

Московский Энергетический Институт
Технический Университет

Кафедра АСУ ТП

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к типовому расчету по курсу

Системы автоматизации и управления

7.1. Общие замечания.....	2
7.2. Основные обозначения к размерности	3
7.3. Ключевые понятия и основные формулы (в размерностях п.7.2)	3
7.4. Порядок выбора РО для простейших постановок задачи.....	4
7.4.1. Тип РО задается при постановке задачи и его внутренний диаметр равен диаметру трубопровода.....	4
7.4.2. Тип РО задан при постановке задачи, но допускается, чтобы условный проход РО Ду был меньше Dтп.....	6
8.1 Полезные формулы.....	7

7. ВЫБОР И РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЬНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

7.1. Общие замечания

Выбор дроссельных регулирующих органов (РО) есть слабо – формализованная процедура. Подходы к ее выполнению достаточно подробно описаны в [1], [6], [8] и, частично, в [10]. Ниже дается обобщенная характеристика этой процедуры (в основном, в соответствии с рекомендациями [1]).

Методика выбора основывается на конструктивном и поверочном расчете РО. Обобщенная блок-схема алгоритма расчета имеет вид рис. 7.1.

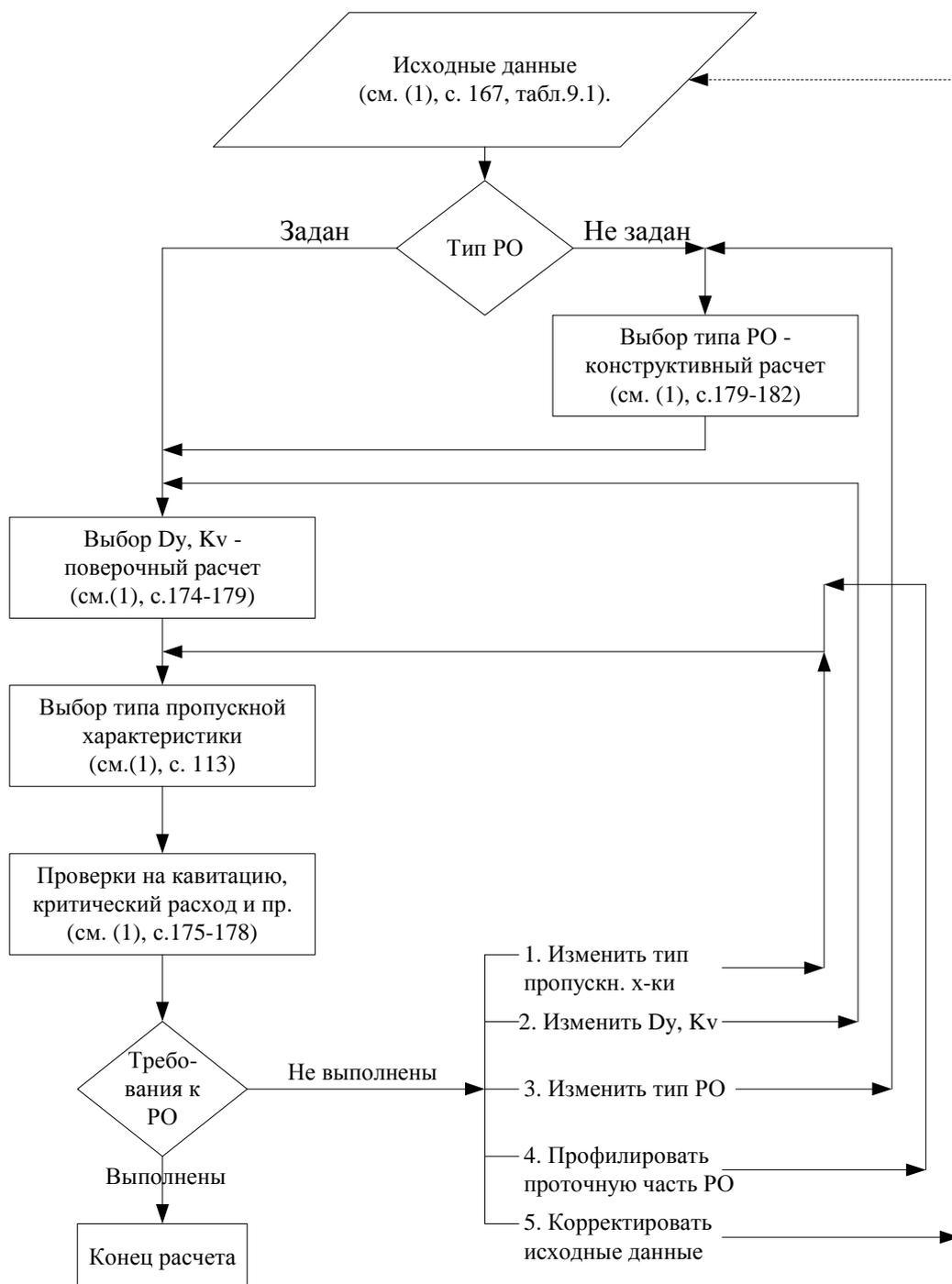


Рис. 7.1. Обобщенная блок – схема алгоритма выбора и расчета характеристик дроссельных РО

7.2. Основные обозначения к размерности

Q	- объемный расход, м ³ /час;
G	- массовый расход, кг/час;
μ	- коэффициент расхода, б/р;
ξ	- коэффициент гидравл. сопротивления, б/р;
ρ	- плотность регулируемой среды, кг/м ³ ;
l	- относительный ход затвора РО, (0<l<1);
F	- площадь поперечного сечения, м ² (!!!!);
p ₁ , p ₂	- давления на входе – выходе РО, МПа;
Δp _{po} = p ₁ – p ₂	- перепад давления на РО, МПа;
p _н , p _к	- давления в начале и конце гидросистемы, МПа;
Δp _с = p _н – p _к	- суммарный перепад давлений в системе, МПа;
Δp _л = p _с – p _{po}	- перепад давлений на трубопровода, мм;
D _y	- условный проход РО, мм;
D _{ут}	- условный диаметр трубопровода, мм;
K _v	- пропускная способность РО, м ³ /час.

Внимание! Много путаницы в расчетах возникает именно из-за разнобоя в размерностях.

7.3. Ключевые понятия и основные формулы (в размерностях п.7.2)

Ключевые понятия: диаметр условного прохода D_y (см.[1], с.10), условная пропускная способность K_{vy}, пропускная характеристика K_v (l), расходная характеристика Q(l), (см.[1], с.10).

Объемный расход среды

$$Q = 101.972 \cdot Y \cdot K_v \sqrt{\Delta p_{po} / \rho} \quad , \text{ м}^3/\text{час.} \quad (1)$$

Массовый расход среды

$$G = \rho \cdot Q \quad , \text{ кг/час} \quad (2)$$

Пропускная способность (в зависимости от различных х-к)

$$K_v = 2.5 \cdot 10^{10} F_{po} / \sqrt{\xi_{po}} \quad , \text{ м}^3/\text{час.} \quad (3)$$

$$K_v = 2.5 \cdot 10^{10} F_{po} \mu_{po} \quad , \text{ м}^3/\text{час.} \quad (4)$$

$$K_v = 3.57 \cdot 10^4 A_v = 0.86 C_v \quad , \text{ м}^3/\text{час.} \quad (5)$$

C_v - пропускная способность в американских единицах измерения (расход воды с температурой 60 °F (15,6°C) в американских галлонах (3,78 л) в минуту при перепаде давления на клапане 1фунт/дюйм² (0,07 кгс/см²).

В справочниках значения K_v и C_v приводятся для полного открытия клапана - 100%

Коэффициент расширения Y (поправка на сжатие потока, для газа и пара)

Значения Y зависят от перепада давления на клапане Δp_{po} и давления среды до клапана p₁.

$$Y = 1 - \beta \frac{\Delta p}{P_n}, \quad \text{при } \frac{\Delta p}{P_n} \leq 0,5$$

$$Y = 0,95 - (\beta - 0,1) \cdot \frac{\Delta p}{P_n}, \quad \text{при } \frac{\Delta p}{P_n} > 0,5 \quad (6)$$

$\beta = 0,5$ – для насыщенного пара;

$\beta = 0,47$ – для перегретого водяного пара и трехатомных газов;

$\beta = 0,45$ для воздуха и двухатомных газов;

для воды $Y = 1$

Расходная характеристика гидравлической линии с РО

$$Q = 101,972 \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\rho} \cdot \frac{1}{(0,4 \cdot 10^{10} \Sigma \xi_{\text{тр}} / F_{\text{тр}}^2 + 1 / K_v^2)}} \quad (7)$$

или

$$Q = Q^{\text{MAX}} \sqrt{1 / (1 + S(K_v^{\text{MAX}} / K_v - 1))}. \quad (8)$$

7.4. Порядок выбора РО для простейших постановок задачи

В соответствии с рис. 7.1 выбор РО выполняется в следующей последовательности.

- выбор типа РО и определение его условного прохода и пропускной способности,
- расчет пропускной способности и расходной характеристики РО,
- оптимизация принимаемых решений по РО.

Конкретное содержание этих этапов существенно зависит от характера постановки задачи и состава имеющихся исходных данных. Рассмотрим некоторые простейшие случаи.

7.4.1. Тип РО задается при постановке задачи и его внутренний диаметр равен диаметру трубопровода.

Например, для регулирующего питательного клапана (РПК) энергоблока 200 МВт выбирать клапан шибера типа (см. [1], рис.4.1-рис.4.4).

7.4.1.1. Найти внутренний диаметр трубопровода (нити питания котла) $D_{\text{тр}}$. (см. справочная литература по автоматизируемому оборудованию).

По $D_{\text{тр}}$ определить условный диаметр трубопровода $D_{\text{ут}}$ (см. [3]). Принять диаметр условного прохода РО D_y равным условному диаметру трубопровода $D_{\text{ут}}$.

Если $D_{\text{тр}}$ не определен, то его можно рассчитать по номинальному расходу регулируемой среды Q , м³/с. Для этого следует вначале целесообразную скорость среды ω , м/с (см.[1], с.8) и рассчитать необходимый внутренний диаметр трубопровода по соотношению

$$D_{\text{вн}} = 2000 \sqrt{Q / (\omega \pi)} \quad , \text{ мм} \quad (9)$$

7.4.1.2. Найти угловую пропускную способность выбранного РО K_{vy} , м³/ч. (см.[1], с.36)

Условная пропускная способность есть паспортная характеристика РО и соответствующие данные по различным типам клапанов содержатся в [1], [8], [9].

Если вместо K_{vy} определены его аналоги A_v , C_v , то значение K_{vy} можно рассчитать по соотношениям (5). Если же заданы такие характеристики РО, как коэффициент расхода μ_{po} или коэффициент гидравлического сопротивления ξ_{po} , то значение K_{vy} оценивается в соответствии с (3), (4).

Наконец, можно использовать формулу приближенной оценки K_{vy} по условному проходу РО D_y . (см.[1], с.36)

$$K_v = a \cdot D_y^2 \quad , \quad (10)$$

где $a = 1.5 - 2.5$.

Например, для односедельного проходного клапана $a = 0.35$, для двухседельного – $a = 1.6$, для заслонок $a = 2.5$ (и тем больше, чем меньше гидравлическое сопротивление клапана).

По найденному таким образом исходному значению K_v в соответствии с таблицей чисел нормального ряда следует выбрать его нормированное условное значение K_{vy} (см.[1], с.36).

7.4.1.3. Рассчитать пропускную характеристику РО (см. [1], с.112-116).

Для серийно изготавливаемых РО пропускная характеристика приводится в справочниках и каталогах. Типичными являются линейная характеристика

$$K_v(\ell) = K_v^{\min} + (K_v^{\max} - K_v^{\min}) \cdot \ell \quad , \quad (11)$$

и равнопроцентная характеристика

$$K_v(\ell) = K_v^{\min} \cdot (K_v^{\min} / K_v^{\max})^{(1-\ell)} \quad , \quad (12)$$

где

ℓ – относительное перемещение затвора РО ($0 < \ell < 1$);

K_v^{\max} , K_v^{\min} – минимальное и максимальное значения пропускной способности

($K_v^{\max} \geq K_{vy}$, $K_v^{\min} = 0 - 0.2K_v^{\max}$);

7.4.1.4. Рассчитать расходную характеристику РО.

Для подобного расчета необходимо задать информацию о характеристиках гидравлической системы, включающей данный РО. Рассмотрим простейшие варианты постановки подобной задачи.

7.4.1.4.1. РО находится в коротком трубопроводе, значения давления на краях которого не зависят от расхода. В таком случае, расходная характеристика РО совпадает по форме с его пропускной характеристикой, а конкретные соотношения между расходной и пропускной характеристикой определяется формулами (1), (2).

7.4.1.4.2. РО установлен в длинном трубопроводе, давления на краях которого p_n , p_k не зависят от расхода Q . В этом случае наряду с суммарным перепадом давления $\Delta p_c = p_n - p_k$ необходимо задать (или рассчитать) либо:

- коэффициент формы расходной характеристики

$$S = \Delta p_{po} / \Delta p_c \quad , \quad (13)$$

- где Δp_{po} – определяется для максимального расхода,
 - суммарный коэффициент гидравлического сопротивления $\Sigma \xi_{гп}$.

Далее расходная характеристика находится путем расчета функции $Q(l) = f(K_v(l))$ в соответствии с (7), (8).

7.4.1.4.3. РО установлен в сложной гидравлической системе. Например, РО включен в гидравлическую линию с насосом на входе. Для построения расходной характеристики $Q(l)$ необходимо

- задать характеристику насосов

$$Q = f(p_n) \quad (14)$$

Решая затем систему нелинейных уравнений (8), (14) для $l = 1$, определяем максимальный расход Q^{\max} . Повторяя решение при значениях $0 < l < 1$, получаем точки расходной характеристики $Q(l)$. Для решения системы нелинейных уравнений целесообразно использовать итерационные процедуры.

7.4.2. Тип РО задан при постановке задачи, но допускается, чтобы условный проход РО D_y был меньше $D_{гп}$.

$$0.25D_{гп} < D_y \leq D_{гп} \quad (15)$$

Для решения задачи необходимо задать:

- максимальный расход среды Q^{\max} ;
 - соответствующий ему перепад давлений Δp_{po} .

Расход среды Q^{\max} определяется технологическим режимом работы объекта (см. справочные материалы по технологии автоматизируемого объекта). Сложнее найти соответствующую информацию по перепаду Δp_{po} . В рамках курсового проекта рекомендуется:

- для прикидочных расчетов задавать потолочные оценки Δp_c , Δp_{po} (но так, чтобы коэффициент формы S попадал в диапазон $0.2 < S < 0.5$);
 - для более точных оценок выполнять расчет гидравлической схемы, от источника питания (или от начальной точки схемы с «бесконечной мощностью» до конечной точки схемы с «бесконечной емкостью»).

При заданных Q^{\max} , Δp_{po} из (1) легко находится значение K_v .

7.4.3. Проверка характеристики РО на кавитацию и критический перепад.

Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы давление p_2 (за РО) было больше давления насыщения, т.е. $p_2 \geq p_s$ или

$$p_1 - p_2 \leq p_1 - p_s \quad (16)$$

Более того, необходимо чтобы выполнялось неравенство

$$p_1 - p_2 \leq K_0(p_1 - p_s) \quad (17)$$

При определении давления насыщения p_s следует помнить, что дросселирование на клапане без потерь тепла происходит при практически постоянной энтальпии, так что энтальпия среды на линии насыщения h' будет равна ее энтальпии на входе в РО $h_1(p_1, \theta_1)$. Таким образом, по значению $h' = h_1$ определяем давление насыщения $p_s = f(h')$.

Коэффициент начала кавитации K_0 выбирается по таблицам (см. [1], с.176, 177). Его значения лежат в диапазоне 0.2 – 0.9 (тем выше, чем выше коэффициент восстановления давления после РО).

Если при полностью открытом РО условия отсутствия кавитации не выполняются, то необходимо менять тип РО (либо переместить его поближе к началу трубопровода, либо ввести в трубопроводе дополнительные гидросопротивления).

Полезно также определить эффективный перепад давления Δp_m , при котором еще удается регулировать расход

$$\Delta p_m = p_1 - p_2 = K_m (p_1 - r_0 p_s) \quad ,$$

где r_0 – поперечный коэффициент, определяемый по критическому давлению p^* в соответствии с формулой

$$r_0 = 0.96 - 0.28 \sqrt{p_1 / p^*} \quad (18)$$

(для воды $p^* = 22.1$ МПа).

Значения коэффициентов K_0 , K_m для типовых вариантов РО приведены в [1] (см.с. 176-177).

8.1 Полезные формулы

Перестановочное усилие P рассчитывается по формулам:

8.1.1. Для шиберного и односедельного клапана

$$P = K \cdot \Delta P_{po} \cdot F + G, [H]$$

где K – коэффициент трения (0,14 – 0,18),

ΔP_{po} – перепад давления на РО, н/м²,

F – площадь поперечного сечения шибера или проходного сечения клапана, м²,

G – вес шибера или клапана, н.

8.1.2. Для поворотной заслонки определяется величина крутящего момента $M_{вр}$

$$M_{вр} = C \cdot b \cdot F \cdot \Delta P, \text{ н}\cdot\text{м},$$

где C – коэффициент, зависящий от угла поворота и равный отношению плеча приложения усилия к ширине лопасти,

b – ширина лопасти в направлении перпендикулярном оси вращения, м,

F – площадь лопасти, м²,

ΔP_{po} – перепад давления на заслонке, н/м²,

Для многолопастных поворотных заслонок полученное значение необходимо умножить на их число.

8.1.3. Для односедельных клапанов

9. ЛИТЕРАТУРА

1.	Благов Э.У., Ивницкий Б.Я. Дроссельно – регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1990.
2.	ГОСТ 356-80. Арматура и детали трубопроводов. Давления условные пробные и рабочие. Ряды.
3.	СТ СЭВ 254-76. Соединения трубопроводов и арматуры. Проходы условные.
4.	Арматура энергетическая для ТЭС и АЭС. Отраслевой каталог. М.: НИИЭинформ-энергомаш, 1981.
5.	Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1975.
6.	Емельянов А.И., Емельянов В.А. Исполнительные устройства промышленных регуляторов. М.: Машиностроение, 1975.
7.	Имбрицкий М.И. Справочник по арматуре тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.
8.	Казинер Ю.Я., Слободкин М.С. Арматура система автоматического управления. М.: Машиностроение, 1977.
9.	Гуревич Д.Ф., Ширяев В.В., Пайкин И.Х. Арматура атомных электростанций. Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1982.
10.	Плетнев Г.П. Автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок электростанций. -М.: Энергоатомиздат, 1986. 343 с. (см.с. 182-187).
11.	В.И. Плютинский, В.И. Погорелов. Автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок АЭС./Учебник для техникумов М.: Энергоатомиздат, 1983.- 296 с.