

УДК 62.553

**Методы расчета и экспериментальные исследования устойчивости регулятора
давления**

Е.А. Мурзина

Студент, кафедра «Вакуумная и компрессорная техника»

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Научный руководитель: Чернышев А.В., д.т.н., профессор кафедры

«Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Murzina.ea8@gmail.com

Регуляторы давления широко используются в настоящее время для контроля давления газа. Общей проблемой этих систем является появление вибрации во время эксплуатации регуляторов. Вибрации могут спровоцировать появление шума, усталостного разрушения конструкции и выход из строя. В настоящее время остро стоит проблема обеспечения устойчивости регулятора давления и ей уделяется достаточно большое внимание. Данная работа направлена на обзор исследований, проведенных в этом направлении.

Регуляторы давления относятся к классу автоматических устройств, обеспечивающих поддержание постоянного давления рабочей среды (жидкости или газа) либо его изменение в различных объектах регулирования.

Рассмотрим принцип работы устройства. Регулятор поддерживает постоянное давление в объекте регулирования. Настроечная пружина 2 настраивается на заданное давление. При уменьшении давления в объекте регулирования и, как следствие, увеличении расхода газа из объекта регулирования клапан 5 открывается, и давление в выходной полости начинает возрастать. Если давление на выходе увеличивается,

клапан опускается, и расход через него уменьшается, следовательно, давление в выходной полости понижается.

Если давление на выходе регулятора понижается, усилие настроечной пружины 2 превышает усилие от давления газа на выходе регулятора, действующего на мембрану 3, и пружина 2 перемещает клапан 8 через толкатель 4 во фланец 6. При этом расход газа из полости ПЗ в полость П2 увеличивается за счет сопротивления делительной дюзы 7. Открывается клапан 5 и давление в выходной полости стабилизируется.

Если давление на выходе регулятора повышается, усилие от давления газа на выходе регулятора, действующего на мембрану 3, превышает усилие настроечной пружины 2, и клапан 8 перекрывает проходное сечение во фланце 6. При этом расход газа из полости ПЗ в полость П2 уменьшается, клапан 5 закрывается и давление в выходной полости стабилизируется. Конструктивная схема регулятора давления приведена на рисунке 1 [2].

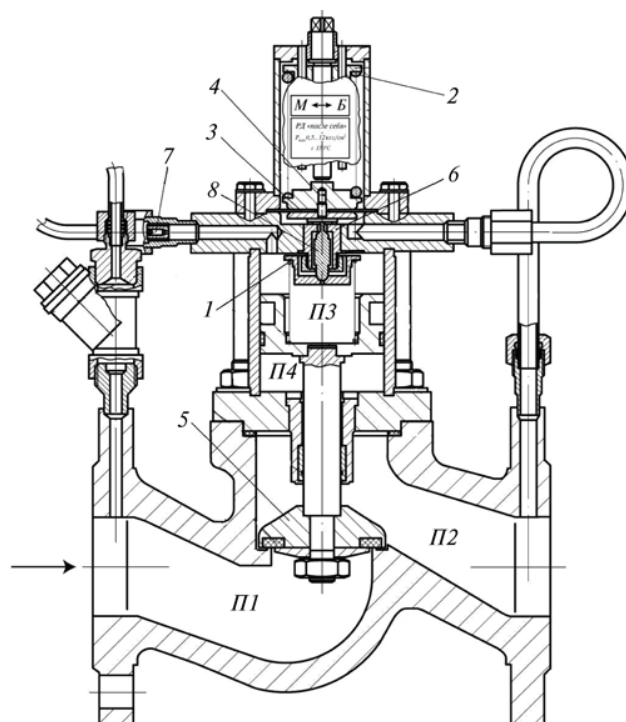


Рис. 1. Конструктивная схема РД АРТ-85-50/16:

1, 2 – пружина; 5, 8 – клапан; 3 – мембрана; 4 – толкатель; 6 – фланец; 7 – дюза

Рассмотрим метод расчета устойчивости регулятора давления. Расчет основан на характеристическом уравнении пневмопривода с дроссельным регулированием. Запишем уравнение в виде:

$$T_{\Pi\Pi}s(T_{\Pi\Pi}^2s^2 + 2\zeta_{\Pi\Pi}T_{\Pi\Pi}s + 1)\Delta y_m(s) = K_{xh}\Delta h(s) - (K_{oc} + K_H)\Delta y_m(s), \quad (1)$$

где $T_{\Pi\Pi}$ - гидравлическая постоянная времени:

$$T_{\Pi\Pi} = F_{\Pi\Pi}/K_{Qx}; \quad (2)$$

$T_{\Pi\Pi}$ - механическая постоянная времени регулятора с приведенной массой, создающей инерционную нагрузку:

$$T_{\Pi\Pi} = \sqrt{m/c_{\Pi\Pi}''}, \quad (3)$$

где $c_{\Pi\Pi}''$ - приведенная жесткость нагруженного регулятора;

$\zeta_{\Pi\Pi}$ - коэффициент относительного демпфирования. Он учитывает действие демпфирующих факторов, обусловленных наличием трения.

$$\zeta_{\Pi\Pi} = T_{\Pi\Pi\Pi}/2T_{\Pi\Pi}, \quad (4)$$

где $T_{\Pi\Pi\Pi}$ - постоянная времени демпфирования регулятора;

K_H - коэффициент внутренней обратной связи, вызванной действием позиционной нагрузки:

$$K_H = K_{Qp} c_H / K_{Qx} F_{\Pi\Pi}; \quad (5)$$

K_{xh} - коэффициент передачи механизма управления по сигналу управления;

K_{oc} - коэффициент обратной связи.

Неустойчивость работы регулятора заключается в инерционном движении штока и прохождении положения устойчивости вследствие упругости опоры. Возвратное движение поршня вместе с массой m обуславливается наличием механизма обратной связи, которое ускоряет прохождение положения устойчивости.

В общем случае при некотором сочетании параметров данная модель регулятора может попадать на границу устойчивости. Тогда колебания имеют постоянную амплитуду, величина которой зависит от начального возмущения. Но колебания могут стать либо расходящимися, либо сходящимися при небольшом изменении параметров регулятора. В реальных условиях эксплуатации регуляторов давления почти всегда имеют место нелинейности, из-за которых амплитуда колебаний ограничивается, и устанавливаются автоколебания.

Рассмотрим переходные процессы в ненагруженной системе. Приведем уравнение (1) при $T_{\Pi\Pi} = 0$ и $K_H = 0$ к виду:

$$\left(\frac{T_{\Pi\Pi}}{K_{oc}}s + 1\right)\Delta y_m(s) = \frac{K_{xh}}{K_{oc}}\Delta h(s), \quad (6)$$

При единичном ступенчатом воздействии (скачке) $\Delta h=1(t)$ решение уравнения имеет вид:

$$\Delta y_m = 1 - e^{-\frac{K_{oc}t}{T_{\Gamma}}}. \quad (7)$$

Полученное решение уравнения (6) показывает, что чем больше величина $D_{\Gamma} = K_{oc}/T_{\Gamma}$, тем быстрее регулятор реагирует на входное воздействие. Т.е. чем больше добротность D_{Γ} регулятора, тем больше его быстродействие.

Для исследования устойчивости нагруженного регулятора воспользуемся критерием Гурвица, которое позволяет найти условие устойчивости регулятора в виде общего соотношения. Запишем характеристическое уравнение при $K_H = 0$:

$$T_{\Gamma\Gamma}T_{\Gamma\Gamma}^2\lambda^2 + 2\zeta_{\Gamma\Gamma}T_{\Gamma\Gamma}T_{\Gamma\Gamma}\lambda^2 + T_{\Gamma\Gamma}\lambda + K_{oc} = 0. \quad (8)$$

Все коэффициенты уравнения (8) положительны, поэтому нагруженный регулятор будет устойчив, если:

$$2\zeta_{\Gamma\Gamma}T_{\Gamma\Gamma} > K_{oc}T_{\Gamma\Gamma}. \quad (9)$$

С учетом соотношения (9) условие устойчивости (8) можно записать в виде:

$$T_{\Gamma\Gamma}T_{\Gamma\Gamma} > K_{oc}T_{\Gamma\Gamma}^2. \quad (10)$$

Как видно из неравенств (9) и (10), устойчивости регулятора способствует увеличение постоянной времени $T_{\Gamma\Gamma}$ и уменьшение коэффициента обратной связи K_{oc} , т.е. уменьшение быстродействия.

Таким образом, было выявлено условие устойчивости с помощью критерия Гурвица: при повышении быстродействия устойчивость снижается. Также важно отметить, что на устойчивость положительно влияет увеличение коэффициента относительного демпфирования $\zeta_{\Gamma\Gamma}$ и уменьшение постоянной времени $T_{\Gamma\Gamma}$ [1].

Далее в настоящей работе будут рассмотрены экспериментальные исследования, которые проводились с целью изучения возникновения колебаний в регуляторах давления в условиях, приближенных к реальным, и способы их предупреждения.

Рассмотрим более подробно экспериментальные исследования, которые проводились в университете Ecole des Mines de Paris совместно с компанией Gaz de France [3].

Целью проведения эксперимента было выявить рабочие условия, при которых возникают колебания в системе регуляторов давления. Экспериментальное и численное моделирование позволило определить влияние некоторых параметров на возникновение и амплитуду колебаний. Для того, чтобы убедиться в правильности

математической модели, проводилось сравнение результатов, полученных экспериментально и с помощью компьютерного моделирования.

Экспериментальная установка, состоящая из регулятора давления номинального диаметра 50, способна воспроизводить реальные условия эксплуатации регулятора (расход газа до 10 000 м³/ч, давление на входе до $P_n = 50$ бар, давление на выходе $P_k = 4$ бар). Конструкция состоит из первого регулятора, контролирующего давление на входе, испытуемого регулятора, системы трубопроводов, позволяющей изменять нагрузку промежуточного буфера, и регулятора расхода, контролирующего распределение нагрузки потока.

В ходе эксперимента через определенный промежуток времени (примерно 0,5 сек) расход газа уменьшали на 1000 м³/ч от начального значения с целью вызвать колебания системы, после чего рассчитывали значения амплитуды колебаний и частоты. Экспериментальная установка рассчитана на расход $Q = 4000$ м³/ч и $Q = 8000$ м³/ч.

Метод проведения эксперимента заключался в том, чтобы одновременно изменять все задействованные параметры, при этом важно контролировать полученные величины в допустимом интервале.

Параллельно с экспериментальным исследованием была разработана аналитическая модель. Для получения более ясной картины рабочих процессов, происходящих в регуляторе давления, было принято решение сравнить результаты, полученные экспериментально и с помощью аналитической модели.

Т.к. физические процессы, происходящие во всех частях регулятора давления, сложно описать математически ввиду таких явлений, как турбулентность, сжимаемость, неустойчивость и т.п., модель состоит из нескольких более простых подсистем, описывающих поведение газа в определенных участках регулятора.

Рассмотрим основные уравнения, приведенные в математической модели регулятора. Поле скоростей потока описывается скоростью потока u , давлением p , плотностью ρ и температурой T . Математическая модель основана на уравнении потока сжимаемой вязкой Ньютонской жидкости, которая вытекает из закона сохранения момента импульса и энергии, а также уравнения состояния:

$$p = f(\rho, T) . \quad (11)$$

Закон сохранения массы. Разность масс входящего и исходящего потока обусловлена изменением плотности, что описывается уравнением:

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d\rho U}{dx} = 0 . \quad (12)$$

Закон сохранения количества движения. Уравнение, полученное из второго закона Ньютона: результат произведения массы на ускорение равно равнодействующей всех внешних сил, приложенных к телу. Здесь учитываются только силы трения и давления, силы гравитации не учитываются. Далее приведена упрощенная форма уравнения, полученная из уравнения Навье-Стокса:

$$\frac{du_i}{dt} = -\frac{dP}{dx_i} + \frac{d\tau_{ij}}{dx_j}. \quad (13)$$

Закон сохранения энергии. Закон сохранения энергии, вытекающий из первого закона термодинамики: изменение внутренней энергии термодинамической системы равно разности между количеством теплоты, переданной системе, и работой, совершенной системой над внешними телами:

$$\rho \left(\frac{de}{dt} + u_i \frac{du_i}{dt} \right) = -\frac{dPu_i}{dx_i} + \frac{d\tau_{ij}u_j}{dx_i} - \frac{d\varphi_i}{dx_i}. \quad (14)$$

Обобщенное уравнение сохранения энергии можно записать в виде:

$$\rho Cp \left(\frac{dT}{dt} + u_i \frac{dT}{dx_i} \right) = \frac{\tau_{ij}du_i}{dx_j} + \frac{T\beta dP}{dt} - \frac{d\varphi_i}{dx_i}. \quad (15)$$

Уравнение состояния описывает соотношение между изменением давления, изменением температуры и плотности:

$$\frac{P}{\rho} = ZRT, \quad (16)$$

где R – газовая постоянная, Z – коэффициент сжимаемости. Т.к. предположение об идеальном газе не применимо в данном случае, уравнение состояния выводится из уравнения Пенг-Робинсона.

Анализ рабочих процессов в регуляторе давления с помощью математической модели были выполнены при помощи программного обеспечения Allan.®Simulation, программы для моделирования технических и динамических систем.

Сравнение результатов Измерения – Моделирование основано на сравнении точек максимума амплитуд колебаний и выявления условий возникновения колебаний. Амплитуда и частота колебаний рассчитывается для интервала времени 10 сек. Для всех экспериментов давление на выходе $P_k = 4$ бар. Было выявлено, что увеличение расхода газа ведет к уменьшению амплитуды колебаний, а увеличение давления на входе ведет к росту изменения давления на выходе.

После проведения расчетов были получены условия стабильной работы регулятора, после чего были сгенерированы колебания.

Сравнения результатов расчета с экспериментальными измерениями показал, что значения амплитуды и частоты колебаний примерно одинаковы, особенно при малых давлениях на выходе (рис. 2).

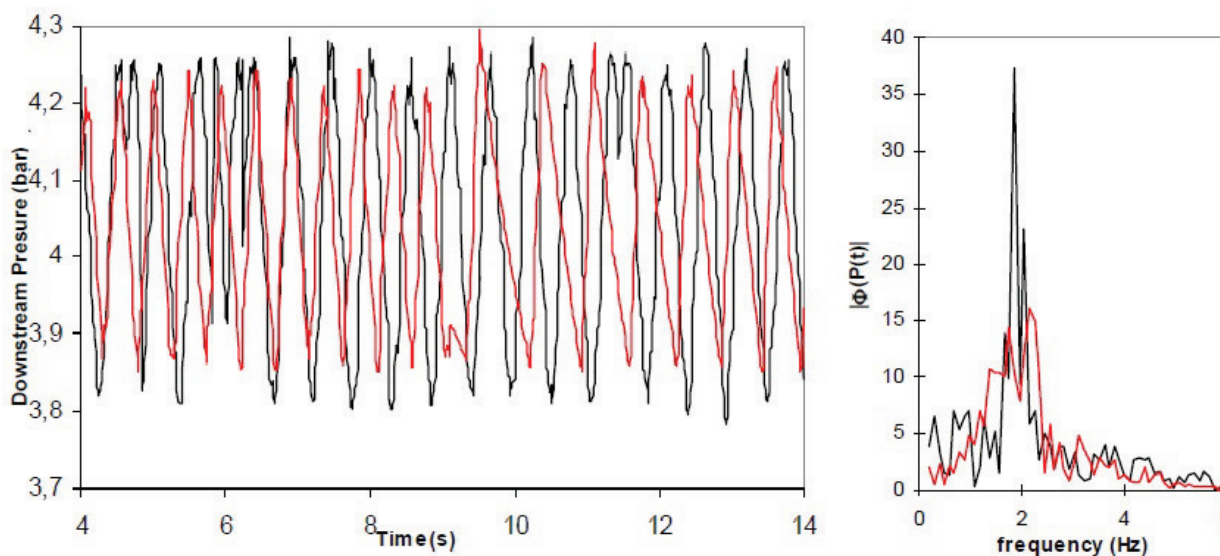


Рис. 2. Результаты расчетов (---) и измерений (---) давления на выходе при:

$$V = 0.04 \text{ м}^3, P_H = 20 \text{ бар}, q = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность в полученных расчетных и экспериментальных значениях при большом расходе более существенна. На рис. 3 приведены результаты для $V = 2.5 \text{ м}^3$. Различия в полученных результатах могут объясняться поведением потока в трубопроводе при большом расходе.

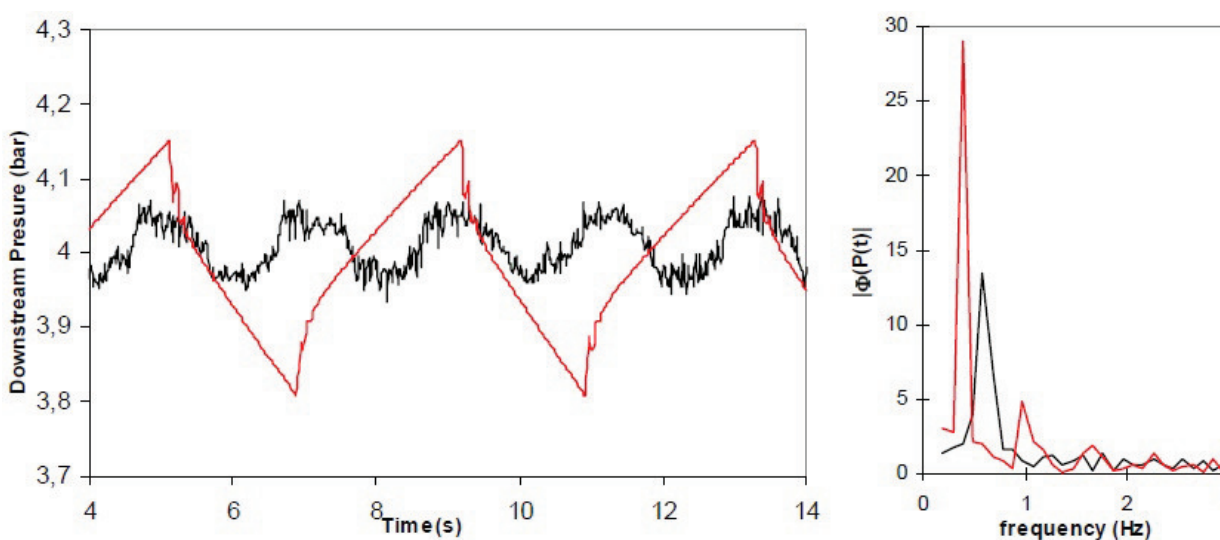


Рис. 3. Результаты расчетов (---) и измерений (---) давления на выходе при:

$$V = 2.5 \text{ м}^3, P_H = 20 \text{ бар}, q = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Кроме этого было установлено, что амплитуда и частота колебаний уменьшается при высоком расходе, а значение частоты колебаний, полученное при вычислениях, выше, чем экспериментальное значение. На рис. 4 приведены значения амплитуд при высоком давлении на входе.

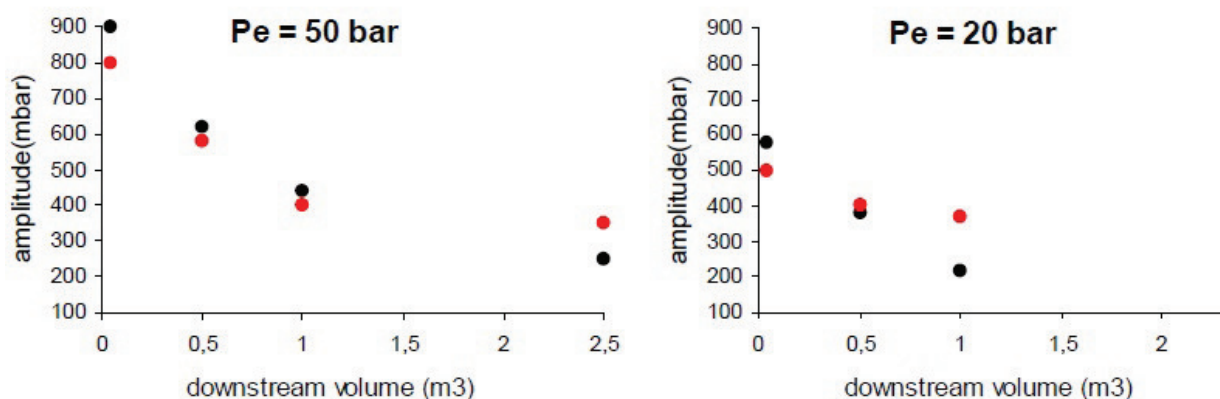


Рис. 4. Амплитуда колебаний давления на выходе при: $q = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Расчет (---) и измерения (---)

Таким образом, расхождение расчетных и экспериментальных значений амплитуд при больших значениях невелико, но становится существенным при малых значениях амплитуд.

В ходе исследования было установлено, что с увеличением расхода амплитуда колебаний заметно уменьшается. Например, при расходе $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ амплитуда колебаний велика при высоком давлении на входе ($P_n = 50 \text{ бар}$) и малой подаче газа ($V = 0,04 \text{ м}^3$), в то время как при расходе $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ значение амплитуды незначительно. Предположительно это объясняется тем, что гидравлические силы не учитывались при вычислении математической модели, и, как следствие, колебания, полученные при моделировании, одинаковы для всех значений расхода [4].

Изучив и проанализировав методы расчета устойчивости регулятора давления, можно сделать вывод о существующих в настоящий момент способах прогнозирования неустойчивой работы систем. С помощью расчета устойчивости можно определить величину быстродействия и оценить ее влияние на устойчивость системы. Экспериментальные исследования позволяют сделать вывод об условиях эксплуатации регуляторов давления, при которых устанавливаются достаточно малые колебания. В дальнейшем для более детального исследования устойчивости рабочих процессов в

регуляторах давления планируется разработать собственный подход к решению данной проблемы.

Список литературы

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: «Машиностроение», 1976. 424 с.
2. Петропавлов П.И., Васильева В.А., Чернышев А.В. Математическое моделирование рабочих процессов регулятора давления с учетом диссипации энергии.// Компрессорная техника и пневматика. 2012. №8. 24-31 с.
3. Delenne B., Boularan J., Mode L. (2001) "Stability study of a pressure regulator by modeling and experimental design". European Simulation Symposium, Erlangen Germany.
4. Earney H.W. (1996) "Causes and cures of regulator instability". Fisher controls international, Inc.