвижная часть; 6 – дроссель (выход в атмосферу); 7 – фиксатор; V1 и V2 – датчики крайнего положения; W1 – датчик давления; W2 – датчик текущего положения

Рассматриваемая схема состоит из термодинамической и механической подсистем. Так как пространственное положение ИМ может быть вертикальным, горизонтальным и др., влияние массы подвижной части на механическую подсистему будем учитывать в уравнении движения. Расчетная схема пневматического механизма представлена на рис. 2.

В процессе проектирования пневматического ИМ по результатам расчетов проводится оценка работоспособности механической и термодинамической подсистем в отдельности и механизма в целом. Показатель качества работы ускоряющей системы механизма определяется из зависимости перемещения подвиж-

ной части  $x(t)$  и изменения давления в рабочей полости цилиндра  $p_2(t)$ . Работоспособность тормозной пневматической системы оценивается зависимостью  $x(t)$  и изменением давления в выхлопной полости цилиндра  $p_3(t)$ . Обозначения приняты согласно схеме рис. 2.

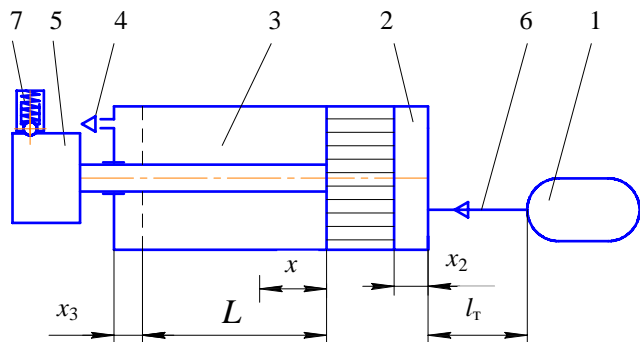


Рис. 2. Расчетная схема пневматического ИМ: 1 – полость ресивера; 2 – рабочая полость цилиндра; 3 – выхлопная полость цилиндра; 4 – выход в атмосферу; 5 – подвижная часть; 6 – трубопровод; 7 – фиксатор

Принцип работы пневматического ИМ в виде расчетных зависимостей термодинамической  $p_2(t)$  и механической  $x(t)$  подсистем представлен на рис. 3. Зависимости  $x(t)$  и  $p_2(t)$  показывают динамику работы пневматического ИМ.

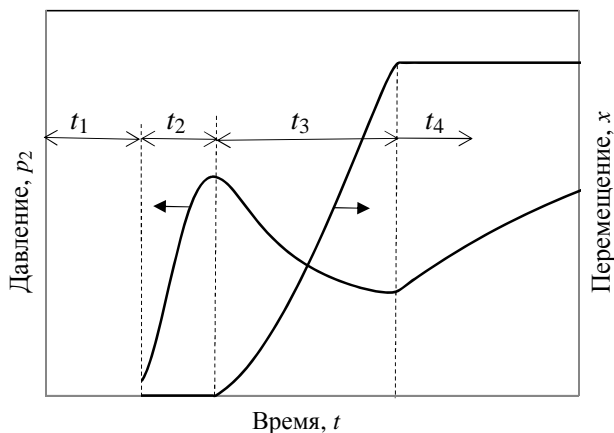


Рис. 3. Зависимости  $p_2(t)$  и  $x(t)$  пневматического ИМ:  $t_1$  – время задержки;  $t_2$  – время заполнения газовой средой буферного объема;  $t_3$  – время перемещения подвижной части;  $t_4$  – время уравнивания давления в пневматической системе

Время  $t_1$  характеризует движение газовой среды от ресивера до рабочей полости пнев-

матического цилиндра. Согласно схеме рис. 1 значение  $t_1$  определяется параметрами арматуры: временем срабатывания ЭПК или временем распространения волны возмущения по среде газовой магистрали, которое равно отношению длины трубопровода к адиабатической скорости звука.

Скорость распространения одномерных малых возмущений в неподвижной сжимаемой среде (скорость звука  $a_0$ ) можно определить [5] по формуле

$$a_0 = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_0}, \quad (1)$$

где  $p, \rho$  – давление и плотность среды.

В случае адиабатического процесса и идеального газа  $p = \rho RT$ , скорость звука равна

$$a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT}. \quad (2)$$

Здесь  $a$  – адиабатическая скорость звука;  $k$  – показатель адиабаты;  $R$  – газовая постоянная;  $T$  – температура газа.

Промежуток времени  $t_2$  обусловлен заполнением газом внутренней полости трубопровода и буферной полости пневматического цилиндра до давления, при котором начинается перемещение подвижной части. Величина  $t_2$  зависит от пространственного положения механизма, длины трубопровода, усилия фиксирующего устройства и пр.

Промежуток времени  $t_3$  характеризует перемещение подвижной части механизма (движение РО). В момент перемещения РО зависимости  $x(t)$  и  $p_2(t)$  взаимосвязаны.

Промежуток времени  $t_4$  обусловлен уравниванием давления в пневматической системе и утечкой газовой среды через зазоры подвижных частей и прочие элементы в атмосферу. Первый процесс составляет десятые доли секунды, второй – несколько секунд.

### Нестационарное течение вязкой среды в трубе круглого сечения

При модельном описании газовой магистрали пневматического ИМ следует учитывать нестационарное течение вязкой рабочей

среды, обусловленное перепадом давления на входе и выходе трубопровода, и взаимодействие этой среды с подвижной частью механизма.

В реальной конструкции трубопровод и элементы пневматической системы имеют повороты, переходные участки, дроссельные и запорные устройства. При наличии таких местных сопротивлений трубопровод представляет собой сложную линию. В технике гидравлических и пневматических систем приняты следующие определения. К простой линии относится [6, 7] участок:

- с постоянным проходным сечением;
- длиной, достаточной, чтобы находящиеся на ее концах местные сопротивления не оказывали взаимного влияния;
- на котором потери давления в местных сопротивлениях малы по сравнению с потерями давления вследствие сопротивления трения.

Простые линии с постоянной по длине толщиной стенок, материал которых имеет одинаковый модуль упругости, определяются как однородные линии.

В общем случае однородные линии относятся к линиям с распределенными параметрами. В реальных условиях масса, упругость и вязкость рабочей среды распределены по всей длине пневматической линии, причем параметры могут изменяться при переходе от одной точки сечения к другой. Такая особенность нестационарных течений реальных сред относится к системам с распределенными по пространственным координатам параметрам, которые описываются уравнениями в частных производных, основными из которых являются уравнения Навье – Стокса [5, 7].

При малом влиянии сжимаемости рабочей среды и в предположении о бесконечной жесткости стенок трубопровода математические модели пневматических линий могут быть представлены в сосредоточенных параметрах. В этом случае нестационарное течение среды описывается обыкновенными дифференциальными уравнениями.

Гидромеханический процесс сопровождается ламинарным или турбулентным движением среды. Характер течения газа в трубе определяется числом Рейнольдса

$$Re = \frac{\bar{w}d_T\rho}{\mu} = \frac{\bar{w}d_T}{\nu}, \quad (3)$$

где  $d_T$  – внутренний диаметр трубы;  $\bar{w}$  – усредненная по сечению трубы скорость газа;  $\mu, \nu$  – динамическая и кинематическая вязкости среды.

При числах Рейнольдса ( $Re$ ) меньше критического значения  $Re_{кр}$  течение ламинарное. При  $Re > Re_{кр}$  ламинарный режим переходит в турбулентный. В обычных условиях для течения в трубе круглого сечения  $Re_{кр} \approx 2300$ . Развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при  $Re \approx 4000$ , а при  $Re = 2300 \dots 4000$  имеет место переходная критическая область [8].

При постановке задачи о неустановившемся течении вязкой жидкости предполагается, что жидкость несжимаемая,  $\rho = \text{const}$ , не учитывается действие массовых сил, траектории всех частиц прямолинейно-параллельные. Нестационарное движение вязкой несжимаемой среды, обусловленное развитием профиля скоростей в трубе при разгоне этой среды под действием внезапно приложенного давления, можно описать дифференциальными уравнениями параболического типа. В цилиндрических координатах дифференциальное уравнение прямолинейного движения вязкой среды [9] имеет вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (4)$$

где мгновенный перепад давления на участке  $l$ , отнесенный к плотности, имеет постоянное значение, т. е.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho l} = \frac{\Delta p}{\rho l} = \text{const}.$$

Здесь  $u$  – скорость;  $r$  – радиус трубы;  $p_1, p_2$  – давление на входе и выходе трубы.

Численное решение задач динамики вязкой жидкости связаны с применением метода конечных разностей, который подробно изложен в работе [5].

В гидравлике для описания нестационарного движения несжимаемой жидкости в канале (трубе) обычно используется уравнение Бернулли с учетом инерционного напора [10, 11],

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{(\bar{w}_1)^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{(\bar{w}_2)^2}{2g} + h_{\text{и}} + h_{\text{т}} + \sum h_{\text{м}}, \quad (5)$$

где  $z$  – геометрический напор;  $\frac{p}{\rho g}$  – пьезометрический напор;  $\frac{(\bar{w})^2}{2g}$  – скоростной напор;

$h_{\text{т}} = \bar{\xi} \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{т}}} \frac{(\bar{w})^2}{2g}$  – потери напора за счет трения при неустановившемся течении;

$h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \frac{(\bar{w})^2}{2g}$  – потери напора за счет местного сопротивления;  $h_{\text{и}} = \frac{\beta l_{\text{т}}}{g} \frac{d\bar{w}}{dt} + \frac{\bar{w} l_{\text{т}}}{g} \frac{d\beta}{dt}$  – потери напора за счет инерции ( $\frac{\beta l_{\text{т}}}{g} \frac{d\bar{w}}{dt}$  – инерционный напор, затрачиваемый на разгон среды или торможение;  $\frac{\bar{w} l_{\text{т}}}{g} \frac{d\beta}{dt}$  – инерционный напор, затрачиваемый на перестройку профиля скорости);  $\alpha$  – коэффициент коррекции кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению (при ламинарном течении  $\alpha = 2$ , при турбулентном течении  $\alpha = 1,22 \dots 1,02$ );  $\beta$  – коэффициент коррекции количества движения;  $l_{\text{т}}$  – длина трубопровода;  $\bar{\xi}$ ,  $\xi_{\text{м}}$  – коэффициенты сопротивления трения и местного сопротивления при неустановившемся течении;  $g$  – ускорение свободного падения.

Для проведения практических расчетов уравнение (5) используют [7] в виде

$$\beta \rho l_{\text{т}} \frac{d\bar{w}}{dt} + \frac{\rho l_{\text{т}} \bar{w}}{2} \frac{d\beta}{dt} + \bar{\xi} \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{т}}} \frac{\rho (\bar{w})^2}{2} = (p_1 - p_2), \quad (6)$$

или, при условии  $\beta = \text{const}$ , когда  $\frac{d\beta}{dt} = 0$ , в виде [10]

$$\beta \rho l_{\text{т}} \frac{d\bar{w}}{dt} + \bar{\xi} \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{т}}} \frac{\rho (\bar{w})^2}{2} = (p_1 - p_2). \quad (7)$$

Рассматривая течение с ускорением, необходимо учитывать влияние нестационарности на коэффициент гидравлического сопротивления [10] в виде

$$\bar{\xi} = \xi_0 \left[ \exp(-20N_1) + 20N_1 \frac{1+N_2}{1+10N_1} \exp(1+N_1) \right], \quad (8)$$

где  $N_1 = \frac{d_{\text{т}}}{(\bar{w})^2} \frac{d\bar{w}}{dt}$  и  $N_2 = \frac{1}{\bar{w}} \left( d_{\text{т}}^2 \frac{d^2 \bar{w}}{dt^2} \right)^{\frac{1}{3}}$  – параметры нестационарности;  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления трения для стационарных условий. В уравнении (5) принято  $\beta = 1$ .

Другой вид формулы для коэффициента сопротивления трения при неустановившемся течении [10] –

$$\bar{\xi} = \xi_0 + 1,28N_1. \quad (9)$$

При этом в уравнении (5) принято  $\beta = \beta_0 + 1,208N_1^{0,0275}$ , где  $\beta_0$  – коэффициент количества движения для стационарных условий.

Коэффициент сопротивления трения трубы круглого сечения  $\xi_0$  в зависимости от числа Рейнольдса и относительной шероховатости может быть определен [10–12]:

– для технических (гидравлических) гладких труб при  $\text{Re} = 4 \cdot 10^3 \dots 10^5$  по формуле Блазиуса

$$\xi_0 = 0,316 \text{Re}^{-0,25}; \quad (10)$$

– для технических гладких труб при  $\text{Re} = 4 \cdot 10^3 \dots 10^{12}$  по формуле Филоненко

$$\xi_0 = (1,821 g \text{Re} - 1,64)^{-2}; \quad (11)$$

– для шероховатых труб при турбулентном режиме по формуле А. Д. Альтшуля

$$\xi_0 = 0,11 \left[ (\Delta / d_{\text{т}}) + (68 / \text{Re}) \right]^{0,25}, \quad (12)$$

где  $\Delta$  – эквивалентная абсолютная шероховатость. Обобщенная расчетная модель пневматического ИМ, с учетом влияния конечного

цилиндрического трубопровода, представляет систему дифференциальных уравнений. Все обозначения в уравнениях соответствуют расчетной схеме рис. 2:

– для трубопровода уравнение имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \beta \rho_{ji} l_T \frac{d\bar{w}}{dt} + \bar{\xi} \frac{l_T}{d_T} \frac{\rho_{ji} (\bar{w})^2}{2} &= (p_j - p_i), \\ i = j+1, \quad j = 1 \end{aligned} \right\}; \quad (13)$$

– для ресивера система уравнений записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\rho_j}{dt} &= -\frac{1}{V_j} G_{ji}, \\ \frac{dp_j}{dt} &= -\frac{k-1}{V_j} \varepsilon_{ji}, \\ i = j+1, \quad j = 1 \end{aligned} \right\}; \quad (14)$$

– для рабочей полости пневмоцилиндра система уравнений записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\rho_j}{dt} &= \frac{1}{F_j (x_j + x)} G_{lj}, \\ \frac{dp_j}{dt} &= \frac{k-1}{F_j (x_j + x)} \varepsilon_{lj} - \frac{k}{(x_j + x)} p_j \frac{dx}{dt}, \\ l = j-1, \quad j = 2 \end{aligned} \right\}; \quad (15)$$

– для выхлопной полости пневмоцилиндра уравнение имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\rho_j}{dt} &= \frac{k}{(L + x_j - x)} p_j \frac{dx}{dt} - \frac{k-1}{F_j (L + x_j - x)} \varepsilon_{ji}, \\ i = j+1, \quad j = 3 \end{aligned} \right\}; \quad (16)$$

Величины, входящие в уравнения (13–15):

$$\left. \begin{aligned} \frac{(p_j - p_i)}{\rho_{ji} l_T} &= \text{const}, \\ G_{ji} &= f_{ji} \rho_{ji} \bar{w}, \\ \varepsilon_{ji} &= \frac{k}{k-1} RT_j G_{ji}, \\ i = j+1, \quad j = 1 \end{aligned} \right\}; \quad (17)$$

а в уравнение (16):

$$\left. \begin{aligned} G_{ji} &= \mu_{ji} f_{ji} \Phi \left( \frac{p_i}{p_j} \right) \sqrt{\frac{2k}{k-1}} p_j \rho_j, \\ \varepsilon_{ji} &= \frac{k}{k-1} RT_j G_{ji}, \\ \Phi \left( \frac{p_i}{p_j} \right) &= \begin{cases} 0,2588 \text{ при } \frac{p_i}{p_j} \leq 0,528, \\ \sqrt{\left( \frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \text{ при } \frac{p_i}{p_j} > 0,528, \end{cases} \\ \rho_j &= \frac{p_j}{RT_j}, \quad T_j = T_i \left( \frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad j = 3 \end{aligned} \right\}; \quad (18)$$

Уравнение движения подвижной части пневматического механизма в общем случае имеет вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} =$$

$$= p_2 F_2 - p_3 F_3 - mg (\cos \theta + f_{тр} \sin \theta) - P, \quad (19)$$

где  $m$  – суммарная приведенная масса подвижных частей механизма;  $F_2, F_3$  – площадь поршня;  $p_2, p_3$  – давление газа в полостях цилиндра;  $f_{тр}$  – приведенный коэффициент трения;  $P$  – сила сопротивления;  $\theta$  – угол отклонения оси механизма от вертикали.

### Особенности конструкции и расчета пневматического ИМ

Результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными, полученными при испытании макета пневматического ИМ аварийной защиты. На макете проверялись конструктивные решения, заложенные в механизм, его работоспособность, определялись динамические характеристики. Исполнительный механизм перемещал имитатор РО массой 16 кг в горизонтальном направлении на расстояние 220 мм. Газовая магистраль пневматической системы состояла из ЭПК и трубопровода с внутренним диаметром 6 мм.

Объем ресивера составлял 3 л, в качестве рабочего газа использовался воздух. В начальном положении подвижная часть механизма удерживалась устройством фиксации, осевое усилие отрыва с которого составляло ~900Н. Торможение подвижной части осуществлялось с помощью пневматического демпфера. В конечном положении подвижная часть останавливалась на устройстве захвата, в пределах которого она могла иметь некоторую осцилляцию.

На рис. 4 представлены экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра от времени при длине трубопровода 2 м и различном давлении газа в ресивере. Регистрация давления в рабочей полости пневматического цилиндра проводилась с помощью датчика давления типа ДМР 331.

Из рис. 4 видно, что время задержки  $t_1$  во всех экспериментах одинаковое и составляет менее 50 мс. Согласно паспортным данным на ЭПК, время срабатывания составляет не более 50 мс (в экспериментах использовался клапан ЭК-69К разработки КБ «Арматура» им. М. В. Хруничева, диаметр проходного се-

чения – 8 мм). Таким образом, время задержки  $t_1$  соответствует времени срабатывания ЭПК.

В качестве примера для этой же термодинамической подсистемы на рис. 5 представлены экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра от времени при длине трубопровода 25 м и различном давлении газа в ресивере. В этом случае во всех экспериментах время  $t_1$  составляет ~80 мс, что соответствует времени прохождения волны возмущения по трубопроводу. Из рис. 5 также видно, что быстродействие механизма существенно снижается, требуется более высокое давление газа в ресивере и с увеличением длины трубопровода становится заметным переходный процесс расходной функции. На практике длинные линии в пневматических механизмах используются при зарядке ресивера, когда время наполнения не регламентируется.

Из результатов, представленных на рис. 4, следует, что при номинальной длине газовой магистрали быстродействие пневматического механизма определяется только временем срабатывания ЭПК.

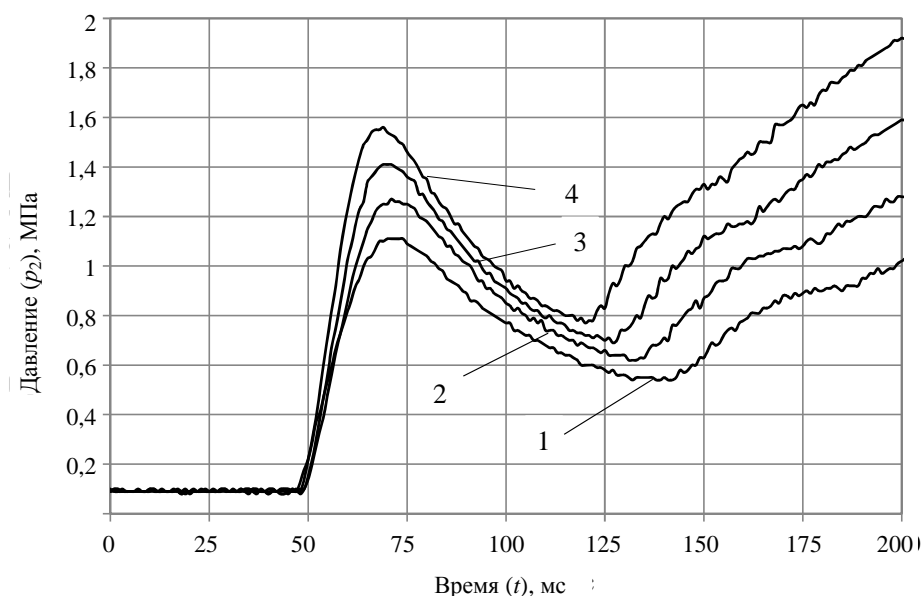


Рис. 4. Экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра от времени при длине трубопровода 2 м и различном давлении газа в ресивере: 1 – 1,6 МПа; 2 – 2,0 МПа; 3 – 2,5 МПа; 4 – 3,0 МПа

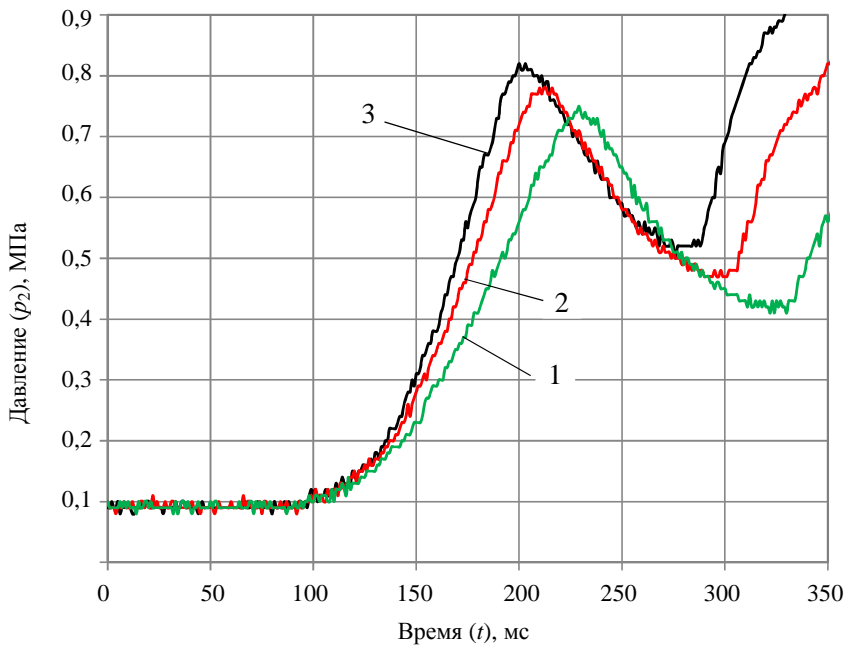


Рис. 5. Экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра от времени при длине трубопровода 25 м и различном давлении газа в ресивере: 1 – 2,5 МПа; 2 – 3,5 МПа; 3 – 4,5 МПа

Расчет параметров пневматического ИМ проводился с использованием уравнений (13–19). Численное решение дифференциальных уравнений можно проводить методом Эйлера, Рунге – Кутта и др.

В процессе проведения расчетов было выявлено, что при длине газовой магистрали 2 м и скачке давления выше ~1,0 МПа ламинарным движением среды можно пренебречь, так как время течения мало, составляет единицы миллисекунд. Кроме того, для случая реальной конечной магистрали необходимо учитывать участок от входа в трубу, на котором формируется (стабилизируется) параболический профиль скоростей. Данное расстояние называется начальным участком течения ( $l_{нач}$ ). Согласно расчетам Шиллера [13] влияние конечной длины трубы перестает действовать, когда

$$l_{нач} > 0,115 \frac{r^2 \bar{w}}{\nu} = 0,029 d_T Re. \quad (20)$$

На рис. 6 представлены экспериментальные данные рис. 4 и расчетные зависимости изменения давления в рабочей полости ци-

линдра и перемещения подвижной части от времени при давлении газа в ресивере 2,0 и 3,0 МПа. Из приведенных результатов на рисунках видно хорошее согласие экспериментальных и расчетных зависимостей как по характеру работы термодинамической подсистемы, так и по времени перемещения подвижной части механизма.

Здесь следует отметить, что возможны другие способы учета наличия трения при одномерном течении газа. Например, в работе [13] сделан следующий вывод: «Сопоставляя влияние изменения сечения трубки (деформации трубки тока) и влияние трения, можно заключить, что в дозвуковом и сверхзвуковом потоках трение приводит с качественной стороны к такому же изменению скорости течения, как и уменьшение сечения трубки. Следовательно, воздействие сил трения в потоке можно заменить эквивалентной деформацией струи – уменьшением ее сечения в направлении движения». Можно также описывать расходную функцию трубопровода с помощью эмпирической зависимости [14].



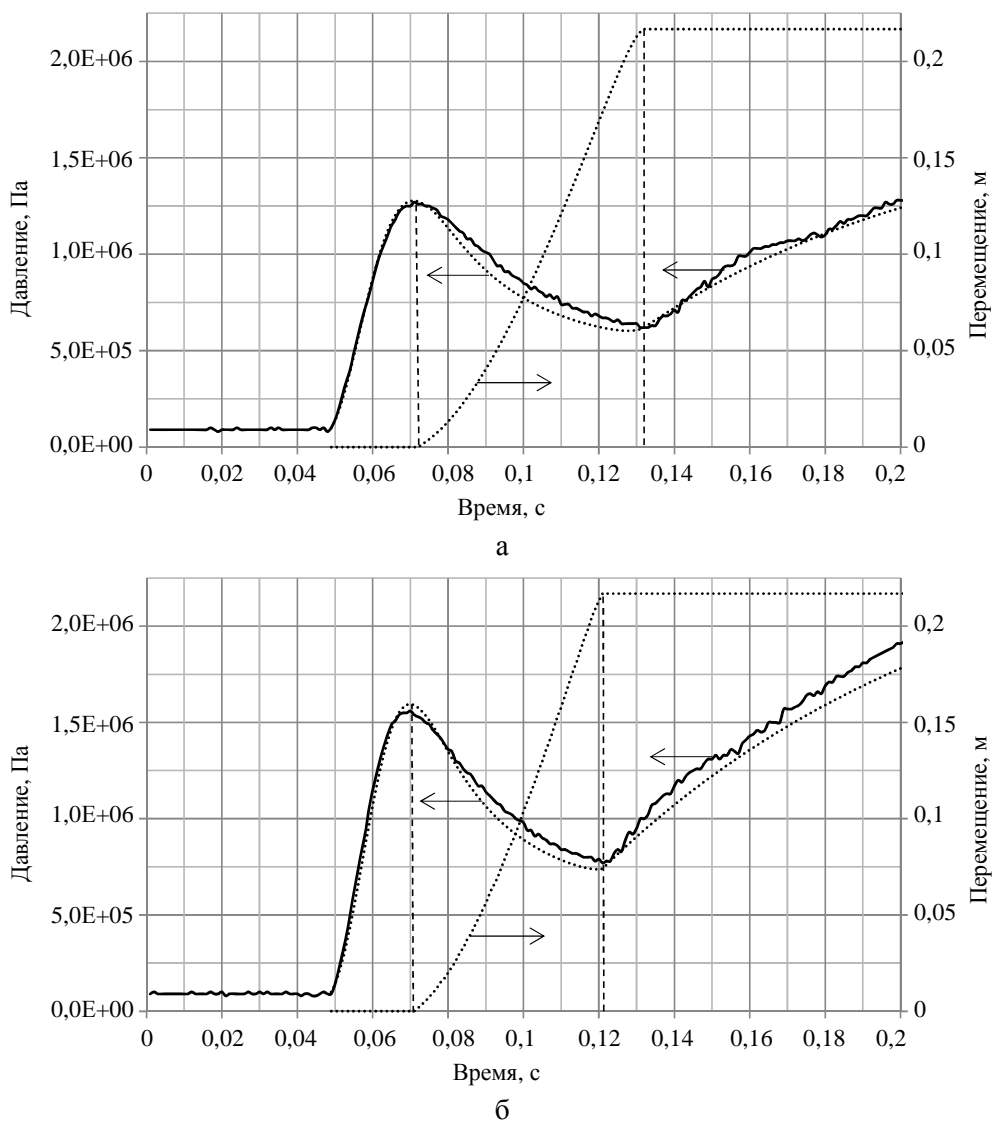


Рис. 6. Зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра и перемещения подвижной части от времени при давлении в ресивере 2,0 МПа (а) и 3,0 МПа (б): ———— – эксперимент; ..... – расчет

Однако такие подходы приемлемы для установившегося движения вязкого газа. В нашем случае, мы имеем дело с явно выраженным нестационарным турбулентным течением вязкой среды, обусловленным значительным скачком давления. В этом случае существенное влияние на коэффициент сопротивления трения оказывают параметры нестационарности: первая производная (ускорение) от средней по сечению скорости течения среды  $\frac{d\bar{w}}{dt}$  и вторая производная от этой скорости  $\frac{d^2\bar{w}}{dt^2}$ .

Также необходимо отметить, что эксплуатация ИЯР требует обязательной проверки ра-

ботоспособности оборудования установки, в том числе и пневматического ИМ. На эксплуатируемых реакторах контроль быстрого перемещения подвижной части осуществляется по датчикам крайних положений. В этом случае регистрируется только время срабатывания механической подсистемы, информация о характере работы пневматического ИМ отсутствует.

В настоящее время существуют измерительные средства, в частности, датчики линейных перемещений, которые позволяют контролировать текущее положение объекта при значительных скоростях, ~10 м/с, с высокой точностью [15]. При этом датчики обла-

более  $10^8$ , и различной длиной измерения, которая может составлять до 3 м в зависимости от типа прибора. В реакторной технике непосредственный контроль положения РО имеет принципиальное значение.

Выше было показано, что работоспособность пневматического ИМ в целом можно определять по динамическим зависимостям термодинамической и механической подсистем. Поэтому для получения полной информации о работе быстродействующего ИМ при его эксплуатации в конструкцию новых разработок целесообразно закладывать (кроме датчиков контроля крайних положений) линейный датчик перемещения подвижной части и датчик контроля давления в рабочей полости пневматического цилиндра (см. рис. 1).

В качестве примера на рис. 7 приведены экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости цилиндра и перемещения подвижной части от времени, полученные на исследуемом пневматическом ИМ, где длина трубопровода составляла 25 м, а давление газа в ресивере – 2 МПа. Регистрация перемещения подвижной части проводилась с помощью датчика линейного перемещения типа LWN225.

Зависимости рис. 7 показывают реальные динамические характеристики пневматиче-

ского ИМ от момента подачи сигнала на открытие ЭПК до остановки подвижной части на устройстве захвата в крайнем положении, а также характер работы ускоряющей и тормозной системы. Из графика перемещения видно, что при торможении подвижной части имеется незначительная осцилляция на воздушной подушке.

## Заключение

Проведен анализ работы пневматического ИМ, состоящего из термодинамической и механической подсистем. Показано, что динамические характеристики этих подсистем определяют показатель качества работы пневматического ИМ. Показана взаимосвязь подсистем в момент перемещения РО. Рассмотрены особенности конструкции и расчета пневматического ИМ. Приведены рекомендации по конструкции механизма в части контроля его работоспособности. Представлена обобщенная расчетная модель пневматического ИМ с учетом влияния нестационарного турбулентного течения вязкой несжимаемой рабочей среды по трубопроводу. На примере пневматического ИМ аварийной защиты рассмотрены экспериментальные зависимости

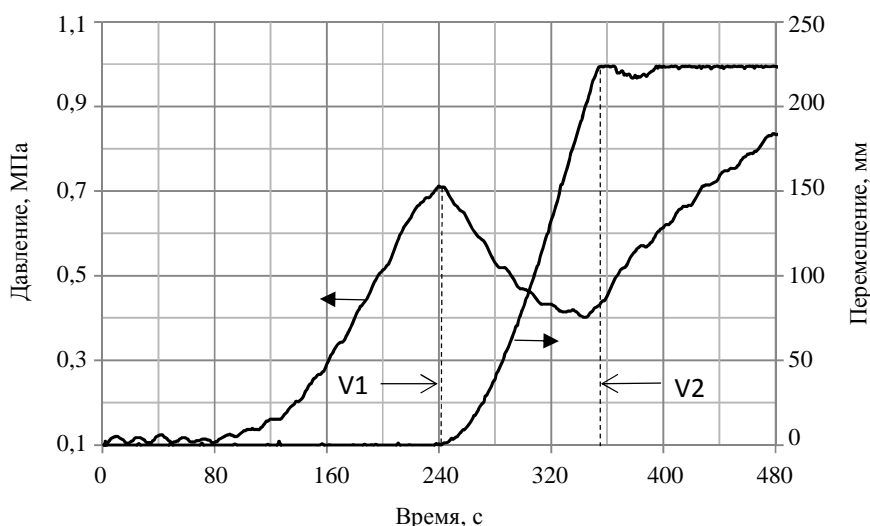


Рис. 7. Экспериментальные зависимости изменения давления в рабочей полости пневматического цилиндра и перемещения подвижной части от времени при длине трубопровода 25 м и давлении газа в ресивере 2,0 МПа: V1, V2 – датчики крайнего положения

влияния длины трубопровода на динамические характеристики механизма. Проведены расчеты с использованием обобщенной математической модели, которые показали хорошее согласие экспериментальных и расчетных данных. Представленную расчетную модель можно применять для определения параметров оптимальной конструкции и характеристик быстродействующих пневматических ИМ при проектировании ИЯР.

### Список литературы

1. Колесов В. Ф. Аперiodические импульсные реакторы. – Саров: РФЯЦ-ВНИИЭФ, 2007. Т. 1.

2. Никитин И. А. Пневматические исполнительные механизмы рабочих органов системы управления и защиты импульсных ядерных реакторов // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов, 2007, вып. 2, с. 47–58.

3. Бурцева Д. В., Влох Г. В., Колесов В. Ф. и др. Физическая схема мощного теплового реактора-облучателя // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов, 2000, вып. 2/3, с. 41–46.

4. Сизов А. Н. О быстром переводе реактора на постоянный уровень мощности // Атомная энергия, 1981, т. 50, вып. 4, с. 277–279.

5. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2003.

6. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987.

7. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982.

8. Монин А. С., Яглом А. М. Статистическая гидромеханика (механика турбулентности). – М.: Наука, 1965, Ч. 1.

9. Слѣзкин Н. А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. – М.: Гостехиздат, 1955.

10. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1990.

11. Башта Т. М., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982.

12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992.

13. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961.

14. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975.

15. Никитин И. А. Некоторые вопросы проектирования исполнительных механизмов импульсных ядерных реакторов // ВАНТ. Сер. Физика ядерных реакторов, 2013, вып. 3, с. 94–101.

Контактная информация –

Никитин Игорь Александрович,  
ведущий научный сотрудник ИЯРФ,  
РФЯЦ-ВНИИЭФ,  
e-mail: [nikitin@expd.vniief.ru](mailto:nikitin@expd.vniief.ru)

Статья поступила в редакцию 25.05.2016.

Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика ядерных реакторов, 2016, вып. 4, с. 124–134.