

ВЫБОР РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Регулирующие органы – один из самых ответственных элементов САУ (от его работоспособности во многом зависят надежность системы в целом и качество регулирования), непосредственно воздействующих на объект управления.

По принципу воздействия на объект регулирующие органы подразделяются на дросселирующие и дозирующие. Так, при регулировании потоков газов и жидкостей применяют различные дроссельные заслонки, клапаны, шиберы и т. д., а при регулировании расхода сыпучих материалов – тарельчатые и скребковые питатели, секторные затворы, дозаторы и т. п. Следует отметить, что в САУ наиболее распространены дросселирующие регулирующие органы.

В зависимости от конструктивных особенностей каждый регулирующий орган можно определить тремя качественными показателями:

- пропускной способностью K_v ;
- пропускной характеристикой, которую еще называют внутренней или идеальной (устанавливает зависимость пропускной способности K_v от перемещения S затвора при постоянном перепаде давления);
- расходной характеристикой (зависимость в рабочих условиях относительного расхода μ среды от степени открытия регулирующего органа: $\mu = Q_1 / Q_{\max}$, где Q_1 – расход среды при некотором положении регулирующего органа, Q_{\max} – расход среды при полностью открытом регулирующем органе).

Регулирующие органы, как известно, сочленяют с исполнительными механизмами. Этот комплекс часто называют еще исполнительным устройством (ИУ).

При выборе регулирующего органа в первую очередь необходимо оценить его расходную характеристику, которая для большинства автоматических систем должна быть линейной и однозначной (рис. 3.32, а). Это требование определяется тем, что тангенс угла наклона касательной к расходной характеристике равен коэффициенту передачи регулирующего органа.

Коэффициент передачи разомкнутой САУ

$$k_{p.c} = k_p k_{p.o}, \quad (3.101)$$

где k_p – коэффициент передачи регулятора; $k_{p.o}$ – коэффициент передачи регулирующего органа; k – коэффициент передачи остальных элементов разомкнутой САУ.

При проектировании САУ регулятор подбирают с таким значением k_p , при котором $k_{p.c}$ будет оптимальным ($k_{p.c} = k_{p.c.опт}$), обеспечивающим требуемое качество регулирования. Компенсируя возмущение в

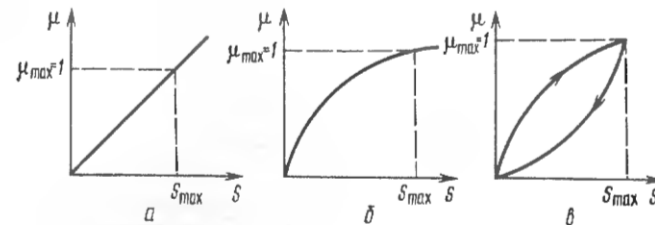


Рис. 3.32. Расходные характеристики регулирующего органа:

а – линейная (желаемая); б – нелинейная; в – нелинейная с гистерезисом

системе, регулирующий орган будет занимать различные положения. Если его расходная характеристика линейная (рис. 3.32, а), то $k_{p.c} = \text{const}$ и при всех режимах качество регулирования будет оптимальным ($k_{p.c}$ так же не изменит своего значения и будет равен $k_{p.c.опт}$). Если же расходная характеристика регулирующего органа нелинейная (рис. 3.32, б), то, очевидно, это требование не будет выдержано. С учетом изложенного особые требования предъявляются к кинематике сочленения регулирующего органа с исполнительным механизмом. Ее подбирают такой, чтобы избавиться от нежелательной нелинейности расходной характеристики.

Другой дефект расходной характеристики регулирующего органа, который также необходимо учитывать при проектировании систем автоматики, – ее неоднозначность, носящая гистерезисный характер (рис. 3.32, в). Причиной этого являются зазоры. Допускается гистерезис с шириной петли не более 3...5 % рабочего хода регулирующего органа.

При расчете ИУ используют схему, показанную на рисунке 3.33. При этом необходимо определить:

- максимальную пропускную способность K_{\max} исполнительного устройства и его условный диаметр D_y ;
- рабочий участок расходной характеристики;
- теоретическую расходную характеристику (для клапанов);
- рабочий участок кривой изменения перепада давления для жидкости (для газа и пара находят только максимальный и минимальный перепады давления).

Следует отметить, что если регулируют потоки вязких жидкостей с индексом вязкости $z \leq 1000$, то расчет проводят только по первым двум перечисленным пунктам. При этом индекс вязкости

$$z = 420 Q / \nu \sqrt{K_v}, \quad (3.102)$$

где Q – объемный расход жидкости; ν – ее вязкость.

Рассмотрим последовательность расчета.

Вначале по формулам, приведенным в таблице 3.7, определяют максимальную пропускную способность ИУ.

3.7. Формулы для расчета пропускной способности

Вид гидравлического сопротивления	Перепад давления	Расход жидкости		Расход газа		Расход пара
		Q, м³/ч	G, кг/ч	Q _н , м³/ч	G, кг/ч	
ИУ	$\Delta P < \frac{P_1}{2}$	$K_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$	$K_v = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P \gamma}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{514 \sqrt{\Delta P P_2 \gamma_n}}$	$K_v = \frac{G}{514 \sqrt{\Delta P P_2 \gamma_n}}$	$K_v = \frac{G}{31,6 \sqrt{\Delta P}}$
		$K_{vп} = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$	$K_v = \frac{Q_n}{257 P_1 \sqrt{\gamma_n T_1}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{257 P_1 \sqrt{\gamma_n T_1}}$	$K_v = \frac{G}{257 P_1 \sqrt{\gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{22,4 \sqrt{P_1}}$
	$\Delta P \geq \frac{P_1}{2}$	$K_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$	$K_{vп} = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P \gamma}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{514 \sqrt{\Delta P P_2 \gamma_n}}$	$K_v = \frac{G}{514 \sqrt{\Delta P P_2 \gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{31,6 \sqrt{\Delta P}}$
	$\Delta P \geq \frac{P_2}{2}$	$K_{vп} = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$	$K_v = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P \gamma}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{257 P_2 \sqrt{\gamma_n T_2}}$	$K_v = \frac{G}{257 P_2 \sqrt{\gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{22,4 \sqrt{P_2}}$
Линия	$\Delta P_{п} < \frac{P_2}{2}$	$K_{vп} = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_{п}}}$	$K_{vп} = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P_{п} \gamma}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{514 \sqrt{\Delta P_{п} P_3 \gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{514 \sqrt{\Delta P_{п} P_3 \gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{31,6 \sqrt{\Delta P_{п}}}$
	$\Delta P_{п} \geq \frac{P_2}{2}$	$K_{vп} = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_{п}}}$	$K_{vп} = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P_{п} \gamma}}$	$K_{vп} = \frac{Q_n}{257 P_2 \sqrt{\gamma_n T_2}}$	$K_{vп} = \frac{G}{257 P_2 \sqrt{\gamma_n}}$	$K_{vп} = \frac{G}{22,4 \sqrt{P_2}}$

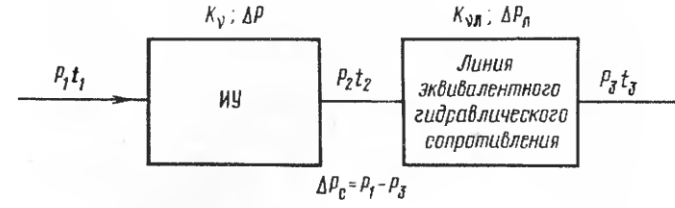


Рис. 3.33. Упрощенная схема, используемая при расчете регулирующего органа

В соответствующую формулу подставляют значения Q_{\max} (или G_{\max}) и ΔP_{\min} :

$$\Delta P_{\min} = \Delta P_c - \Delta P_{л\max}; \quad (3.103)$$

$$\Delta P_{л\max} = \Delta P_{л\min} \left(\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \right)^2. \quad (3.104)$$

В таблице 3.6 и на рисунке 3.33 используют следующие обозначения:

Q, Q_n – объемный расход соответственно жидкости и газа, м³/ч; G – массовый расход регулируемой среды, кг/ч; K_v и $K_{vп}$ – пропускная способность соответственно ИУ и линии, т/ч; P_1, P_2, P_3 – абсолютные давления соответственно до ИУ, после него и после линии, кг/см²; $\Delta P = P_1 - P_2, \Delta P_{п} = P_2 - P_3, \Delta P_c = P_1 - P_3$ – перепады давления соответственно на ИУ, в линии и системе, кг/см²; γ – объемная масса жидкости, г/см³; γ_n – объемная масса газа при 760 мм рт. ст. и 0 °С, кг/м³; t_1 и t_2 – температура среды до и после ИУ, °С; $T_1 = 273 + t_1, T_2 = 273 + t_2$ К; V, V_1, V_2, V_3 – удельный объем пара соответственно при $0,5 P_1$ и $t_1, 0,5 P_2$ и t_2, P_2 и t_2, P_3 и t_3 , м³/кг.

Максимальная пропускная способность ИУ, найденная таким образом, позволяет определить условный диаметр ИУ для регулирующих заслонок (табл. 3.8) и регулирующих клапанов (табл. 3.9). Следует отметить, что пропускная способность $K_{vИУ}$ выбранного ИУ должна быть близкой по значению к $1,2 K_{v\max}$. Затем по рисунку 3.34 устанавливают рабочий участок расходной характеристики выбранного ИУ, что, в свою очередь, позволяет определить рабочий участок хода l плунжера клапана или угол α поворота заслонки.

На рисунке 3.34 используют следующие обозначения:

$$n = K_{vИУ} / K_{vл}; \mu_{\max} = Q_{\max} / Q_{ИУ};$$

$$\mu_{\min} = Q_{\min} / Q_{ИУ}; \quad (3.105)$$

где $K_{vл}$ – пропускная способность линии, определяемая по формулам таблицы 3.7 (при этом в соответствующую формулу подставляют значения Q_{\max} и $\Delta P_{л\max}$ или Q_{\min} и $\Delta P_{л\min}$); $Q_{ИУ}$ – объем расхода регулируемой среды через ИУ, определяемый по форму-

3.8. Характеристика регулирующих заслонок

D_y , мм	K_v , т/ч	D_y , мм	K_v , т/ч	Примечание
50	20	300	800	Регулирующие заслонки типа СИУ изготавливают двух типов: легкие $P_y = 6 \text{ кг/см}^2$, температура до $225 \text{ }^\circ\text{C}$; тяжелые $P_y = 6,10$ и 25 кг/см^2 , температура $225, 450$ и $600 \text{ }^\circ\text{C}$
	50		2000	
	32		1250	
65	80	400	3200	
	50		2000	
80	125	500	5000	
	80		3200	
100	200	600	8000	Для обоих типов допустимый перепад давления P , кг/см^2 : 0,16; 0,25; 0,43; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10 и 16
	125		5000	
125	320	700	10 000	
	200		8000	
150	500	800	12 500	
	320		10 000	
200	800	900	16 000	
	500		12 500	
250	1250	1000	20 000	

лам таблицы 3.7; в соответствующую формулу подставляют $K_{vИУ}$ и $\Delta P_{ИУ}$. Последнее находят следующим образом:

для жидкости

$$\Delta P_{ИУ} = \frac{\Delta P_c}{1 + n^2}, \quad (3.106)$$

для пара и газа

$$\Delta P_{ИУ} = \frac{\left(\frac{n^2 P_1 T_2}{P_2 T_1} + 1\right) - \sqrt{\left(\frac{n^2 P_1 T_2}{P_2 T_1} + 1\right)^2 - \frac{4 n^2 \Delta P_c T_2}{P_3 T_1}}}{2 n^2 T_2 / (P_3 T_1)}. \quad (3.107)$$

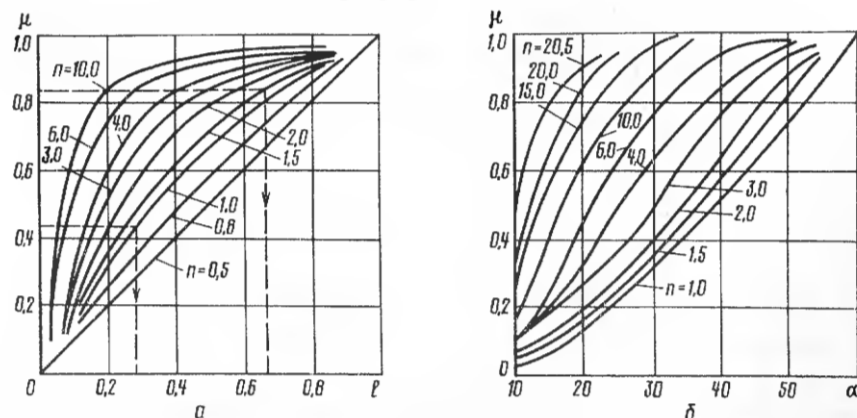


Рис. 3.34. Рабочие расходные характеристики для регулирующих клапанов (а) и заслонок (б)

3.9. Характеристика регулирующих клапанов

D_y , мм	K_v , т/ч	D_y , мм	K_v , т/ч	Примечание
25	4	150	160	Двухседельные регулирующие клапаны СИУ выпускают с линейной и логарифмической характеристиками, с сальниковым или сальфонным уплотнением штока, регулирующие и запорно-регулирующие. Клапаны с сальником — $P_y = 16, 40, 64, 100$ и 160 кг/см^2 , температура $120, 225, 450 \text{ }^\circ\text{C}$
	6,3		250	
	10		400	
	16		630	
50	25	200	400	Клапаны с сальником — $P_y = 16, 40, 64, 100$ и 160 кг/см^2 , температура $120, 225, 450 \text{ }^\circ\text{C}$
	40		630	
	63		1000	
80	100	250	1600	Клапаны с сальником — $P_y = 16, 40$ и 64 кг/см^2 , температура 120 и $225 \text{ }^\circ\text{C}$
	160		2500	
	250		4000	
100	63	300	630	Односедельные регулирующие клапаны СИУ выпускают с линейной и логарифмической характеристиками, с сальниковым и сальфонным уплотнением штока, регулирующие и запорно-регулирующие. Клапаны с сальником — $P_y = 10, 16, 40$ и 64 кг/см^2 , с сальфоном — $P_y = 16, 40, 64 \text{ кг/см}^2$
	100		1000	
	160		1600	
	250		2500	
125	100	125	80	Максимально допустимая температура для клапанов $120, 225$ и $450 \text{ }^\circ\text{C}$
	160		125	
	250		200	
	400		320	
250	3,2	150	200	Клапаны с сальником — $P_y = 10, 16, 40$ и 64 кг/см^2 , с сальфоном — $P_y = 16, 40, 64 \text{ кг/см}^2$
	5		200	
	8		125	
	12		125	
500	20	200	200	Максимально допустимая температура для клапанов $120, 225$ и $450 \text{ }^\circ\text{C}$
	32		320	
	50		500	
	80		800	
1000	50	125	125	
	80		125	
	125		125	

Пример 3.9. Выбрать регулирующий орган для следующих условий: регулируемая среда — вода; $\gamma = 1 \text{ г/см}^3$; $\nu = 0,2 \text{ с}$;

$Q_{\text{max}} = 440 \text{ м}^3/\text{ч}$; $Q_{\text{min}} = 220 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_1 = t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_1 = 15 \text{ кг/см}^2$; $\Delta P_c = 10 \text{ кг/см}^2$; $\Delta P_{\text{л max}} = 4 \text{ кг/см}^2$.

$$K_{v \text{ max}} = Q_{\text{max}} \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_{\text{min}}}} = Q_{\text{max}} \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_c - \Delta P_{\text{л max}}}} = 440 \sqrt{\frac{1}{10 - 4}} = 180 \text{ т/ч.}$$

Поправку на вязкость не вводим, так как индекс вязкости

$$z = 420 Q / \nu \sqrt{K_v} = 420 \cdot 440 / 0,2 \sqrt{180} > 1000.$$

По таблице 3.9 выбираем двухседельный регулирующий клапан с условным диаметром $D_y = 125 \text{ мм}$ и пропускной способностью $K_{vИУ} = 250 \text{ т/ч}$ (условие $K_{vИУ} \geq 1,2 K_{v \text{ max}} = 1,2 \cdot 180 = 216$ выполняется, так как $250 > 216$).

Находим рабочий участок расходной характеристики выбранного регулирующего органа (или в общем случае ИУ). Для этого воспользуемся формулами таблицы 3.7:

$$K_{v\text{л}} = Q_{\text{max}} \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_{\text{л max}}}} = 440 \sqrt{\frac{1}{4}} = 220 \text{ т/ч};$$

$$n = \frac{K_{v\text{ИУ}}}{K_{v\text{л}}} = \frac{250}{220} = 1,14;$$

$$\Delta P_{\text{ИУ}} = \frac{\Delta P_{\text{с}}}{1+n^2} = \frac{10}{1+1,14^2} = 4,35 \text{ кг/см}^2;$$

$$Q_{\text{ИУ}} = K_{v\text{ИУ}} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{ИУ}}}{\gamma}} = 250 \sqrt{\frac{4,35}{1}} = 521 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\mu_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{ИУ}}} = \frac{440}{521} = 0,84;$$

$$\mu_{\text{min}} = \frac{Q_{\text{min}}}{Q_{\text{ИУ}}} = \frac{220}{521} = 0,422.$$

По графику рисунка 3.34, а выбираем расходную характеристику ИУ, в соответствии с которой относительный ход плунжера $l_{\text{min}} = 0,29$ и $l_{\text{max}} = 0,73$ ($l = S/S_{\text{max}}$, где S — ход плунжера, S_{max} — его максимальное перемещение). При этом отношение перепада давления на ИУ к перепаду давления в системе изменяется от $\beta_{\text{max}} = 0,9$ до $\beta_{\text{min}} = 0,6$ (рис. 3.35; $\beta = P/\Delta P_{\text{с}}$), что соответствует следующим перепадам на ИУ:

$$\Delta P_{\text{max}} = \beta_{\text{max}} \Delta P_{\text{с}} = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ кг/см}^2; \quad \Delta P_{\text{min}} = \beta_{\text{min}} \Delta P_{\text{с}} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, рассчитав необходимый регулирующий орган, получим исходные данные для выбора исполнительного механизма (см. раздел 3.2.4).

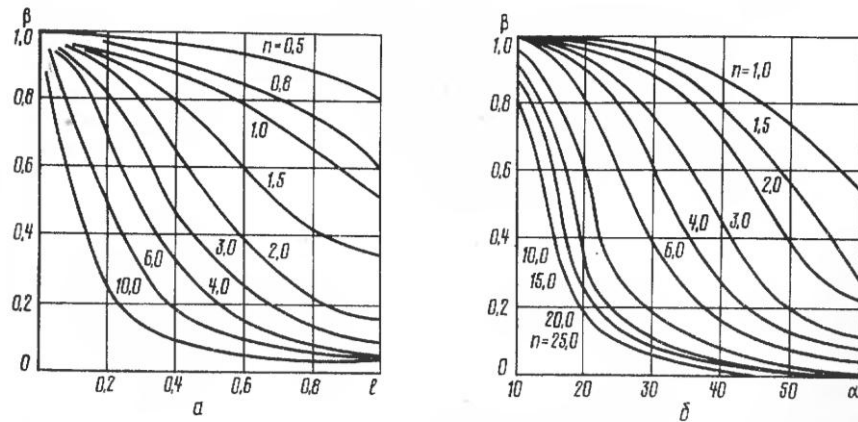


Рис. 3.35. Изменения перепада давления на ИУ для регулирующих клапанов (а) и заслонок (б)