

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ С РЕГУЛИРУЮЩИМИ ОРГАНАМИ*

МАРШАЛОВ Е.Д., инж., НЕЧАЕВА О.А., студ.

Разработана методика расчета расходных характеристик регулирующих органов с учетом заводской характеристики, расхода среды через регулирующие органы, изменения перепада давления на участке, физических свойства регулируемой среды, сопротивления элементов гидравлической системы и ряда других параметров. Представлена имитационная модель гидравлической системы подачи конденсата от котла-утилизатора в деаэратор энергоблока ПГУ-450Т. Проведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными.

Ключевые слова: гидравлические системы, имитационная модель, регулирующий орган, расходная характеристика.

SIMULATION MODEL OF HYDRAULIC SYSTEMS WITH REGULATORY BODIES

E.D. MARSHALOV, engineer, O.A. NECHAEVA, student

The work represents the method of regulatory body metering characteristic calculation subject to industrial characteristic, medium consumption through regulatory bodies, pressure difference change in some section, physical properties of regulated medium, hydraulic system elements resistance and some other parameters. There is the hydraulic system simulation model of condensate delivery from exhaust-heat boiler to PGY-450T power unit deaerator. There is also the comparison of simulation results with experimental data.

Key words: hydraulic systems, simulation model, regulatory body, metering characteristic.

Для создания и эксплуатации систем управления (СУ) необходим корректный расчет и выбор всех элементов СУ, способных обеспечить устойчивость системы и заданное качество регулирования при различных возмущениях, поступающих на технологический объект управления. Одним из важных элементов СУ являются регулирующие органы (РО), которые оказывают весомое влияние на качество регулирования [1]. Однако расходные характеристики РО изменяются под действием ряда внешних факторов, одним из которых являются гидравлические характеристики трубопроводов [2]. Очевидно, что пренебрежение характеристиками трубопроводной линии может привести к ухудшению качества регулирования и даже к потере устойчивости системой. РО характеризуются множеством параметров, в частности тремя регулировочными характеристиками – конструктивной, пропускной и расходной. Характеристиками, определяющими работу непосредственно РО, являются конструктивная и пропускная, а совместно с трубопроводом – расходная.

Расходная характеристика зависит от условий эксплуатации арматуры, в том числе от сопротивления системы и изменения располагаемого перепада давления в ней. Поэтому РО с одной конструктивной и одной пропускной характеристикой могут соответствовать самые различные расходные характеристики [3]. Таким образом, при моделировании расходных характеристик РО необходимо рассматривать вместе с конкретной трубопроводной линией, в которой он установлен.

Для регулирующих органов в паспортах и технических описаниях представлена заводская характеристика, в качестве которой выступает или конструктивная, или пропускная характеристика.

Ниже рассматривается расчет и имитационное моделирование расходных характеристик регулирующих органов с учетом заводской характеристики, расхода среды через РО, изменения перепада давления на рассматриваемом участке, физических свойства регулируемой среды, режима ее течения, сопротивления элементов гидравлической системы и ряда некоторых других параметров.

В качестве параметра, характеризующего гидравлическую систему, используют коэффициент формы расходной характеристики S, или A [3]:

$$S = A = \frac{\Delta p_{PO\min}}{\Delta p_{C\max}}$$

где $\Delta p_{PO\min}$ – минимальный перепад давления на РО, т.е. при его полном открытии; $\Delta p_{C\max}$ – максимальные суммарные потери давления в гидравлической системе, включая РО.

Наряду с коэффициентом формы используют модуль гидравлической системы n:

$$n = \frac{\Delta p_{L\max}}{\Delta p_{PO\min}}$$

где $\Delta p_{L\max}$ – максимальные потери давления в трубопроводе без РО.

Коэффициенты S и n связаны между собой соотношением

$$S = \frac{1}{1+n}.$$

Если задан перепад давления на РО в функции хода плунжера (золотника), а также основные параметры среды, то задача решается с использованием следующей зависимости [3]:

$$K_V = 0,99 \cdot 10^{-2} Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{PO}}} \Rightarrow Q = \frac{100 K_V}{0,99} \sqrt{\frac{\Delta p_{PO}}{\rho}},$$

где K_V – пропускная способность РО, м³/ч; Q – объемный расход среды, м³/ч; ρ – плотность среды, кг/м³; Δp_{PO} – перепад давления на РО, МПа.

Если известны перепады давления на РО и в системе, то для потока несжимаемой невязкой среды аналитическая зависимость выражается следующей формулой [3]:

$$q = \sqrt{\frac{\Delta p_C}{1 + S \left(\frac{1}{K_V^2} - 1 \right)}},$$

где q – относительный расход среды;

$$\frac{\Delta p_C}{\Delta p_{Cmax}} = \frac{\Delta p_C}{\Delta p_{Cmax}} - \text{отношение суммарных потерь}$$

давления в системе при текущем расходе к потерям при максимальном расходе среды; Δp_C – суммарные потери давления в гидравлической системе, включая РО при текущем расходе среды; K_V – относительная пропускная способность РО.

При постоянном значении коэффициента расхода РО $\mu_{PO} = \text{const}$ коэффициент формы расходной характеристики однозначно определяет зависимость между расходной и конструктивной характеристиками:

$$q = \sqrt{\frac{\Delta p_C}{1 + S \left(\frac{1}{S_{ПР}^2} - 1 \right)}},$$

где $S_{ПР}$ – степень открытия регулируемого проходного сечения.

Из вышеприведенных формул определения расхода следует, что для построения расходной характеристики требуется знать ряд величин, в частности перепад давления на регулирующем органе. Ввиду того, что на реальных теплоэнергетических объектах датчики измерения давления могут находиться на значительном расстоянии от РО, актуальной является задача вычисления потери давления на участках от датчика давления до входного патрубка РО и от выходного патрубка РО до второго датчика давления.

Рассмотрим этот вопрос подробнее. На рис. 1 приведен технологический участок, ограниченный двумя датчиками давления и содержащий РО.

Перепад давления Δp_C в данной системе будет рассчитываться по формуле

$$\Delta p_C = p_{D1} - p_{D2} = (p_{D1} - p_{PO1}) + (p_{PO2} - p_{D2}) +$$

$$+ (p_{PO1} - p_{PO2}) = \Delta p_{Л1} + \Delta p_{Л2} + \Delta p_{PO} = \Delta p_{Л} + \Delta p_{PO},$$

где p_{D1} – давление на начальном участке системы, кПа; p_{D2} – давление на конечном участке системы, кПа; p_{PO1} – давление во входном патрубке РО, кПа; p_{PO2} – давление в выходном патрубке РО, кПа; $\Delta p_{Л1}$ – потери давления на участке 1 трубопроводной линии, кПа; $\Delta p_{Л2}$ – потери давления на участке 2 трубопроводной линии, кПа; Δp_{PO} – перепад давления на РО, кПа; $\Delta p_{Л}$ – потери давления в трубопроводной линии, кПа.

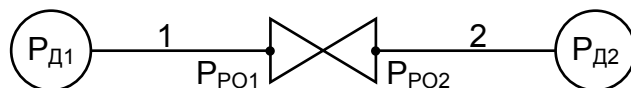


Рис. 1. Принципиальная схема технологического участка: P_{D1} – давление на начальном участке системы, кПа; P_{D2} – давление на конечном участке системы, кПа; P_{PO1} – давление во входном патрубке РО, кПа; P_{PO2} – давление в выходном патрубке РО, кПа; 1 – участок гидравлической системы от датчика давления до входного патрубка РО; 2 – участок гидравлической системы от выходного патрубка РО до датчика давления

Выразим перепад давления на регулирующем органе:

$$\Delta p_{PO} = p_{PO1} - p_{PO2} = (p_{D1} - p_{D2}) - (p_{D1} - p_{PO1}) - (p_{PO2} - p_{D2}) = \Delta p_C - \Delta p_{Л1} - \Delta p_{Л2} = \Delta p_C - \Delta p_{Л}.$$

Таким образом, для определения перепада давления на РО при известной величине потери давления в системе необходимо вычислить потери давления в линии, которые складываются из потерь давления в прямолинейных участках трубопровода, потерь давления в местных сопротивлениях и изменения давления, вызванного разностью высот между начальной и конечной точками трубопровода:

$$\Delta p_{Л} = \Delta p_{Л1} + \Delta p_{Л2} = \Delta p_{П} + \Delta p_{М} + \Delta p_{h} =$$

$$= \Delta p_{П1} + \Delta p_{М1} + \Delta p_{h1} + \Delta p_{П2} + \Delta p_{М2} + \Delta p_{h2},$$

где $\Delta p_{П}$ – потери давления в прямолинейных участках трубопровода, кПа; $\Delta p_{М}$ – потери давления в местных сопротивлениях, кПа; Δp_{h} – изменение давления, вызванное разностью высот начальной и конечной точек трубопровода, кПа; $\Delta p_{П1}$ – потери давления в прямолинейных отрезках участка 1 трубопровода, кПа; $\Delta p_{М1}$ – потери давления в местных сопротивлениях на участке 1, кПа; Δp_{h1} – изменение давления, вызванное разностью высот начальной и конечной точек участка 1 трубопровода, кПа; $\Delta p_{П2}$ – потери давления в прямолинейных отрезках участка 2 трубопровода, кПа; $\Delta p_{М2}$ – потери давления в местных сопротивлениях на участке 2, кПа; Δp_{h2} – изменение давления, вызванное разностью высот начальной и конечной точек участка 2 трубопровода, кПа.

Потери давления на трение в прямолинейных участках трубопровода вычисляются по формуле

$$\Delta p_{\text{п}} = \lambda \frac{L}{D_{\text{ТР}}} \frac{\rho v^2}{2},$$

где λ – коэффициент сопротивления трения, вычисляемый по специальным формулам; L – длина участка трубопровода, мм; $D_{\text{ТР}}$ – внутренний диаметр трубопровода, мм; ρ – плотность среды, кг/м³; v – скорость среды в трубопроводе, м/с.

Выбор формулы для расчета определяется числом Рейнольдса Re , которое вычисляется следующим образом:

$$Re = \frac{v \rho D_{\text{ТР}}}{\mu},$$

где μ – коэффициент динамической вязкости среды, 10⁻⁶ Па·с.

Выразим скорость среды в трубопроводе через объемный расход и диаметр трубопровода:

$$v = \frac{Q}{S_{\text{ТР}}} = \frac{Q}{\pi R_{\text{ТР}}^2} = \frac{Q}{0,25\pi D_{\text{ТР}}^2},$$

где $S_{\text{ТР}}$ – площадь сечения трубопровода, м²; $R_{\text{ТР}}$ – радиус трубопровода, м.

Тогда число Рейнольдса запишется в следующем виде:

$$Re = \frac{Q \rho}{0,25\pi D_{\text{ТР}} \mu}.$$

В зависимости от значения числа Рейнольдса, коэффициент сопротивления трения λ вычисляется по следующим формулам [4]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ при } Re \leq 2320;$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25} \text{ при } 2320 < Re \leq 10 \frac{D_{\text{ТР}}}{k_{\text{Э}}};$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_{\text{Э}}}{D_{\text{ТР}}} \right)^{0,25} \text{ при}$$

$$10 \frac{D_{\text{ТР}}}{k_{\text{Э}}} < Re \leq 500 \frac{D_{\text{ТР}}}{k_{\text{Э}}};$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{Э}}}{D_{\text{ТР}}} \right)^{0,25} \text{ при } Re > 500 \frac{D_{\text{ТР}}}{k_{\text{Э}}},$$

где $k_{\text{Э}}$ – коэффициент шероховатости трубопровода, мм.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{М}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{М}i} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho v_i^2}{2},$$

где ζ_i – коэффициенты местных сопротивлений.

Потери давления в результате изменения уровня расположения трубопровода определяются следующим выражением:

$$\Delta p_{\text{h}} = \rho g \Delta H,$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; ΔH – разность высот начальной и конечной точек рассматриваемого участка трубопровода, мм.

Таким образом, для моделирования расходной характеристики каждого конкретного РО нам необходимо знать его заводскую характеристику, расход среды через РО, изменение перепада давления на рассматриваемом участке, физические свойства регулируемой среды, режим ее течения, сопротивления элементов гидравлической системы и ряд некоторых других параметров.

В общем случае для построения расчетных расходных характеристик требуются следующие источники:

- 1) PI-диаграммы;
- 2) технологические схемы трубопроводов;
- 3) монтажные чертежи трубопроводов;
- 4) паспорта регулирующих органов;
- 5) технические описания регулирующих органов;
- 6) спецификации трубопроводов;
- 7) архивные данные технологических параметров.

После выделения набора необходимых данных и алгоритма расчетов в среде имитационного моделирования построим модель, позволяющую определить расходную характеристику регулирующего клапана подачи конденсата от котла-утилизатора 2 в деаэратор энергоблока ПГУ-450Т Калининградской ТЭЦ-2.

На рассматриваемом технологическом участке установлен регулирующий клапан АТЭК-250-РП-50, при полном открытии клапана площадь проходного сечения составляет 42 см², а пропускная способность – 180 м³/ч. Заводская характеристика представлена заводом-изготовителем в виде пропускной характеристики. Основные характеристики клапана сведены в таблице.

Рассматриваемый участок ограничивается точками с известным значением давления среды. Давление среды на входе в систему определим по показаниям соответствующего манометра, избыточное давление среды на выходе из системы равно нулю, так как конденсат свободно вытекает из трубопровода. Температуру среды определим по показаниям датчика, установленного на некотором расстоянии от рассматриваемого клапана. Будем считать, что температура среды на участке не изменяется, поэтому принимаем ее равной значению, измеренному установленным датчиком температуры, во всех точках рассматриваемой гидравлической системы. Значение максимального массового расхода конденсата определим по показаниям соответствующего датчика при стопроцентном открытии клапана. Значения плотности и коэффициента динамической вязкости среды определим по справочной литературе [5].

Технические характеристики		исполнительного устройства
№	Наименование	Основные данные
1	Производитель	ЗАО НПФ «АТЭК»
2	Регулирующий орган	АТЭК-250-РП-50
3	Электропривод	МЭОФ-100/63-0.63У-99К
4	Среда	конденсат
5	Диаметр условного прохода	250 мм
6	Рабочее давление	6,3 МПа
8	Максимальная пропускная способность	180 м ³ /ч
9	Максимальная площадь проходного сечения	42 см ²
10	Вид заводской характеристики	пропускная

Высоту установки трубопровода на входе в систему и на выходе из нее, а также высоты входного и выходного патрубков РО определим по монтажному чертежу. Значение ускорения свободного падения на уровне Мирового океана равно 9,80665 м/с². Во всех расчетах будем использовать данное значение как стандартное. Значение числа π примем равным 3,141592653.

В рассматриваемой гидравлической системе можно выделить множество отдельных труб и ряд местных сопротивлений, а именно: отводы, переходы, запорные задвижки, обратные клапаны и сварные соединения.

Каждую отдельно взятую трубу можно охарактеризовать набором параметров, таких как длина, наружный и внутренний диаметр, толщина стенки и материал. Коэффициенты шероховатости для труб определим по справочной литературе [6, 7].

Рассмотрение местных сопротивлений начнем с отводов. Среди множества параметров отводов нас интересуют наружный и внутренний диаметр, толщина стенки и угол поворота. Переход необходим для сопряжения труб разных диаметров с наименьшими потерями давления и характеризуется наружными и внутренними диаметрами, а также толщинами стенок входной и выходной частей. Кроме этого, сварные стыки также являются местными сопротивлениями, коэффициент гидравлического сопротивления которых зависит от внутреннего диаметра сваренных элементов и типа сварки.

Пропускная характеристика клапана АТЭК-250-РП-50 представлена на рис. 2. Расходная характеристика, полученная в имитационной модели, и расходные характеристики, полученные на реальном оборудовании, приведены на рис. 3. Реальные расходные характеристики регулирующего клапана совпадают с расходной характеристикой, построенной в модели, во всем имеющемся диапазоне открытия

Маршалов Евгений Дмитриевич,
 ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
 ведущий инженер учебно-тренажерного центра автоматизированных систем,
 телефон (4932) 26-97-58,
 e-mail: kafsu@su.ispu.ru

клапана. На основании этого делаем вывод, что разработанная нами методика расчета позволяет построить имитационную модель, которая корректно воспроизводит работу регулирующего органа в заданной гидравлической системе. Таким образом, модели гидравлических систем, включающие регулирующие органы, могут быть полезны при выборе регулирующей арматуры для различных отраслей промышленности и, в частности, для энергетики.

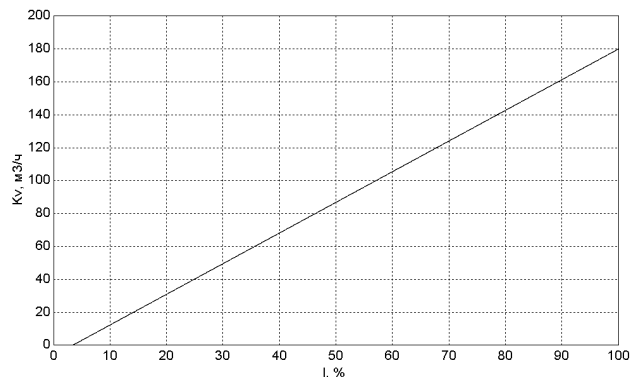


Рис. 2. Пропускная характеристика клапана

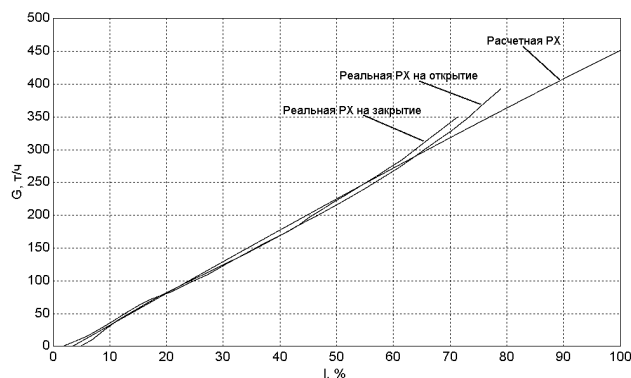


Рис. 3. Расходные характеристики клапана

Список литературы

1. Арзуманов Э.С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. — М.: Энергия, 1971.
2. Арзуманов Э.С. Анализ методов расчета и выбора дроссельных регулирующих органов автоматических систем. — М.: ОНТИ Прибор, 1964.
3. Благоев Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1990.
4. Примеры расчетов по гидравлике: Учеб. пособие для вузов / А.Д. Альтшуль [и др.]; под ред. А.Д. Альтшуля. — М.: Стройиздат, 1976–1977.
5. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплотехнических свойств воды и водяного пара: Справочник: таблицы рассчитаны по уровням Международной ассоциации по свойствам воды и водяного пара и рекомендованы Государственной службой стандартных справочных данных ГСССД Р-776-98. — М.: Издательство МЭИ, 2003.
6. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: Недра, 1982.
7. Альтшуль А.Д. Гидравлические потери на трение в трубопроводах. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963.

Нечаева Ольга Александровна,
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
студент,
телефон (4932) 26-97-58,
e-mail: kafsu@su.ispu.ru

* Работа выполнена при поддержке гранта ГОУ ВПО «ИГЭУ имени В.И. Ленина» на проведение студенческих научно-исследовательских работ (2006/2007 учебный год): проект «Создание и исследование имитационных моделей реальных регулирующих органов и оценка их влияния на качество работы систем управления».