

## ДИНАМИКА РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

© 2006 В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье рассмотрено влияние сил трения в узлах уплотнений на динамические характеристики регуляторов давления газа. Разработана математическая модель регулятора давления газа с учетом сил сухого трения. Выявлено негативное влияние на устойчивость системы автоматического регулирования с регуляторами давления газа разницы между силой трения покоя и движения. Представлены результаты проведенных экспериментов, которые подтверждают адекватность разработанной математической модели.

Важной проблемой при эксплуатации систем автоматического регулирования (САР) давления газа является обеспечение требуемого динамического качества и, прежде всего, отсутствия автоколебательных процессов, снижающих срок службы систем и точность измерения расхода газа [1]. Поэтому в научной литературе много внимания было уделено изучению факторов, влияющих на динамические процессы [2, 3]. К одним из хорошо изученных факторов относится сила сухого трения в регуляторе [4], когда она рассматривается в первом приближении как релейная характеристика. Однако в практике часто наблюдается случаи, когда сила трения покоя в модели сухого трения соизмерима с силой трения при движении элемента регулятора. Поэтому возникла необходимость в изучении процесса влияния указанных сил на динамические характеристики регулятора и системы регулирования в целом.

Рассматривается обобщенная расчетная схема регулятора давления с учетом присоединенных магистралей, поддерживающего постоянным давление за собой (рис. 1).

Газ высокого давления  $P_0$  из входной магистрали 1 с сопротивлением  $\zeta_1$  поступает в полость регулятора 2 с давлением  $P_1$ . Далее газ с давления  $P_1$  через дросселирующую щель между клапаном 3 и седлом 4 поступает в рабочую (выходную) полость 5. Из полости 5 газ поступает к потребителю с давлением  $P_{вых}$  через выходную магистраль 10 с сопротивлением  $\zeta_3$  и в полость 7 через канал 6 с сопротивлением  $\zeta_2$ . В полости 7 газ вместе с пружиной 9 воздействует на чувствительный элемент регулятора – поршень 8. С другой стороны поршень находится под действием командного давления  $P_{ком}$  от редук-

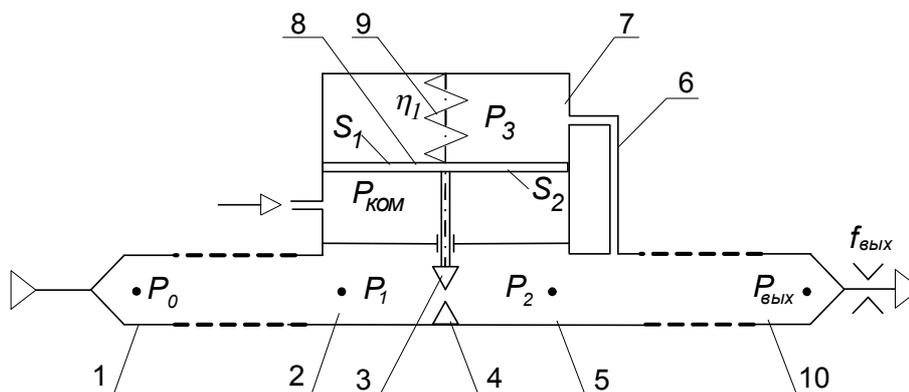


Рис. 1. Обобщенная расчетная схема регулятора давления с учетом присоединенных магистралей

тора-задатчика (на схеме не показан). При заданном расходе газа через регулятор и требуемом значении давления на выходе  $P_{\text{вых}}$  на его подвижных частях устанавливается баланс сил.

При изменении расхода газа через регулятор, например, увеличение за счет потребителя, давление на его выходе  $P_{\text{вых}}$  будет уменьшаться, вследствие чего нарушится баланс сил на чувствительном элементе регулятора – поршне, что приведет к увеличению площади дросселирующего сечения между клапаном и седлом. Давление на выходе возрастает до требуемого  $P_{\text{вых}}$  и происходит восстановления баланса сил на подвижных частях регулятора. При уменьшении расхода через регулятор регулирование давления на выходе происходит аналогичным образом.

Исследование работы регулятора давления на различных режимах автор выполняет с использованием методов математического моделирования. Основным при этом является построение математической модели исследуемого регулятора с учетом характеристик присоединенных магистралей и нелинейной модели сил сухого трения в подвижных уплотнениях регулятора.

Обобщенная расчетная схема регулятора приведена на рис. 1. Математическая модель регулятора давления газа строится на основе фундаментальных термодинамических законов сохранения массы и энергии для рабочего тела переменной массы, а также второго закона Ньютона для движения механических элементов.

В расчетной модели приняты следующие допущения [5]: рабочее тело – идеальный газ; давление и температура на входе регулятора постоянны, т.е.  $P_0 = \text{const}$ ,  $T_0 = \text{const}$ ; режим втекания газа в полость потребителя – критический; клапан жестко связан с подвижными частями регулятора; теплообмен между газом и стенками конструкции отсутствует.

В соответствии с принятыми допущениями получены уравнения, описывающие газодинамические процессы в регуляторе давления газа:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{kR}{W_1} \left[ T_0 G_{0-1} - T_1 G_{1-2} - \frac{P_1}{R} \frac{dW_1}{dt} \right], \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{kR}{W_2} \left[ T_1 G_{1-2} - T_2 (G_{2-\text{вых}} + G_{2-3}) - \frac{P_2}{R} \frac{dW_2}{dt} \right], \quad (2)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{kR}{W_3} \left[ T_2 G_{2-3} - \frac{P_3}{R} \frac{dW_3}{dt} \right], \quad (3)$$

уравнение движения клапана:

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} = P_{\text{ком}} S_2 - P_3 S_1 - F_0 - \eta_1 X - h \frac{dX}{dt} - F_{\text{мп1}}, \quad (4)$$

уравнения расходов:

$$G_{0-1} = f_1(P_0, t), \quad (5)$$

$$G_{1-2} = b_1 X \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} Y_1, \quad (6)$$

$$G_{2-3} = f_2(P_2, t), \quad (7)$$

$$G_{2-\text{вых}} = f_3(P_2, t), \quad (8)$$

$$G_{\text{вых}} = \mu_2 f_{\text{вых}} \frac{P_{\text{вых}}}{\sqrt{RT_{\text{вых}}}} \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (9)$$

где  $P_0, P_1, P_2, P_3, P_{\text{ком}}, P_{\text{вых}}$  – давления на входе в регулятор, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полости чувствительного элемента и командное давление, давление на входе к потребителю соответственно;  $T_0, T_1, T_2, T_3, T_{\text{вых}}$  – температура газа на входе в регулятор, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полости чувствительного элемента и на входе к потребителю соответственно;  $S_1, S_2$  – площади подвижных частей, на которые действуют выходное давление в полости чувствительного элемента и командное давление;  $t$  – текущее время;  $X$  – координата клапана;  $F_0, \eta_1$  – сила предварительного поджатия и жесткость эквивалентной пружины;  $h$  – коэффициент вязкого трения на подвижных частях;  $F_{\text{мп1}}$

– сила сухого трения на подвижных частях;  $M$  – приведенная к клапану масса подвижных частей регулятора;  $W_1, W_2, W_3$  – объемы полостей регулятора;  $G_{0-1}, G_{1-2}, G_{2-a}, G_{2-3}$  – массовые расходы газа соответственно на входе в регулятор, через клапан, на выходе из регулятора, в полость чувствительного элемента;  $f_{вых}$  – площадь выходного дросселя;  $\mu_2$  – коэффициент расхода выходного дросселя;  $k$  – показатель адиабаты;  $R$  – газовая постоянная;  $T_0$  – температура газа на входе в регулятор;  $\zeta_1, \zeta_2$  – гидравлические сопротивления трубопроводов;  $b_1 = \mu_1 \pi d_{cl} \sin 45^\circ$ ;  $\mu_1$  – коэффициент расхода клапанной пары;  $d_{cl}$  – диаметр седла;  $Y_1$  – расходная характеристика клапанной пары:

$$Y_1 = \begin{cases} 1, \text{ при } 0 < \frac{P_2}{P_1} \leq \beta_{кр}, \\ \varepsilon \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } \beta_{кр} < \frac{P_2}{P_1} < 1' \end{cases}$$

где

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \varepsilon = \frac{1}{\sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \sqrt{2k - 1}$$

Известны следующие модели силы сухого трения (рис. 2): модель трения в виде релейной характеристики (а); модель с учетом трения покоя и трения движения (б).

Модель трения в виде релейной характеристики (рис. 2, а) описывается системой уравнений [6]:

$$F_{mp} = \begin{cases} F_{mp \partial}, \text{ при } \frac{dX}{dt} \neq 0; \\ F, \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Модель с учетом трения покоя и трения движения (рис. 2, б) описывается системой уравнений [6]:



Рис. 2. Модели силы сухого трения: а - модель трения в виде релейной характеристики; б - модель с учетом трения покоя и трения движения

$$F_{mp} = \begin{cases} F_{mp \partial}, \text{ при } \frac{dX}{dt} \neq 0; \\ + F_{mp n}, \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } F_{\Sigma} > F_{mp n}; \\ - F_{mp n}, \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } F_{\Sigma} < -F_{mp n}; \\ F, \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } |F_{\Sigma}| \leq F_{mp n}. \end{cases} \quad (12)$$

Полученная математическая модель реализована в программном комплексе Matlab, в системе Simulink [7] (рис. 3). В макроблоках 1, 2, 3 реализованы уравнения (1), (2), (3) описывающие физические процессы, проходящие соответственно, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полостях чувствительного элемента и командного давления. В макроблоке 4 реализовано уравнение движения клапана (4). Уравнения (1) – (4) решаются с помощью метода решения дифференциальных уравнений ODE45.

Принятой расчетной схеме регулятора прямого действия с учетом присоединенных магистралей (рис. 1) соответствует регулятор давления газа типа РДПП80-50М (рис. 4).

Регулятор давления газа РДПП80-50М входит в САР давления газа магистральных газопроводов, он применяется на газораспределительных станциях для редуцирования

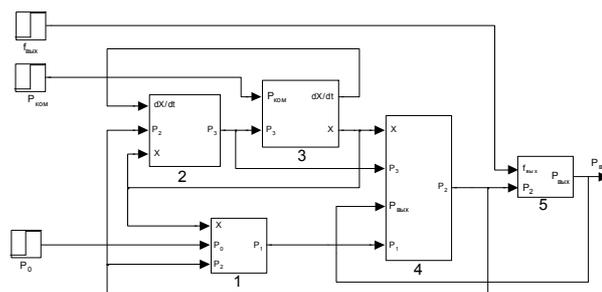


Рис. 3. Реализация математической модели в системе Simulink

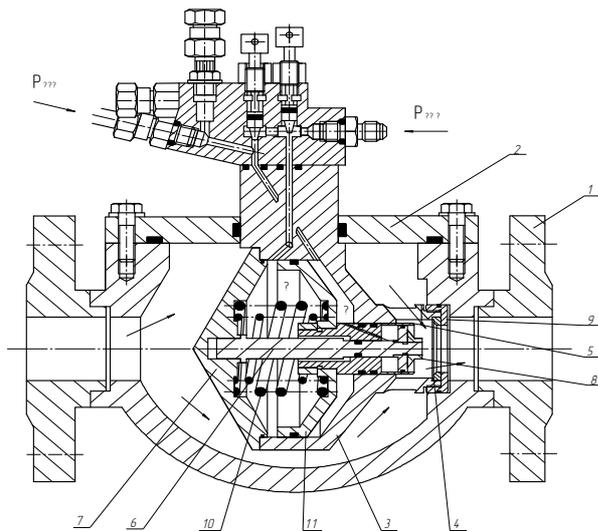


Рис. 4. Регулятор давления газа типа РДПП80-50М

и поддержания давления газа. Недостатками регулятора являются: неустойчивая работа на определенных режимах и повышенный уровень шума. Возможными причинами указанных недостатков является склонность регулятора к автоколебаниям. Одной из причин возникновения автоколебаний могут явиться силы сухого трения в уплотнительных элементах регулятора. Сухое трение оказывает значительное влияние на динамические свойства регулятора и, следовательно, САР в целом [8].

Регулятор РДПП80-50М состоит из редуктора основного и редуктора-задатчика (на рис. 4 не показан). Редуктор основной состоит из корпуса 1, в который вставлен сборный модуль, состоящий из вставки 2, к которой болтами крепится гильза 3 и седло 4. Внутри гильзы 3 установлен затвор 5 с возможностью осевого перемещения. В центре поршня-затвора 5 проходит шток 6, прикрепленный к гильзе 3 при помощи гайки 8. С другого конца штока 6 концентрично установлена крышка 7. Во внутренней полости гильзы 3 установлены пружины 10, прижимающие поршень 11 и затвор 5 к седлу 4. Замкнутая полость А между поршнем 11, гильзой 3 и затвором 5 соединена с выходом редуктора-задатчика через радиальный и осевой каналы. Полость Б между поршнем 11, затвором 5 и крышкой 7 соединена через радиальное отверстие в гильзе и сверление во вставке 2 с магистралью на выходе из регулятора давления.

В случае несанкционированного прекращения подачи управляющего (командного) дав-

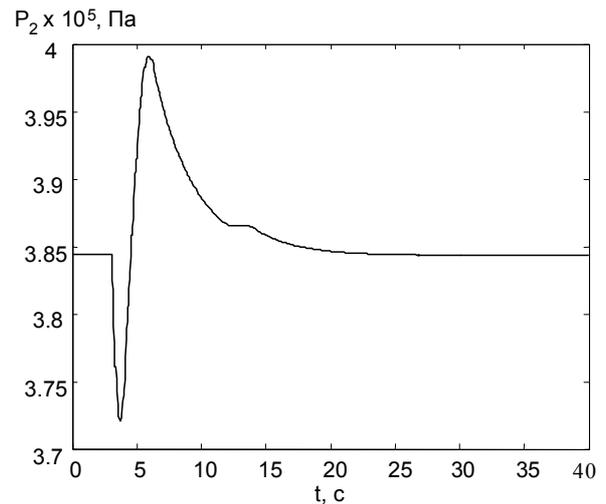


Рис. 5. Затухающий переходный процесс в САР при следующих исходных данных:

$$P_0 = 2 \text{ МПа}, P_{\text{ком}} = 0,41 \text{ МПа}, F_{\text{тр}n} = 180 \text{ Н}, F_{\text{тр}d} = 180 \text{ Н}$$

ления от редуктора-задатчика падает давление в полости А, в результате чего под действием усилия пружины и давления в полости Б затвор перекрывает поток газа через регулятор.

В результате математического моделирования получены следующие результаты: при силе трения покоя равной силе трения движения  $F_{\text{тр}n} = F_{\text{тр}d}$  переходный процесс является затухающим (рис. 5); при силе трения покоя больше силы трения движения  $F_{\text{тр}n} > F_{\text{тр}d}$ , переходный процесс является незатухающим, колебательным (рис. 6).

Переходные процессы в системе регулирования при различном давлении  $P_0$  и объеме на выходе  $W_{\text{вых}}$  показаны на рис. 7. При давлении на входе  $P_0 = 2 \text{ МПа}$  и объеме присоединенной емкости  $W_{\text{вых}} = 2 \text{ м}^3$  получен незатухающий переходный процесс с частотой  $\nu_1 = 1 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_1 = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . При давлении на входе  $P_0 = 2 \text{ МПа}$  и объеме присоединенной емкости  $W_{\text{вых}} = 1 \text{ м}^3$  получен незатухающий переходный процесс с частотой  $\nu_2 = 0,8 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_2 = 0,24 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . При давлении на входе  $P_0 = 4 \text{ МПа}$  и объеме присоединенной емкости  $W_{\text{вых}} = 2 \text{ м}^3$  получен незатухающий переходный процесс

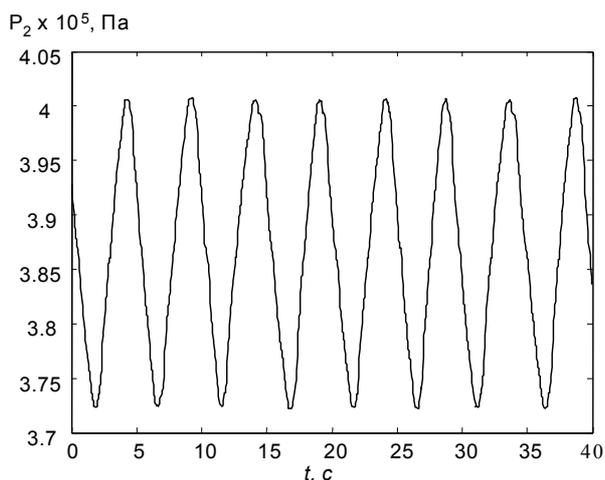


Рис. 6. Незатухающий переходный процесс в САР при следующих исходных данных:

$$P_0 = 2 \text{ МПа}, P_{\text{ком}} = 0,41 \text{ МПа}, F_{\text{тр}n} = 200 \text{ Н}, F_{\text{тр}д} = 180 \text{ Н}$$

с частотой  $\nu_3 = 0,5 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_3 = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . На основании полученных результатов моделирования можно сделать предположение о том, что увеличение давления на входе в регулятор и уменьшение объема выходной ёмкости приводят к увеличению частоты автоколебаний клапана регулятора. Это предположение подтверждается работами других исследователей [5, 9].

Переходные процессы в системе регулирования при различных силах трения покоя  $F_{\text{тр}n}$  и движения  $F_{\text{тр}д}$  показаны на рис. 8. При силе трения покоя  $F_{\text{тр}n} = 200 \text{ Н}$  и движения  $F_{\text{тр}д} = 180 \text{ Н}$  получен незатухающий переходный процесс с частотой  $\nu_1 = 1,2 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_1 = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . При силе трения покоя  $F_{\text{тр}n} = 150 \text{ Н}$  и движения  $F_{\text{тр}д} = 130 \text{ Н}$

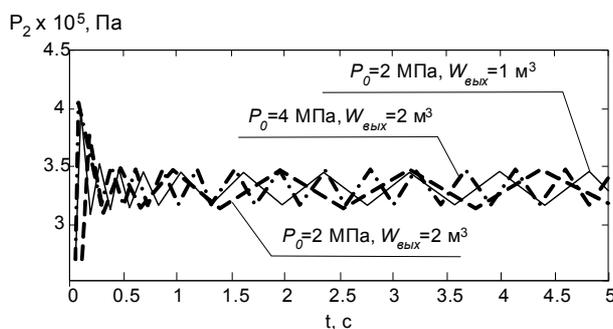


Рис. 7. Переходные процессы в САР при различном давлении на входе  $P_0$  и объеме на выходе  $W_{\text{вых}}$

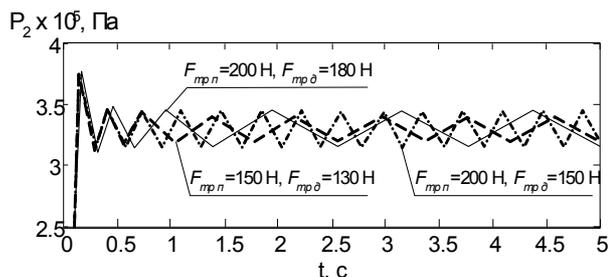


Рис. 8. Переходные процессы в САР при различных силах трения покоя  $F_{\text{тр}n}$  и движения  $F_{\text{тр}д}$ .

получен незатухающий переходный процесс с частотой  $\nu_2 = 0,7 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_2 = 0,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . При силе трения покоя  $F_{\text{тр}n} = 200 \text{ Н}$  и движения  $F_{\text{тр}д} = 150 \text{ Н}$  получен незатухающий переходный процесс с частотой  $\nu_3 = 2,8 \text{ Гц}$  и амплитудой  $A_3 = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . На основании полученных результатов моделирования можно сделать предположения о том, что увеличение разницы между силой трения покоя и силой трения движения приводит к увеличению частоты автоколебаний клапана регулятора, а увеличение силы трения покоя приводит к увеличению амплитуды автоколебаний клапана регулятора.

Для проверки разработанной математической модели изготовлен стенд [10], пневматическая схема которого приведена на рис. 9.

В процессе исследований регулятора сжатый воздух под давлением  $180 \text{ кгс/см}^2$  (18 МПа) из ресивера 1 компрессора подается в подводящий трубопровод. Давление на входе контролируется манометром 2, присоединенным к магистрали через вентиль 3. Открытием вентиля 4 подается сжатый воздух на вход в воздушный редуктор 5 на выходе, из которого давление снижено до  $40 \dots 50 \text{ кгс/см}^2$  (4...5 МПа). Контроль выходного давления ведется по манометру 6. На входе газовой цепи в боксе, где проводится испытание регулятора, установлен вентиль 8 и манометр 10 с вентиляем 9. Давление после первой ступени редуцирования снижается второй раз в регуляторе давления 11. На выходе из регулятора давления установлены

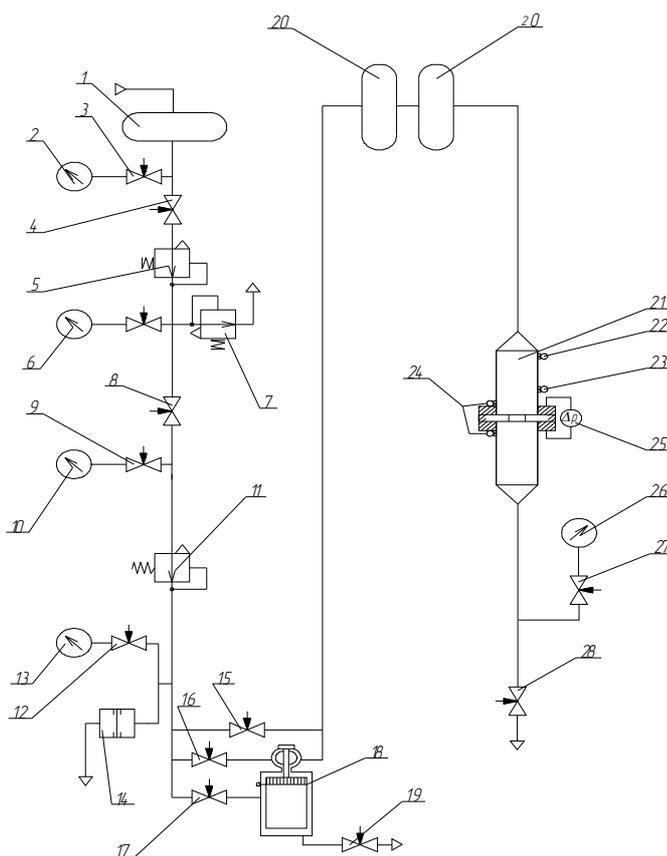


Рис. 9. Пневмогидравлическая схема стенда

манометр 13 с вентилем 12 и прорывная мембрана 14. С выхода регулятора давления 11 воздух подается к участку с генератором колебаний, на выходе из которого формируется пульсирующий поток газа. Этот поток газа подается в ресивер 20, в котором происходит сглаживание пульсаций давления. Поток газа без пульсаций давления с выхода ресивера поступает к мерному участку 21 с диафрагмой и средствами измерения расхода, давления 23 и температуры 22. Расход воздуха измеряется косвенно по перепаду давления на диафрагме с известной (заданной) геометрией.

В измерительный комплекс для проведения экспериментальных исследований пневматических агрегатов входят датчики давления тензометрического типа ЛХ412/60. Для усиления сигнала с этих датчиков служит аппаратура на несущей частоте 4АНЧ-22.

Для измерения перепада давления на испытуемом агрегате используются измерительные преобразователи разности давлений “Сапфир-22ДД-Вн”.

Для регистрации измеряемых парамет-

ров и обработки экспериментальных данных применяется программно-аппаратный комплекс на базе ПК, оснащенный устройством аналогового ввода L-264 фирмы L-Card.

Проведенные эксперименты на стенде подтверждают результаты, полученные математическим моделированием (рис. 10).

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы.

Силы сухого трения вызывают низкочастотные автоколебания в регуляторах давления газа магистральных газопроводов при условии, что имеется существенная разница (от 20 до 50 %) между трением покоя и трением движения в уплотнениях клапана регулятора. Выявлено, что частота автоколебаний клапана регулятора растёт с увеличением давления на входе в регулятора, разницы между силой трения покоя и силой трения движения, с уменьшением объема выходной ёмкости. Амплитуда автоколебаний клапана растёт с увеличением силы трения покоя. Для устранения низкочастотных автоколебаний в регуляторах давления газа необходимо мини-

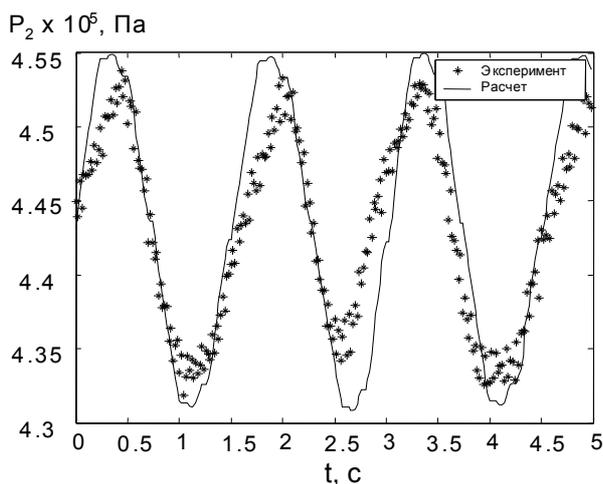


Рис. 10. Автоколебательный переходный процесс (— - расчет; \* - эксперимент) при следующих режимных параметрах:

$$P_0 = 2 \text{ МПа}, P_{ком} = 0,45 \text{ МПа}, F_{трн} = 200 \text{ Н},$$

$$F_{тр\delta} = 180 \text{ Н}.$$

минимизировать разницу между трением покоя и движения. Для достижения этой цели могут быть предложены такие мероприятия как замена материалов уплотнительных элементов на материалы с низким коэффициентом трения и адгезией и повышение чистоты обработки поверхностей пар трения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гимадиев А.Г., Шорин В.П. О влиянии помех на частотные характеристики каналов систем измерения давления // Аэродинамика, динамика полета и системы управления: Межвуз. сб. научн. тр./ Куйбышев: КуАИ. 1972. Вып. 1.
2. Вакулич Е.А., Варивода В.Д., Жуковский А.Е., Малеев А.Ф., Маркин А.А., Петренко С.А., Свербилов В.Я., Федоренко Г.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Методы обеспечения функциональной надежности пневмогидравлических и топливных систем блока ракетно-космического комплекса. Самара: НПО "Импульс", 1994.
3. Шорин В.П., Жуковский А.Е., Малеев А.Ф., Вакулич Е.А., Свербилов В.Я., Герасимов В.А. Динамические процессы в системах двигательных установок космических аппаратов. Самара: СГАУ, 1998.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971.
5. Арзуманов Ю.Л., Петров Р.А., Халатов Е.М. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов. М.: Машиностроение, 1997.
6. Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. М.: Машиностроение, 1987.
7. Дьконов В. Simulink 4. Специальный справочник. СПб.: Питер, 2002.
8. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. М.: МГУ, 1991.
9. Эдельман А.И. Редукторы давления газа. М.: Машиностроение, 1980.
10. Гимадиев М.А., Илюхин В.Н. Экспериментальная установка для исследования неустановившегося движения жидкости в трубопроводных магистралях из ПВХ // Седьмая Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов: Тезисы докладов в 3-х т. – М.: Издательство МЭИ, 2001. Т.3.

#### DYNAMIC OF THE GAS PRESSURE REGULATION AUTOMATIC SYSTEMS

© 2006 V.N. Ilyukhin

Samara State Aerospace University

The impotent problem at usages of the automatic regulation systems of the gas pressure is an ensuring the absence autooscillatory processes reducing lifetime of the systems. To the main factor, influencing upon dynamic processes pertain: dry friction power in regulator and volume capacity on leaving the regulator. Influences of dry friction power and volume capacity is analysed in work on quality of the regulation of the automatic regulation systems of the gas pressure with regulator of the pressure first-motion.