

2.6. Выбор вспомогательных элементов холодильной установки

2.6.1. Расчет терморегулирующего вентиля

Терморегулирующему вентилю (ТРВ) придается особое значение в холодильной установке, так как он способен так или иначе воздействовать на процесс теплообмена. Задачей ТРВ или расширительного клапана является подача в испаритель определенного объема жидкого хладагента в целях полного его испарения в процессе кипения.

После кипения газообразный хладагент нагревается в испарителе, и образующаяся при этом разность температур может служить показателем эффективности использования данного устройства.

Так, при низком коэффициенте использования испарителя увеличивается протяженность зоны нагрева газообразного хладагента, что, естественно, приводит к значительному перегреву.

Высокий же коэффициент использования дает обратный эффект – с соответствующим снижением уровня перегрева.

Перегрев всасываемого газа играет роль регулирующего воздействия в отношении расширительного клапана. Таким образом, правильно выбранный терморегулирующий вентиль, изменяя свое свободное проходное сечение, регулирует расход хладагента в зависимости от конкретного рабочего состояния испарителя.

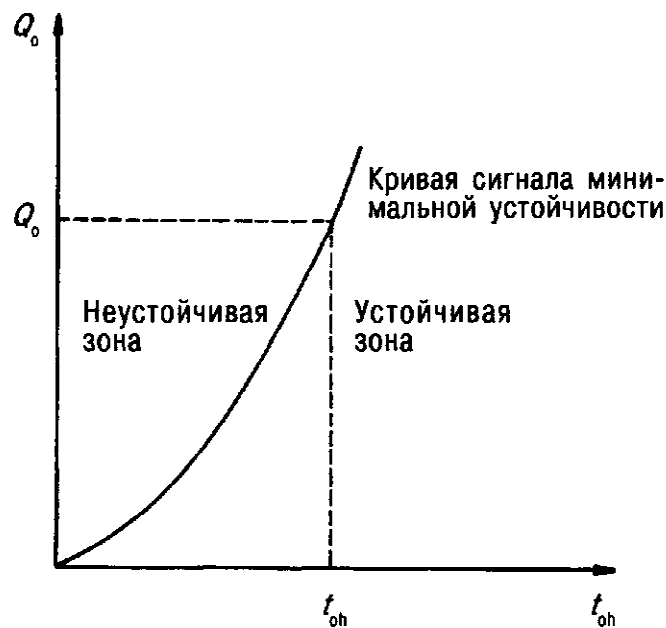


Рис. 2.58.

Рисунок 2.58 показывает, что минимально устойчивый сигнал, выполняя функцию регулирующего воздействия для ТРВ, отделяет устойчивую зону перегрева от неустойчивой.

Далее, нетрудно заметить, что передаваемая производительность испарителя при снижении перегрева возрастает до достижения минимально устойчивого сигнала (MSS).

При опускании кривой MSS (см. рис. 2.58) ниже установленного значения начинается так называемое «бросание» расширительного клапана, следствием чего является увеличение доли неиспарившейся жидкости в инжектируемом газе, что, в свою очередь, отнюдь не способствует росту полезной холодопроизводительности.

Если внести данную характеристику клапана в рис. 2.59, получим следующую картину: клапан 1 работает с перегревом ниже линии MSS, то есть неустойчиво. При увеличении статичного перегрева (при котором собственно и начинается открытие клапана) ТРВ функционирует вполне устойчиво — на небольшом «безопасном расстоянии» от линии MSS. Клапан полностью открыт, когда перегрев возрастает до уровня, необходимого для такого открытия. Вторая возможность может быть реализована клапаном меньшей мощности (клапан 2).

При расчете ТРВ прежде всего следует определить разность давлений в пространстве над расширительным клапаном.

При этом рекомендуется действовать таким образом:

1) вычесть величину давления кипения P_0 из величины давления конденсации P_c : $P_c - P_0$;

2) определить падение давления в компонентах жидкостного трубопровода (если таковые имеются), например: ΔP осушителя, смотрового стекла, запорного вентиля с ручным управлением, электромагнитного клапана, восходящего участка, распределителя жидкого хладагента, распределительных трубок;

3) определить остаточный перепад давлений под действием расширительного клапана $\Delta P_{\text{обш}} = (P_c - P_0) - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8)$;

4) установить температуру жидкого хладагента перед ТРВ.

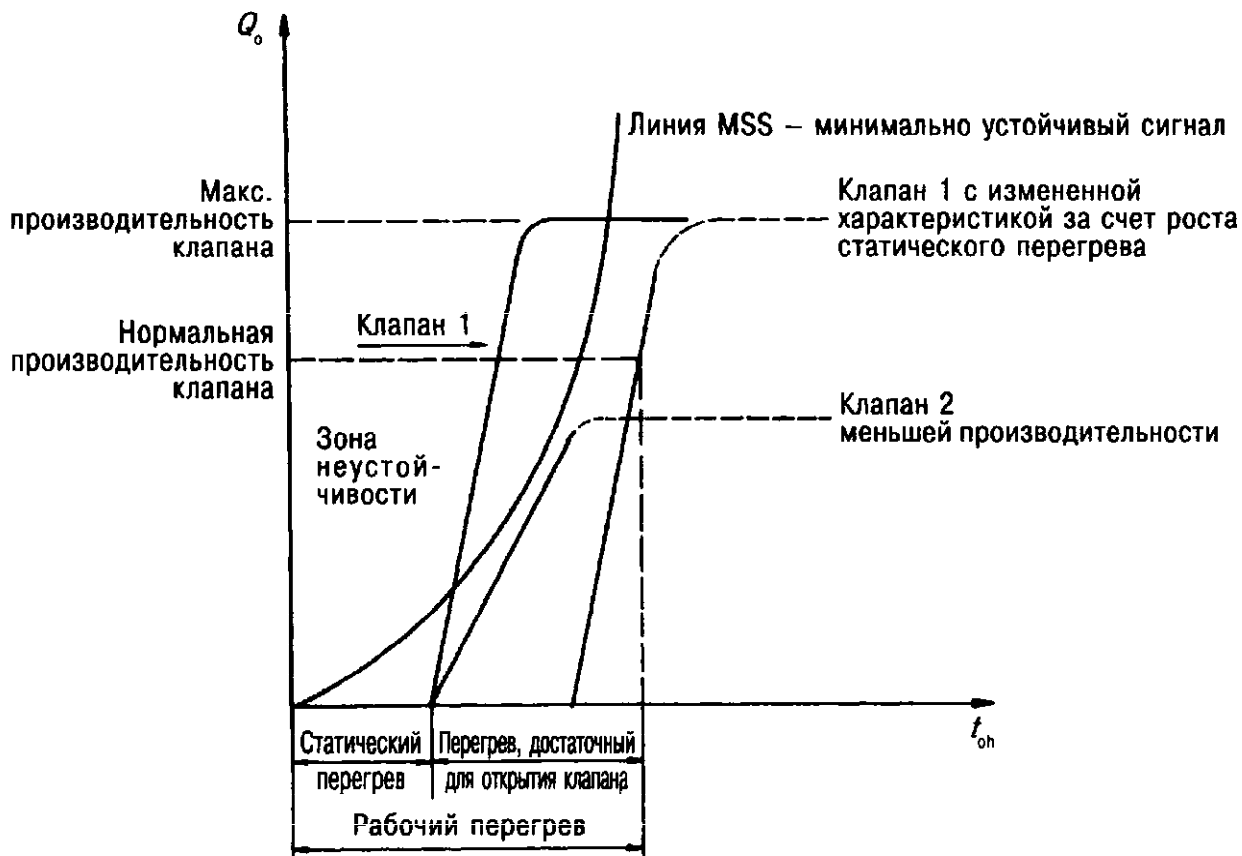


Рис. 2.59.

Примечание:

Перегрев жидкого хладагента в случае использования конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением составляет порядка 2 К. Температура жидкого хладагента в комбинированных установках в режиме замораживания с посторонним либо собственным переохлаждением находится на уровне 0°C;

5) определить поправочный коэффициент для используемого параметра из п. 4;

6) определить поправочный коэффициент для установленного перепада давлений над клапаном из п. 3;

7) вычислить производительность ТРВ при условиях работы данной установки;

8) выбрать соответствующий тип ТРВ.

Пример расчета

Низкотемпературная камера: $Q_o = 7,8$ кВт; $t_r = -20^\circ\text{C}$; $t_o = -28^\circ\text{C}$; ΔT (разность температур) = 8 К; испаритель SGBE 101 фирмы Кюба с многократным впрыском через распределитель Küba-CAL: $t_c = +40^\circ\text{C}$, $t_3 = +38^\circ\text{C}$; $t_1 = -22^\circ\text{C}$; хладагент R 404 A; жидкостный трубопровод $d_a = 12 \times 1$ мм; $l_{\text{геом}} = 12$ м, из которых 7 м приходятся на восходящий участок; испаритель расположен над коллектором жидкости; 2 запорных вентиля с ручным управлением, встроенные в жидкостный трубопровод – перед фильтром-осушителем и после него; смотровое стекло с индикатором уровня жидкости; осушитель, электромагнитный клапан.

Здесь должен использоваться ТРВ с внешним выравниванием давления в паяном исполнении с фланцем фирмы Алко.

Изготовитель указывает производительность клапана при определенных установленных температурах испарения и конденсации.

В этом случае приведенные в каталоге данные основаны на следующих характеристиках:

$$t_o = +4^\circ\text{C}; t_c = +38^\circ\text{C}; \text{переохлаждение} = 1 \text{ К.}$$

Поэтому требуется определить производительность при указанных условиях работы установки, для чего придется обратиться к таблицам, составленным изготовителем.

Для иных базовых условий, отличных от представленных в каталоге, номинальная производительность клапана вычисляется по формуле:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{t, \text{FI}} \cdot K_{\Delta P}$$

Поправочный коэффициент $K_{t, \text{FI}}$ для $t_3 = +38^\circ\text{C}$ и $t_o = -28^\circ\text{C}$ находят путем интерполяции: $K_t = 1,845$ (см. таблицу параметров).

Для вычисления коэффициента $K_{\Delta P}$ надо сначала определить полную разность давлений в зоне над ТРВ.

$\Delta P_{\text{осушителя}} = 0,14$ бар по ДИН 8949 – независимо от изготовителя и типа аппарата.

ΔP смотрового стекла: здесь величиной падения давления можно пренебречь, поскольку при этом не отмечается сколько-нибудь заметных изменений поперечного сечения. В паяном исполнении смотровое стекло выбирается того же диаметра, каким обладает жидкостный трубопровод.

ΔP запорного вентиля с ручным управлением: такой вентиль рассчитывается с учетом диаметра имеющегося жидкостного трубопровода, так что обычно падение давления над этой арматурой остается неизвестным.

Изготовитель приводит в таблицах так называемый показатель k_v (коэффициент пропускной способности) с единицей измерения в $\text{м}^3/\text{час}$. Этот параметр устанавливается из расчета расхода воды с температурой $t_w = +20^\circ\text{C}$ и падением давления в 1 бар.

Для применения в отношении холодильной установки показатель k_v придется преобразовать с помощью подходящих формул (см. соответствующие примеры расчета).

Выбран: запорный вентиль с ручным управлением Danfoss BML 12 мм; коэффициент пропускной способности $k_v = 1,50 \text{ м}^3/\text{час}$.

Объемный расход хладагента через данный вентиль составляет:

$$V_{\text{FI}} = \frac{Q_o \cdot 3600}{q_{\text{ON}} \cdot \rho_{\text{FI}}}, \text{ м}^3/\text{час}; Q_o = 7,8 \text{ кДж/с.}$$

$$q_{\text{ON}} = h_1 - h_4 = 356 \text{ кДж/кг} - 259 \text{ кДж/кг} = 97 \text{ кДж/кг.}$$

$$V_{\text{FI}} = 0,00105 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ из } \lg P, h\text{-диаграммы R 404 A.}$$

$$\rho_{\text{FI}} = 952,38 \text{ кг/м}^3.$$

Значения энтальпии из $\lg P, h$ -диаграммы R 404A:

$$V_{\text{FI}} = \frac{7,8 \cdot 3600}{97 \cdot 952,38} = \frac{2800}{92 \cdot 380,86} = 0,3040 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Падение давления, обусловленное запорным вентилем с ручным управлением BML 12:

$$\Delta P = \left(\frac{V_{\text{FI}}}{k_v} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{\text{FI}}}{1000}, \text{ бар.}$$

$$\Delta P = \frac{(0,304)^2 \cdot 952,38}{(1,5)^2 \cdot 1000} = 0,0391 \text{ бар.}$$



Глава 2. Основы проектирования холодильной установки

ΔP электромагнитного клапана = 0,1168 бар; см. пример расчета п. 2.6.2.

ΔP жидкостного трубопровода = 0,1073 бар.

Памятка для определения ΔP жидкостного трубопровода

Вычисление скорости течения w :

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{ON} \cdot d_i^2 \cdot \pi}, \text{ м/с.}$$

$Q_o = 7,8$ кДж/с.

$\rho_R = 952,38$ кг/м³.

$q_{ON} = 97$ кДж/кг.

$d_i = 0,01$ м.

$$w = \frac{7,8 \cdot 4}{952,38 \cdot 97 \cdot (0,01)^2 \cdot \pi} = 1,075 \text{ м/с.}$$

Определение падения давления в жидкостном трубопроводе, не считая его восходящего участка:

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho_R \cdot w^2}{d_i \cdot 2}, \text{ бар.}$$

$$\Delta P = \frac{0,03 \cdot 6,50 \cdot 952,38 \cdot (1,075)^2}{0,01 \cdot 2}.$$

$\Delta P = 10\,731$ Па.

$\Delta P = 0,1073$ бар.

λ – коэффициент трения трубы (лямбда), без единицы измерения;

$\lambda_{CU} = 0,03$;

$l - l_{\text{экв}}$, метрах, $l_{\text{экв}} = 6,50$ м ($l_{\text{геом}} + 30\%$ как прибавка на фитинги);

ρ_R – плотность жидкого хладагента R 404A при:

$t_3 = +38^\circ\text{C}$; $\rho_R = 952,38$ кг/м³;

w – скорость течения, м/с;

$w = 1,075$ м/с;

d_i – внутренний диаметр трубы, м;

$d_i = 0,01$ м.

В итоге получаем:

$$\frac{\text{М} \cdot \text{КГ} \cdot \text{М}^2}{\text{М} \cdot \text{М}^3 \cdot \text{С}^2} = \frac{\text{Н}}{\text{М}^2} = \text{Па.}$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = h \cdot \rho_R \cdot g \text{ в } \text{Н/м}^2 = \text{Па,}$$

где $h = 7,0$ м;

$\rho_R = 952,38$ кг/м³;

$g = 9,81$ м/с²;

$\Delta P = 7,0 \cdot 952,38 \cdot 9,81 = 65\,399,93$ Па;

$\Delta P = 0,654$ бар;

$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 0,654$ бар.

$\Delta P_{\text{распределителя жидкого хладагента}}$ } вместе $\Delta P = 0,5$ бар,

$\Delta P_{\text{распределительных трубок}}$ } поскольку используется распределитель Küba-CAL.

В противном случае на практике принимают для распределителя Вентури $\Delta P = 0,5$ бар и для распределительных трубок $\Delta P = 0,5$ бар; при использовании распределителя с трубкой Пито получается $\Delta P = 3,5$ бар.

Расчет полного падения давления при прохождении через ТРВ:

$$\Delta P_{\text{общ}} = (18,30 - 2,27) - (0,14 + 0,0391 + 0,1168 + 0,1073 + 0,654 + 0,5).$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 16,03 - 1,5572 = 14,47 \text{ бар.}$$

Поправочный коэффициент для указанной выше разности давлений составляет:

$$K_{\Delta P} = 0,846.$$

Номинальная производительность ТРВ вычисляется с помощью формулы:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{i, \text{Fl}} \cdot K_{\Delta P}, \text{ кВт.}$$

$$Q_N = 7,8 \cdot 1,845 \cdot 0,846 = 12,17 \text{ кВт.}$$

На основе вычисленной требуемой производительности ТРВ выбираем из каталога (см. табл. 2.31) следующий тип: Alco TCLE 250 SW.

Данный ТРВ имеет номинальную производительность по каталогу $Q_o = 12,2$ кВт. Эта величина базируется на температуре кипения $t_o = +4^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_c = +38^\circ\text{C}$ с учетом переохлаждения жидкости $\Delta T = 1$ К.

По этой причине потребовался пересчет на фактические условия работы установки с помощью расчетной формулы $Q_N = Q_o \cdot K_{\Delta P}$.

Таблица 2.31. Выбор ТРВ

ТРВ, модельный ряд		T							
Диапазон температур кипения $-45/+30, ^\circ\text{C}$									
R 134 A		R 22		R 404 A / R 507		R 407 C			
Типо-размер	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Вставка клапана
	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3, 5B
TCLE	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
TERE	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X-9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X-9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

Значения указанной номинальной производительности даны в пересчете на следующие характеристики: температура кипения $+4^\circ\text{C}$, температура конденсации $+38^\circ\text{C}$ и переохлаждение жидкости 1 К на входе в клапан.



Таблица 2.32. Поправочные коэффициенты для хладагента R 404A

Температура жидкости перед клапаном, °C	Поправочный коэффициент, K_f Температура кипения, °C																Температура жидкости перед клапаном, °C
	R 404A								R 404A								
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47	+60
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34	+55
+50	1,32	1,18	1,20	1,26	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14	+50
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35	+45
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80	+40
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38	+35
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05	+30
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79	+25
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58	+20
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40	+15
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25	+10
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11	+5
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00	0
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90	-5
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81	-10
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
ΔP , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07	$K_{\Delta P}$
ΔP , бар	10,1	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64	$K_{\Delta P}$

2.6.1.1. Контрольные задания

Требуется рассчитать ТРВ для камеры охлаждения пива на основе холодопроизводительности $Q_o = 3,8$ кВт при $t_R = +5^\circ\text{C}$ и $t_o = -5^\circ\text{C}$; $t_C = +45^\circ\text{C}$; $t_3 = +43^\circ\text{C}$; $t_1 = +3^\circ\text{C}$. В качестве хладагента используется R 134a (таблица свойств водяного пара для R 134a). Испаритель расположен на расстоянии 2,5 м выше выхода из коллектора для сбора жидкости. Жидкостный трубопровод длиной 8 м и диаметром $d_a = 10 \times 1$ мм. В трубопроводе предусмотрено смотровое стекло и фильтр-осушитель для хладагента. Поскольку такой агрегат включается от камерного термостата, необходимость в электромагнитном клапане в данном случае отпадает. Кроме того, здесь не впаены запорные вентили. В качестве испарителя находит применение тип Küba SPA 031.

Принимаем ТРВ со сменным вставным блоком и верхней частью, а также стандартный ТРВ с присоединением пайкой/развальцовкой.

Варианты решений

1. Вычитание величины давления испарения P_o из величины давления конденсации P_c : $P_c - P_o = 11,529 \text{ бар} - 2,435 \text{ бар} = 9,094 \text{ бар}$.

2. Определение падения давления в компонентах жидкостного трубопровода, если таковые имеются, например:

$$\Delta P_{\text{осушителя}} = 0,14 \text{ бар};$$

$$\Delta P_{\text{жидкостного трубопровода}} = 0,0322 \text{ бар};$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 0,278 \text{ бар};$$

$$\Delta P_{\text{смотрового стекла}} \text{ (отпадает);}$$

$$\Delta P_{\text{запорного вентиля с ручным управлением}} \text{ (отпадает);}$$

$$\Delta P_{\text{электромагнитного клапана}} \text{ (отпадает);}$$

$$\Delta P_{\text{распределителя жидкого хладагента}} \text{ (отпадает);}$$

$$\Delta P_{\text{распределительных трубок}} \text{ (отпадает).}$$

В испарителе SPA 031C многократный впрыск не предусмотрен.

Определение скорости течения w :

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{ON} \cdot d_i^2 \cdot \pi}, \text{ м/с.}$$

$$Q_o = 3,8 \text{ кДж/с};$$

$$\rho_R = 1135 \text{ кг/м}^3;$$

$$q_{ON} = 404 - 260,53 = 143,47 \text{ кДж/кг};$$

$$w = \frac{3,8 \cdot 4}{1135 \cdot 143,47 \cdot (0,008)^2 \cdot \pi} = 0,46 \text{ м/с.}$$

Определение падения давления в жидкостном трубопроводе без восходящего участка:

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho_R \cdot w^2}{d_i \cdot 2}, \text{ Па,}$$

где $\lambda_{CU} = 0,03$;

$$l = l_{\text{экв}}, \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = l_{\text{geom}} + 30\%;$$

$$l_{\text{экв}} = 7,15 \text{ м};$$

$$\rho_R = 1135 \text{ кг/м}^3;$$

$$w = 0,46 \text{ м/с};$$

$$d_i = 0,008 \text{ м.}$$

$$\Delta P = \frac{0,03 \cdot 7,15 \cdot 1135 \cdot (0,46)^2}{0,008 \cdot 2}.$$

$$\Delta P = 3219,73 \text{ Па.}$$

$$\Delta P = 0,0322 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = h \cdot \rho_R \cdot g, \text{ Н/м}^2,$$

где $h = 2,50 \text{ м};$

$$\rho_R = 1135 \text{ кг/м}^3;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 2,5 \cdot 1135 \cdot 9,81, \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 0,2786 \text{ бар.}$$

3. Расчет полного падения давления, обусловленного ТРВ:

$$\Delta P_{\text{общ}} = (P_c - P_o) - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3), \text{ бар.}$$

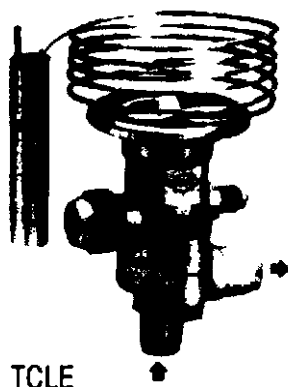
$$\Delta P_{\text{общ}} = (11,592 - 2,435) - (0,14 + 0,0322 + 0,278).$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 8,71 \text{ бар.}$$

4. Измерение температуры жидкого хладагента перед ТРВ:
 $t_3 = +43^\circ\text{C}$.
5. Определение поправочного коэффициента $K_{i,Fl}$ по таблице:
 $K_{i,Fl} = 1,122$.
6. Определение поправочного коэффициента $K_{\Delta P}$ по таблице:
 $K_{\Delta P} = 0,842$
7. Вычисление производительности ТРВ в принятых условиях работы установки:
 $Q_N = Q_o \cdot K_i \cdot K_{\Delta P}$, кВт.
 $Q_N = 3,8 \cdot 1,122 \cdot 0,842 = 3,59$ кВт.
8. Выбор соответствующего типа клапана (см. табл. 2.31–3.34).
 - 8.1. TCLE 150 MW
 - 8.2. TISE-MW с вставным блоком (размер сопла 3) – с наружным выравниванием давления.
 - 8.3. TIS-MW с вставным блоком (размер сопла 3) – с внутренним выравниванием давления.
 - 8.4. TN 2 с соплом 03, внутреннее выравнивание давления (Danfoss, без выборки из каталога).
 - 8.5. TN 2 с соплом 03, наружное выравнивание давления (Danfoss, без выборки из каталога).

Таблица 2.33. Выбор ТРВ

ТРВ, модельный ряд		T							
Диапазон температур кипения $-45/+30, ^\circ\text{C}$									
R 134 A		R 22		R 404 A / R 507		R 407 C			
Тип-размер	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Вставка клапана
	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3, 5B
TCLE	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B



Код обозначения типа клапана:



Таблица 2.34. Поправочный коэффициент для R 134a

Температура жидкости перед клапаном, °C	Поправочный коэффициент, K_f Температура кипения, °C															Температура жидкости перед клапаном, °C	
	R 134a							R 134a									
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
+60	1,22	1,25	1,27	1,30	1,33	1,36	1,40	1,44	1,48	1,75	2,08	2,46	2,94	3,50	4,12	4,83	+60
+55	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,26	1,29	1,33	1,36	1,60	1,90	2,25	2,68	3,18	3,74	4,36	+55
+50	1,07	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,20	1,23	1,26	1,48	1,76	2,07	2,46	2,92	3,42	3,98	+50
+45	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,17	1,38	1,63	1,92	2,28	2,70	3,15	3,65	+45
+40	0,93	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,29	1,52	1,79	2,12	2,50	2,92	3,38	+40
+35	0,90	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,21	1,43	1,68	1,99	2,34	2,73	3,15	+35
+30	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,14	1,35	1,58	1,87	2,20	2,55	2,95	+30
+25		0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92	1,08	1,27	1,49	1,76	2,07	2,40	2,77	+25
+20			0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,89	0,88	1,02	1,21	1,41	1,67	1,96	2,27	2,61	+20
+15				0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,84	0,97	1,15	1,34	1,58	1,85	2,15	2,47	+15
+10					0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,93	1,09	1,25	1,51	1,76	2,04	2,35	+10
+5						0,73	0,74	0,75	0,76	0,89	1,04	1,22	1,44	1,68	1,94	2,23	+5
0							0,71	0,72	0,73	0,85	1,00	1,17	1,37	1,61	1,86	2,13	0
-5								0,69	0,70	0,82	0,96	1,12	1,31	1,54	1,78	2,04	-5
-10									0,68	0,79	0,92	1,07	1,26	1,48	1,70	1,95	-10
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
ΔP , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88	$K_{\Delta P}$
ΔP , бар	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55	$K_{\Delta P}$

Таблица 2.35. Вставки клапанов

Размер	Тип	№ заказа	Номинальная производительность Q (кВт)				
			R 134a	R 22	R 404A	R 407C	R 507
00	ТЮ-00X	800 532	0,3	0,5	0,4	0,5	0,4
0	ТЮ-000	800 533	0,8	1,3	1,0	1,4	1,0
1	ТЮ-001	800 534	1,9	3,2	2,3	3,5	2,3
2	ТЮ-002	800 535	3,1	5,3	3,9	5,7	3,9
3	ТЮ-003	800 536	5,0	8,5	6,2	9,2	6,2
4	ТЮ-004	800 537	8,3	13,9	10,1	15,0	10,1
5	ТЮ-005	800 538	10,1	16,9	12,3	18,3	12,3
6	ТЮ-006	800 539	11,7	19,5	14,2	21,1	14,2

Данные значений номинальной производительности относятся к температуре кипения +4°C, температуре конденсации +38°C с учетом переохлаждения жидкости 1 К.

2.6.2. Электромагнитный клапан (MV)

В задачу электромагнитных клапанов в холодильной установке входит перекрытие трубопроводов с хладагентом (нагнетательного, жидкостного или всасывающего).

Так, например, требуется перекрыть на период оттаивания горячим паром всасывающий трубопровод, когда перегретый хладагент проходит к испарителю по напорному оттаивательному трубопроводу.

Жидкостный трубопровод перекрывается в целях включения откачивающего насоса.

При регулировке байпаса горячего пара, как показано на рис. 2.60, электромагнитный клапан требуется и в нагнетательном трубопроводе для выполнения возможно необходимой откачки установки.

Поскольку регулятор обводной линии горячего пара срабатывает на открытие при падении давления ниже его давления настройки, то понизить давление всасывания без соответствующего электромагнитного клапана невозможно.

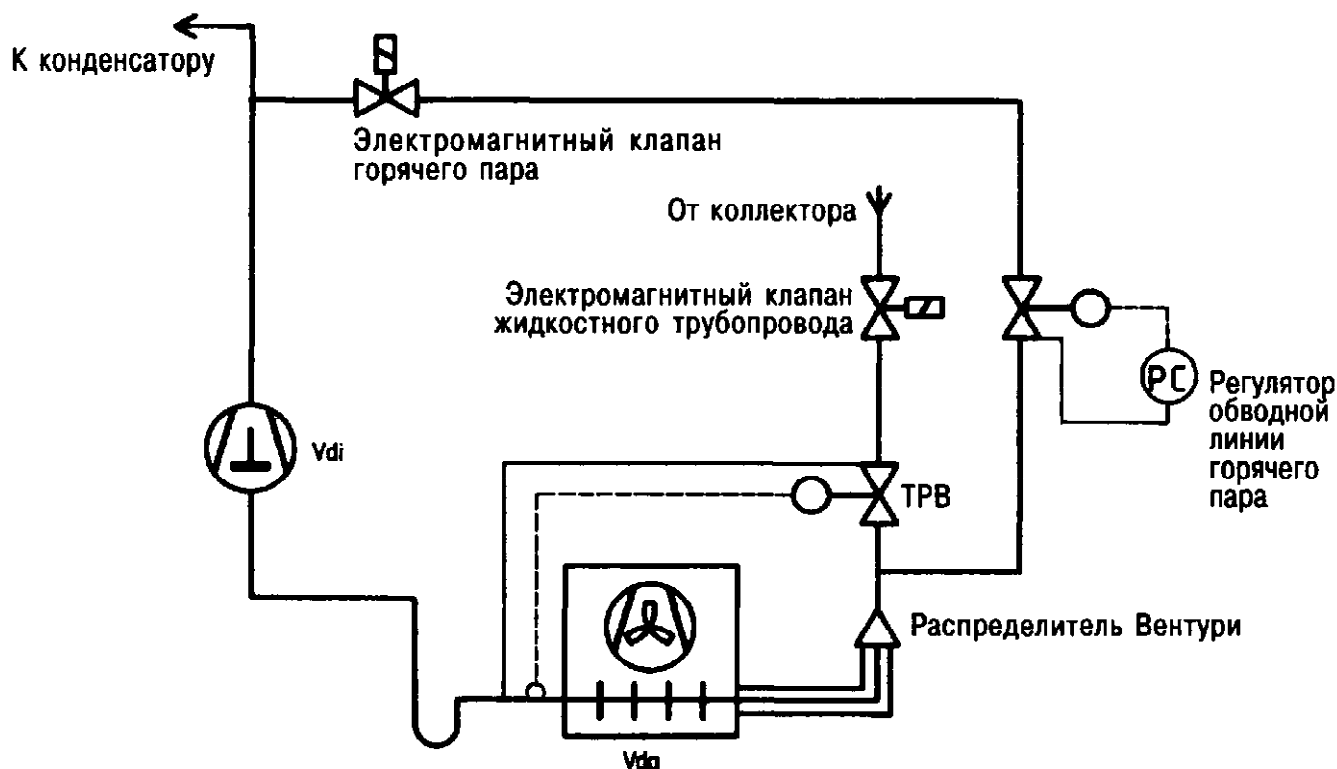


Рис. 2.60.

Среди электромагнитных клапанов различают клапаны прямого действия (с непосредственным управлением) и непрямого действия (с управлением посредством следящей системы).

При прямом управлении (см. рис. 2.60) клапанами электромагнитное поле катушки передается якорю электромагнита, непосредственно обеспечивающему открытие вставного блока клапана.

По этой причине электромагнитные клапаны прямого действия, в отличие от сервоклапанов, для пребывания в открытом состоянии не нуждаются в минимальном падении давления протекающего хладагента.

При обесточенной катушке электромагнитное поле отсутствует, так что якорь под действием усилия пружины прижимается к седлу клапана.

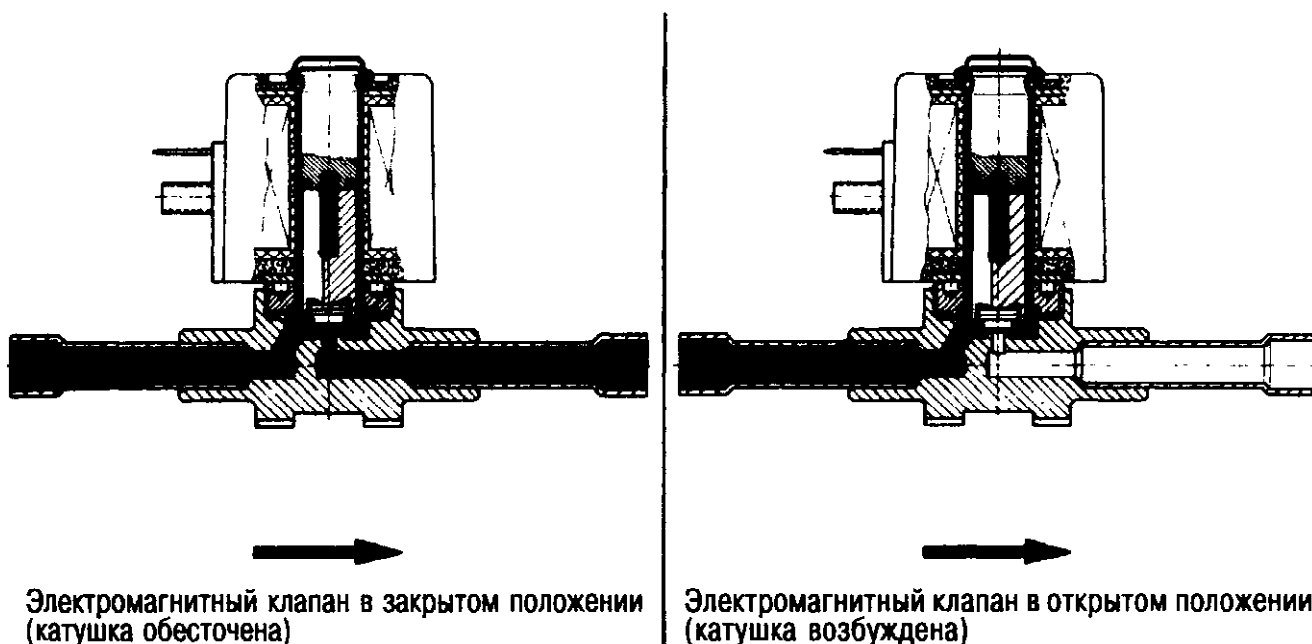


Рис. 2.61.

При возбужденной катушке возникает магнитное поле и якорь притягивается. Клапан при этом обеспечивает возможность протекания потока жидкости.

Клапан непрямого действия (см. рис. 2.62) функционирует следующим образом: электромагнитная сила катушки используется для открытия либо закрытия только вспомогательного, но не основного седла клапана. Энергия для приведения в действие сервопоршня, обеспечивающего такое открытие и закрытие, исходит от протекающего жидкого хладагента, что проявляется в виде определенного падения давления.

При этом следует иметь в виду, что минимальное падение давления для удержания сервопоршня в открытом положении составляет 0,05 бар.

При обесточенной катушке электромагнитное поле вокруг нее отсутствует, так что якорь под действием малой спиральной пружины прижимается к вспомогательному седлу клапана, закрывая его. В сервопоршне предусмотрено небольшое

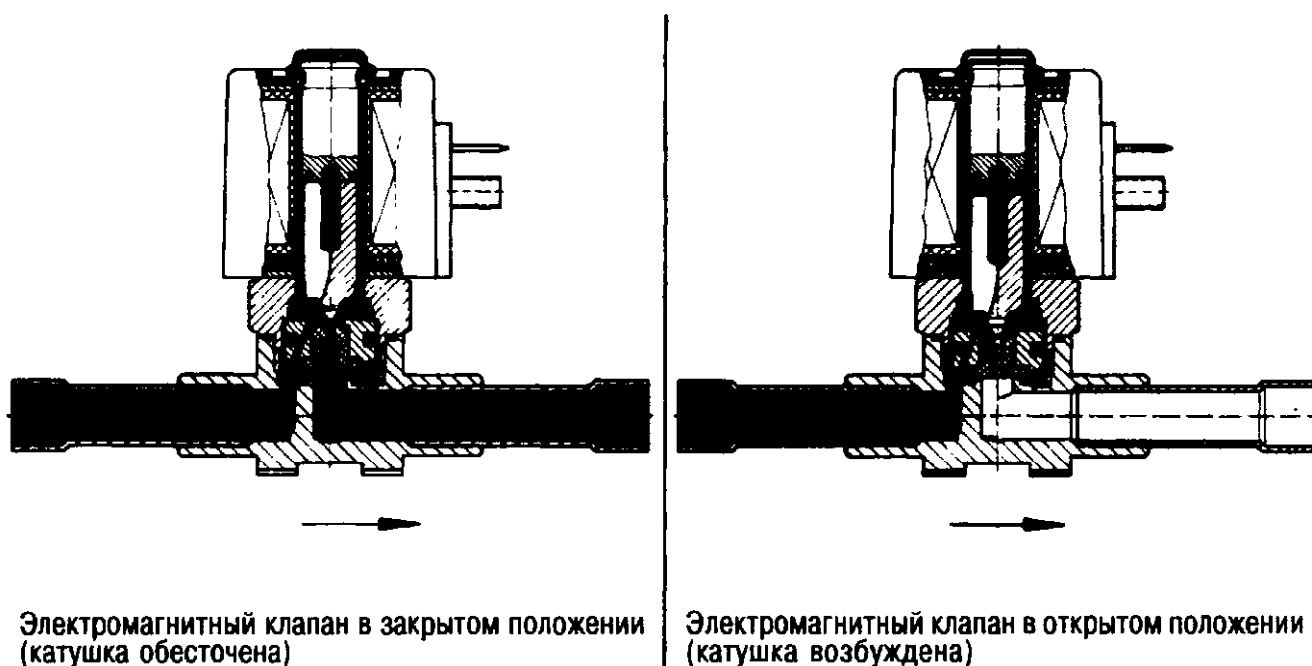


Рис. 2.62.

компенсирующее отверстие, через которое хладагент от входной стороны клапана проникает в пространство над поршнем. Благодаря этому давление на входе может воздействовать на всю верхнюю сторону поршня как сила закрытия, прижимающая поршень к основному седлу. При этом хладагент не имеет возможности покинуть клапан, ибо, как уже упоминалось, якорь удерживает вспомогательное седло в закрытом положении: клапан закрыт (см. рис. 2.62, левая сторона).

При возбужденной катушке возникает электромагнитное поле, что сопровождается притягиванием якоря. В результате этого освобождается вспомогательное седло, так что хладагент, пребывающий в пространстве над сервопоршнем, может выйти из клапана. Теперь на верхней стороне сервопоршня имеет место более низкое давление на выходе, поэтому существующее под поршнем более высокое давление на входе способно отвести поршень от основного седла: клапан открыт (см. справа рис. 2.62).

2.6.2.1. Расчет электромагнитного клапана

В технической документации изготовители указывают номинальную производительность клапанов всегда из расчета определенных базовых данных, какими являются, в частности:

при использовании жидкости: $t_o = +4^\circ\text{C}$; $t_c = +38^\circ\text{C}$;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,15 \text{ бар}$;

при использовании горячего пара: $t_o = +4^\circ\text{C}$; $t_c = +38^\circ\text{C}$;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 1,0 \text{ бар}$; t температура всасываемого газа = $+18^\circ\text{C}$;

при использовании всасываемого газа: $t_o = +4^\circ\text{C}$; $t_c = +38^\circ\text{C}$;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,15 \text{ бар}$.

При других данных величины производительности клапана придется пересчитывать с помощью уравнения $Q_N = Q_o \cdot K_i \cdot K_{\Delta P}$, применяя соответствующие поправочные коэффициенты K_i и, соответственно, $K_{\Delta P}$.

Производительность клапана зависит от следующих параметров: плотности ρ_R хладагента, падения давления ΔP при открытом клапане (проектное значение) и имеющейся энтальпии кипения Δh хладагента при соответствующих рабочих условиях.

Если исходить из номинальной производительности клапана Q_1 для плотности ρ_1 , энтальпии испарения Δh_1 и падения давления ΔP_1 , то варьирование этих трех параметров также вызовет изменение номинальной производительности клапана для новых рабочих условий.

В случае повышения плотности хладагента возрастает его массовый расход и, следовательно, производительность клапана:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}$$

Величина энтальпии кипения непосредственным образом влияет на номинальную производительность.

Если вместо энтальпии кипения Δh_1 предлагается энтальпия Δh_2 , получаем номинальную производительность:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}$$

Если вместо падения давления мы имеем дело с падением давления ΔP_2 , то получается:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}}$$

Если же вместо указанной номинальной производительности $Q_1 = 10$ кВт при падении давления приводится холодопроизводительность Q_2 , получается новая величина падения давления:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} \right)^2.$$

Если $Q_2 = 5$ кВт составляет 50% полной холодопроизводительности ($Q_1 = 10$ кВт) при наличии компрессора с регулируемой производительностью, а запланированное падение давления $\Delta P = 0,10$ бар, то эта величина будет снижена теперь до $\Delta P_2 = 0,025$ бар.

Если в холодильной установке используется электромагнитный клапан непрямого действия, необходимо всеми силами избегать минимального падения давления $\Delta P_{\text{мин}}$ ниже величины 0,05 бар.

В итоге получаем новое значение производительности клапана:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}.$$

Пример 1

Выбор клапана для хладагентов, не указанных в предлагаемых изготовителем таблицах значений производительности.

Какую номинальную производительность при использовании жидкости имеет электромагнитный клапан R 22 с номинальной производительностью $Q_N = 7,1$ кВт при $\Delta P = 0,15$ бар, при $t_o = +4^\circ\text{C}$ и $t_c = +38^\circ\text{C}$ в режиме замораживания R 23 каскадной холодильной установки с $t_o = -60^\circ\text{C}$, $t_c = -10^\circ\text{C}$ и $\Delta P = 0,10$ бар?

Решение

- $\Delta h_{R22} = 406,32 \text{ кДж/кг} - 246,69 \text{ кДж/кг} = 159,63 \text{ кДж/кг}$.
- плотность жидкости $\rho_R = 1,14 \text{ кг/литр}$ (R 22).
- $\Delta h_{R23} = 1050,77 \text{ кДж/кг} - 899,363 \text{ кДж/кг} = 151,41 \text{ кДж/кг}$.
- плотность жидкости $\rho_R = 1,1017 \text{ кг/литр}$ (R 23).

$$5. Q_2 = 7,1 \text{ кВт} \cdot \frac{151,41 \text{ кДж/кг}}{159,63 \text{ кДж/кг}} \cdot \sqrt{\frac{0,10 \text{ бар}}{0,15 \text{ бар}}} \cdot \sqrt{\frac{1,1017 \text{ кг/литр}}{1,140 \text{ кг/литр}}}.$$

$$6. Q_2 = 5,41 \text{ кВт}.$$

Электромагнитный клапан в цикле R 23 при указанных рабочих условиях установки обеспечивает производительность $Q_2 = 5,41$ кВт на основе измененных параметров: плотности, разности энтальпий, разности давлений.

Пример 2

Расчет электромагнитного клапана для жидкостного трубопровода на основе показателя k_v (коэффициента пропускной способности):

$$k_v = m_R \cdot \sqrt{\left(\frac{1 \cdot \text{бар} \cdot \text{м}^3}{\Delta P \cdot \rho_R \cdot 1000 \text{ кг}} \right)}, \text{ м}^3/\text{ час}.$$

Хладагент R134a, $t_o = -10^\circ\text{C}$, $t_c = +45^\circ\text{C}$; $Q_o = 45$ кВт; $\Delta P = 0,10$ бар (проектное значение), $t_3 = +43^\circ\text{C}$

Решение

- $\Delta h = 391,61 \text{ кДж/кг} - 263,50 \text{ кДж/кг} = 128,12 \text{ кДж/кг}$.



$$2. m_R = \frac{Q_o}{\Delta h} = \left(\frac{45 \text{ кДж} \cdot \text{кг}}{128,12 \text{ с} \cdot \text{кДж}} \right) = 0,3512 \text{ кг/с} = 1\,264,44 \text{ кг/час.}$$

$$3. \rho_R = 1,125 \text{ кг/литр} = 1\,125 \text{ кг/м}^3.$$

$$4. \Delta P = 0,10 \text{ бар (выбранная величина).}$$

$$5. k_v = 1\,264 \text{ кг/час} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot \text{бар} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{м}^3}{0,10 \text{ бар} \cdot 1125 \text{ кг} \cdot 1000 \text{ кг}}}$$

$$k_v = 1\,264 \text{ кг/час} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot \text{м}^3 \cdot \text{м}^3}{112500 \text{ кг} \cdot \text{кг}}}$$

$$k_v = 3,77 \text{ м}^3/\text{час.}$$

6. Выбран электромагнитный клапан типа 240RA 9 T7 со следующими техническими характеристиками:

$$k_v = 4,8 \text{ м}^3/\text{час}; Q_N = 76,2 \text{ кВт}; \text{штуцер } 22 \text{ мм под пайку.}$$

$$7. \text{Превышается требуемое минимальное падение давления } \Delta P_{\text{мин}} = 0,05 \text{ бар.}$$

Образец:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{k_v - \text{вычисленное}}{k_v - \text{каталожное}} \right)^2.$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \text{ бар} \cdot \left(\frac{3,77 \text{ м}^3/\text{час}}{4,80 \text{ м}^3/\text{час}} \right)^2.$$

$$\Delta P_2 = 0,06 \text{ бар} > \Delta P_{\text{мин}}.$$

Пример 3

Расчет электромагнитного клапана из примера 2 на основе таблиц выбора (табл. 2.36) от изготовителя.

Хладагент R134a, $t_o = -10^\circ\text{C}$, $t_c = +45^\circ\text{C}$; $Q_o = 45 \text{ кВт}$; $\Delta P = 0,10 \text{ бар}$ (проектная величина).

Решение

$$Q_N = Q_o \cdot K_{t, \text{Fl}} \cdot K_{\Delta P}.$$

1. Определение поправочного коэффициента $K_{t, \text{Fl}}$ для $t_3 = +43^\circ\text{C}$ при:

$$t_o = -10^\circ\text{C};$$

$$K_{t, \text{Fl}} = 1,128.$$

2. Определение поправочного коэффициента $K_{\Delta P}$ для запланированного падения давления

$$\Delta P = 0,10 \text{ бар в клапане};$$

$$K_{\Delta P} = 1,22.$$

3. Вычисление производительности клапана в кВт

$$Q_N = 45 \cdot 1,128 \cdot 1,22 = 61,93 \text{ кВт.}$$

4. Выбран: электромагнитный клапан типа 240 RA 9 T7 с $Q_N = 76,2 \text{ кВт}$.

5. Превышается требуемое минимальное падение давления для этого сервоклапана.

Образец:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{Q_N - \text{вычисленн.}}{Q_N - \text{каталожн.}} \right)^2.$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \text{ бар} \cdot \left(\frac{61,93 \text{ кВт}}{76,20 \text{ кВт}} \right)^2.$$

$$\Delta P_2 = 0,071 \text{ бар} > \Delta P_{\text{мин}}.$$



240 RA

Рис. 2.63. Электромагнитный клапан

5*

Таблица 2.36



240 RA

Тип	Заказ №	Соединение труб		Номинальная производительность, Q_p , кВт												Показатель k_p	Δp_{max} , бар		
				Пайка/ODF		Жидкость R 404A				Нагретый газ R 404A				Всасываемый газ R 404A					
				мм	дюймы	мм	дюймы	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C			R 134a	R 22
	T2 801 217 6																		
	T2 801 210 1/4																		
110 RB 2	T3 801 209 10 3/8			3,5	3,8	2,5	3,6	1,6	2,0	1,7	2,1							0,2	0
	F2 801 213 6 1/4																		
	F3 801 212 10 3/8																		
210 RB 3	T3 801 239 10 3/8			6,6	7,1	4,6	6,8		3,7	3,2	3,9							0,4	
	F3 801 240 10 1/4																		
	T3 801 176 10																		
	T3 801 190 3/8																		
200 RB 4	T4 801 178 12			15,5	16,8	10,9	16,1	7,1	8,8	7,5	9,2							0,9	
	T4 801 179 1/2																		
	F3 801 177 10 3/8																		0,05
	T4 801 182 12																		
	T4 801 183 1/2																		
200 RB 6	T5 801 186 16 5/8			27,3	29,5	18,9	28,0	12,5	15,4	13,1	16,1							1,6	
	F4 801 187 12 1/2																		
	F5 801 189 16 5/8																		
240 RA 8	T5 801 160 5/8			36,3	39,3	25,2	37,3	16,7	20,5	17,4	21,4	4,2	5,6	4,6	5,2			2,3	
	T7 801 143 22 1/8																		

Таблица 2.36 (окончание)

Тип	Заказ №	Соединение труб				Номинальная производительность, Q_n , кВт										Показатель k_p , м ³ /час	Δp_{max} , бар		
		Пайка/ODF цока		Разваль-/SAE цока		Жидкость R 404A				Нагретый газ R 404A				Всасываемый газ R 404A					
		мм	дюймы	мм	дюймы	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22			R 507	R 407C
	T5 801 161	16	5/8																
240 RA 9	T7 801 162	22	7/8			76,2	82,5	52,9	78,4	31,5	43,1	36,5	44,9	8,8	11,7	9,7	10,9	4,8	
	T9 801 142		1 1/8																
240 RA 12	T7 801 163	22	7/8			85,7	92,8	59,5	88,1	39,4	48,4	41,1	50,5	9,9	13,1	10,9	12,3	5,4	
	T9 801 144		1 1/8																0,05
240 RA 18	T9 801 164		1 1/8			139,1	150,5	96,5	142,9	64,0	78,5	66,6	81,9	16,0	21,3	17,7	19,9	8,8	
	T11 801 166	35	1 3/8																
	T11M 801 172	35	1 3/8																
240 RA 20	T3M 801 224	42				202,6	219,3	140,7	208,3	93,2	114,4	97,1	119,3	23,3	31,0	25,7	29,0		
	T3M 801 173		1 5/8																
	T1M 801 174	54	2 1/8																

Таблица 2.37. Применение всасываемого пара

Температура кипения, °С	Поправочный коэффициент, K_t Температура конденсации, °С									Температура кипения, °С		
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20			
+10	1,03	0,97	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,74	0,71	+10		
0	1,40	1,32	1,25	1,20	1,14	1,10	1,04	1,01	0,96	0		
-10	1,71	1,62	1,53	1,47	1,40	1,34	1,27	1,23	1,18	-10		
-20	2,20	2,08	1,97	1,88	1,80	1,72	1,64	1,58	1,51	-20		
-30	2,79	2,63	2,50	2,39	2,27	2,19	2,07	2,01	1,92	-30		
-40	3,68	3,47	3,29	3,15	3,00	2,89	2,73	2,65	2,53	-40		
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$												
ΔP , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52	$K_{\Delta P}$

Таблица 2.38. Применение жидкости

Температура жидкости перед клапаном, °С	Поправочный коэффициент, K_t Температура кипения, °С												Температура жидкости перед клапаном, °С			
	R 134a						R 22									
°С	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40	°С			
+60	1,33	1,40	1,48	1,56	1,67	1,79	1,26	1,30	1,38	1,38	1,44	1,50	+60			
+55	1,23	1,29	1,36	1,43	1,52	1,62	1,19	1,22	1,29	1,29	1,34	1,39	+55			
+50	1,15	1,20	1,26	1,32	1,39	1,48	1,12	1,15	1,21	1,22	1,26	1,30	+50			
+45	1,08	1,12	1,17	1,22	1,29	1,37	1,06	1,08	1,15	1,15	1,18	1,23	+45			
+40	1,01	1,05	1,10	1,14	1,20	1,27	1,01	1,03	1,09	1,09	1,12	1,16	+40			
+35	0,96	0,99	1,03	1,07	1,12	1,18	0,96	0,98	1,03	1,03	1,06	1,10	+35			
+30	0,91	0,94	0,98	1,01	1,06	1,11	0,92	0,94	0,99	0,98	1,01	1,04	+30			
+25	0,86	0,89	0,92	0,95	1,00	1,04	0,88	0,89	0,94	0,94	0,96	0,99	+25			
+20	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,95	+20			
+15	0,78	0,81	0,84	0,86	0,89	0,93	0,81	0,82	0,87	0,86	0,88	0,91	+15			
+10	0,75	0,77	0,80	0,82	0,85	0,89	0,78	0,79	0,83	0,83	0,85	0,87	+10			
+5		0,74	0,76	0,78	0,81	0,84		0,76	0,80	0,79	0,81	0,83	+5			
0		0,71	0,73	0,75	0,78	0,81		0,73	0,77	0,77	0,78	0,80	0			
-5			0,70	0,72	0,74	0,77			0,74	0,74	0,75	0,77	-5			
-10			0,68	0,69	0,71	0,74			0,72	0,71	0,73	0,74	-10			
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
ΔP , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45	$K_{\Delta P}$



Таблица 2.39

Температура жидкости перед клапаном, °C	R 404A						Поправочный коэффициент, K_1 Температура кипения, °C	Температура жидкости перед клапаном, °C
	+10	0	-10	-20	-30	-40		
+60	1,74	1,88	2,06	2,28	2,57	2,95		
+55	1,46	1,55	1,68	1,83	2,01	2,25		
+50	1,26	1,34	1,43	1,54	1,68	1,84		
+45	1,12	1,18	1,26	1,34	1,45	1,57		
+40	1,02	1,07	1,13	1,20	1,28	1,38		
+35	0,93	0,97	1,02	1,08	1,15	1,23		
+30	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,11		
+25	0,80	0,83	0,87	0,92	0,97	1,02		
+20	0,75	0,78	0,81	0,85	0,90	0,95		
+15	0,71	0,73	0,76	0,80	0,84	0,88		
+10	0,67	0,69	0,72	0,75	0,79	0,83		
+5		0,66	0,68	0,71	0,74	0,78		
0		0,63	0,65	0,68	0,71	0,74		
-5			0,62	0,65	0,67	0,70		
-10			0,60	0,62	0,64	0,67		

Температура жидкости перед клапаном, °C	R 407C						R 507						Температура жидкости перед клапаном, °C
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40	
+60							1,71	1,83	1,98	2,18	2,43	2,75	+60
+55	1,28	1,34	1,40	1,48			1,43	1,52	1,62	1,76	1,92	2,12	+55
+50	1,17	1,22	1,27	1,33			1,24	1,31	1,40	1,49	1,61	1,76	+50
+45	1,08	1,12	1,17	1,22			1,11	1,17	1,23	1,31	1,40	1,52	+45
+40	1,01	1,04	1,08	1,13			1,01	1,06	1,11	1,17	1,25	1,34	+40
+35	0,94	0,98	1,01	1,05			0,93	0,97	1,01	1,07	1,13	1,20	+35
+30	0,89	0,92	0,95	0,99			0,86	0,89	0,93	0,98	1,03	1,09	+30
+25	0,84	0,87	0,90	0,93			0,80	0,83	0,87	0,91	0,95	1,01	+25
+20	0,80	0,82	0,85	0,88			0,75	0,78	0,81	0,85	0,89	0,93	+20
+15	0,76	0,78	0,81	0,84			0,71	0,73	0,76	0,79	0,83	0,87	+15

Таблица 2.39 (окончание)

Температура жидкости перед клапаном, °С	Поправочный коэффициент, K_f Температура кипения, °С												Температура жидкости перед клапаном, °С
	R 407C						R 507						
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40	
+10	0,73	0,75	0,77	0,80			0,67	0,69	0,72	0,74	0,78	0,81	+10
5		0,72	0,74	0,76				0,65	0,68	0,70	0,73	0,76	+5
0		0,69	0,71	0,73				0,62	0,64	0,66	0,69	0,72	0
-5			0,68	0,70					0,61	0,63	0,65	0,68	-5
-10			0,65	0,67					0,58	0,60	0,62	0,64	-10

Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
ΔP , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	ΔP , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45	$K_{\Delta P}$

Применение нагретого газа

Поправочный коэффициент, K_f												
	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52	$K_{\Delta P}$

Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$											
ΔP , бар	0,35	0,50	0,70	1,10	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	ΔP , бар	
$K_{\Delta P}$	1,72	1,49	1,22	1,00	0,86	0,78	0,73	0,70	0,65	$K_{\Delta P}$	

2.6.2.2. Контрольные задания

На рис. 2.64 показан один из испарителей холодильной установки для низкотемпературной камеры, оттаиваемой горячим паром.

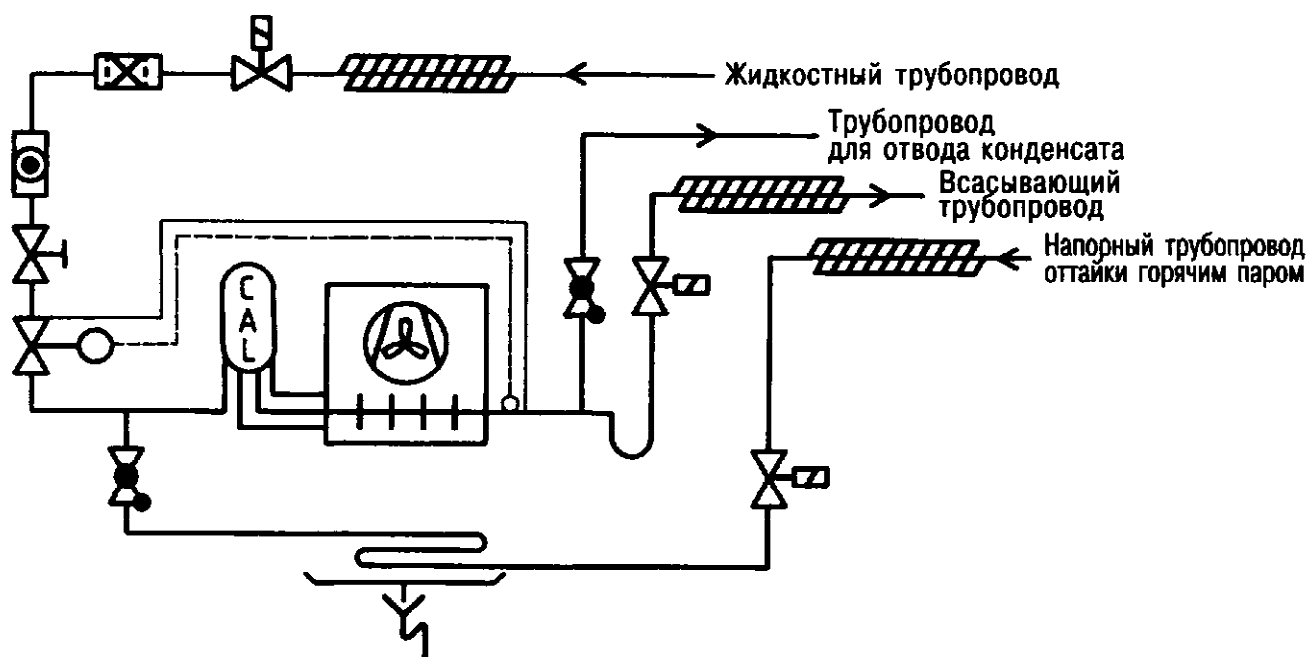


Рис. 2.64.



Этот испаритель работает при следующих условиях:

расход холода: 11 кВт; $t_R = -20^\circ\text{C}$; $t_o = -28^\circ\text{C}$; $t_C = +40^\circ\text{C}$; $t_S = -30^\circ\text{C}$; $\Delta T_{SL} = 2 \text{ K}$;
 $Q_o = 11 \text{ кВт}$; $t_3 = 0^\circ\text{C}$ (из-за переохлаждения жидкости!); R 507; оттаивание с помощью горячего пара; испаритель фирмы Кюба SGB50-F61, V6.07; $Q_o = 11,79 \text{ кВт}$.

Требуется рассчитать:

- 1) электромагнитный клапан для жидкости;
- 2) электромагнитный клапан для всасываемого пара;
- 3) электромагнитный клапан для горячего пара.

Варианты решений

К п. 1. Определение поправочных коэффициентов $K_{L,FI}$ и $K_{\Delta P,FI}$:

$K_{L,FI} = 0,684$; $K_{\Delta P,FI} = 1,22$ при $\Delta P_{\text{проектн}} = 0,10 \text{ бар}$.

См. табл. 2.39 – применение жидкости (FI).

Расчет номинальной производительности клапана в кВт:

$Q_N = Q_o \cdot K_{L,FI} \cdot K_{\Delta P,FI} = 11 \text{ кВт} \cdot 0,684 \cdot 1,22 = 9,18 \text{ кВт}$.

$Q_N = 9,18 \text{ кВт}$.

Выбран тип клапана: 200 RB 4T4 с $Q_N = 10,9 \text{ кВт}$, см. табл. 2.36.

Разность давлений:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{Q_N}{Q_{NK}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \cdot \left(\frac{9,18}{10,9} \right)^2 = 0,071 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$

К п. 2. Определение поправочных коэффициентов:

см. табл. 2.37 – применение всасываемого газа (SG).

$K_{L,SG} = 2,176$; $K_{\Delta P,SG} = 1,00$ при $\Delta P_{\text{запланирован}} = 0,15 \text{ бар}$.

Вычисление номинальной производительности клапана, кВт:

$Q_N = Q_o \cdot K_{L,SG} \cdot K_{\Delta P,SG} = 11 \text{ кВт} \cdot 2,176 \cdot 1,0 = 23,94 \text{ кВт}$.

$Q_N = 23,94 \text{ кВт}$.

Выбран тип клапана: 240 RA 20T11-M с $Q_N = 25,7 \text{ кВт}$, см. табл. 2.36.

Разность давлений:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{Q_N}{Q_{NK}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \cdot \left(\frac{23,94}{25,70} \right)^2 = 0,13 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$

К п. 3. Определение поправочных коэффициентов:

см. табл. 2.39 – применение горячего газа (HG).

$K_{L,HG} = 1,232$; $K_{\Delta P,HG} = 1,22$ при $\Delta P_{\text{проектн}} = 0,70 \text{ бар}$.

Вычисление номинальной производительности клапана, кВт:

$Q_N = Q_o \cdot K_{L,HG} \cdot K_{\Delta P,HG} = 11 \text{ кВт} \cdot 1,232 \cdot 1,22 = 16,53 \text{ кВт}$.

$Q_N = 16,53 \text{ кВт}$.

Выбран тип клапана: 240 RA 8T7 с $Q_N = 17,4 \text{ кВт}$, см. табл. 2.36.

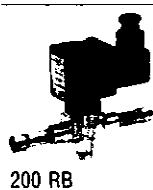
Разность давлений:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{Q_N}{Q_{NK}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,70 \cdot \left(\frac{16,53}{17,40} \right)^2 = 0,632 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$

Таблица 2.40




200 RB

Тип	Заказ №	Соединение труб		Номинальная производительность, Q_n , кВт												Показатель k_v , Δp_{max} , бар				
				Жидкость R 404A				Нагретый газ R 404A				Всасываемый газ R 404A								
				Пайка/ODF цювка	Развальцовка	SAE	SAE	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C			R 134a	R 22	R 507
		мм	дюймы	мм	дюймы	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C	м³/час	бар	
	T2 801 217	6																		
	T2 801 210	1/4																		
110 RB 2	T3 801 209	10	3/8			3,5	3,8	2,5	3,6	1,6	2,0	1,7	2,1					0,2	0	
	F2 801 213	6	1/4																	
	F3 801 212	10	3/8																	
200 RB 3	T3 801 239	10	3/8			6,6	7,1	4,6	6,8	3,0	3,7	3,2	3,9					0,4		
	F3 801 240	10	3/8																	
	T3 801 176	10																		0,05
	T3 801 190	3/8																		
200 RB 4	T4 801 178	12				15,5	16,8	10,9	16,1	7,1	8,8	7,5	9,2					0,9		
	T4 801 179	1/2																		
	F3 801 177	10	3/8																	

Таблица 2.41

Тип	Заказ №	Соединение труб		Номинальная производительность, Q_n , кВт												Показатель K_p		
				Жидкость R 404A				Нагретый газ R 404A				Всасываемый газ R 404A						
				Пайка/ODF	Развальцовка	SAE	Жидкость R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A			
мм	дюймы	мм	дюймы	R 134a	R22	R 507	R 407C	R 134a	R22	R 507	R 407C	R 134a	R22	R 507	R 407C	м³/час		
T11-M	801 217	35	1 3/8															
240 RA 20	T13-M	801 210	42			202,6	219,3	140,7	208,3	93,2	114,4	97,1	119,3	23,3	31,0	25,7	29,0	12,8
	T13-M	801 173	1 5/8															
	T17-M	801 174	54	2 1/8														

Таблица 2.42



Тип	Заказ №	Соединение труб		Номинальная производительность, Q_n , кВт													
				Жидкость R 404A				Нагретый газ R 404A				Всасываемый газ R 404A					
				Пайка/ODF	Развальцовка	SAE	Жидкость R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A		
мм	дюймы	мм	дюймы	R 134a	R22	R 507	R 407C	R 134a	R22	R 507	R 407C	R 134a	R22	R 507	R 407C		
240 RA 8	T5	801 160	42			36,3	39,3	25,2	37,3	16,7	20,5	17,4	21,4	4,2	5,6	4,6	5,2
	T17	801 143	22	1 1/8													

2.6.3.осушитель для хладагента

В холодильных установках находят применение фильтры-осушители, предлагаемые в разных исполнениях.

Закрытое исполнение рассчитано на соединение как с пайкой, так и с развальцовкой, а фильтры-осушители со сменными вставными блоками поставляются только для соединения пайкой. Фильтры-осушители монтируются преимущественно на жидкостном трубопроводе, но существуют устройства, предназначенные для всасывающей линии либо тепловых насосных установок с переключаемым контуром для двух направлений потока.

С учетом требований ДИН 8975, ч. 10, и норм VDMA 24243 (Объединение немецких машиностроительных предприятий) касательно герметизации оборудования монтаж осушителей в закрытом исполнении также должен осуществляться методом впаивания.

Здесь различают два показателя производительности: пропускную способность и рекомендуемую мощность.

Последняя действительна для стандартных установок с обычным монтажом, рассчитанных на температуру жидкости 30°C и температуру кипения до -15°C.

В случае установок с более низкими температурами испарения, либо с трубопроводами повышенной длины и повышенными объемами заполнения, либо с неблагоприятными монтажными условиями рекомендуется выбирать типы фильтров-осушителей ближайших размеров, но с большей производительностью.

Для готовых стандартных установок, обладающих достаточной степенью чистоты и сухости и/или отличающихся повышенными температурами кипения, допускается некоторое превышение рекомендуемых значений.

Пропускная способность (согласно стандарту ARI 710-86 и нормам ДИН 8949) соотносится с потерей давления 0,07 бар при температуре конденсации +30°C и температуре кипения -15°C.

Величины пропускной способности сведены в приведенных далее таблицах выбора из расчета на 0,07 и 0,14 бар.

Поправочные коэффициенты позволяют выбирать фильтры-осушители для условий, отличных от +30°C/-15°C.

Влагопоглощающая способность при R22 указывает возможный объем воды, поглощаемый фильтром-осушителем согласно стандарту ARI 710-86 и ДИН 8949 при температуре конденсации 24/52°C и остаточной влажности 60 PPM (= частей на миллион). У других хладагентов остаточная влажность составляет:

Таблица 2.43

Хладагент	Остаточная влажность (PPM)
R 134a	50
R 407C	50
R404A	50
R 507	50
R410A	50

Таблица 2.44

Критерии выбора	Типоразмер								
	ADK-Plus	BFK	ADK-Plus с вставкой H/S/W 48	FDS-24 с вставкой F24 S24	FDS-48 с вставкой H/S/W 48	ASF-Plus	ASD-Plus	BTAS с вставкой AF AF-D	
Герметичное исполнение	+	+				+	+		
Для сменных вставных блоков			+	+	+			+	+
Фильтр				+		+		+	
Фильтр-осушитель	+	+	+	+	+		+		+
Для жидкости	+	+	+	+	+				
Для всасываемого пара				+	+		+	+	+
Для тепловых насосов (2-поточных)	+								
Материал корпуса	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	латунь
Страница каталога	95	*	97	98	99	100	100	101	

2.6.3.1. Контрольные задания

Холодильная установка на R 134a холодопроизводительностью $Q_0 = 5$ кВт. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода с $d_a = 12 \times 1$ мм составляет 28 м.

Выбрать параметры фильтра-осушителя в закрытом либо ином исполнении, который при идентичных присоединительных размерах можно было бы вмонтировать с применением пайки в данный жидкостный трубопровод.

1. ADK-Plus 0812 MMS, пайка 12 мм; пропускная способность при потере давления 0,07 бар: 24,1 кВт.

2. FDS-244, пайка 12 мм, вставка S24 1 шт. (фильтр-осушитель с быстродействующим затвором и сменным вставным блоком), запорный шаровой клапан BVAM12 для запираания на выходной стороне. Пропускная способность при потере давления 0,07 бар: 41 кВт.

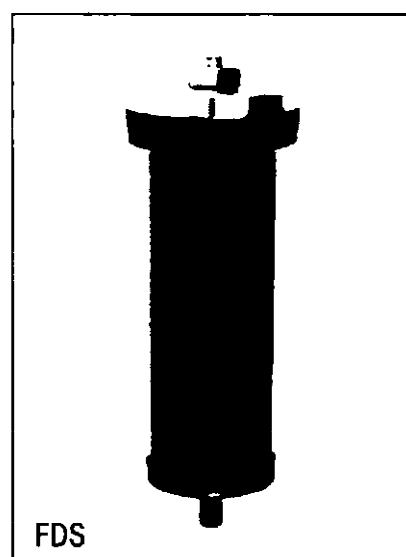
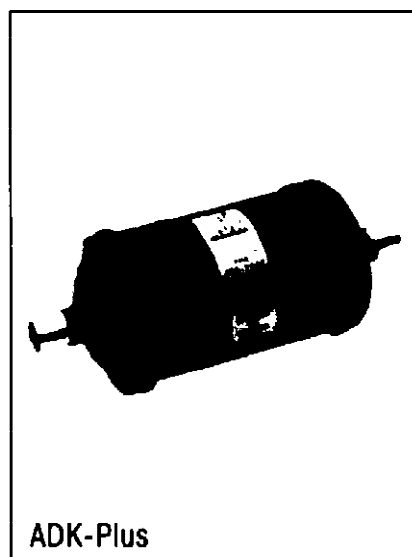
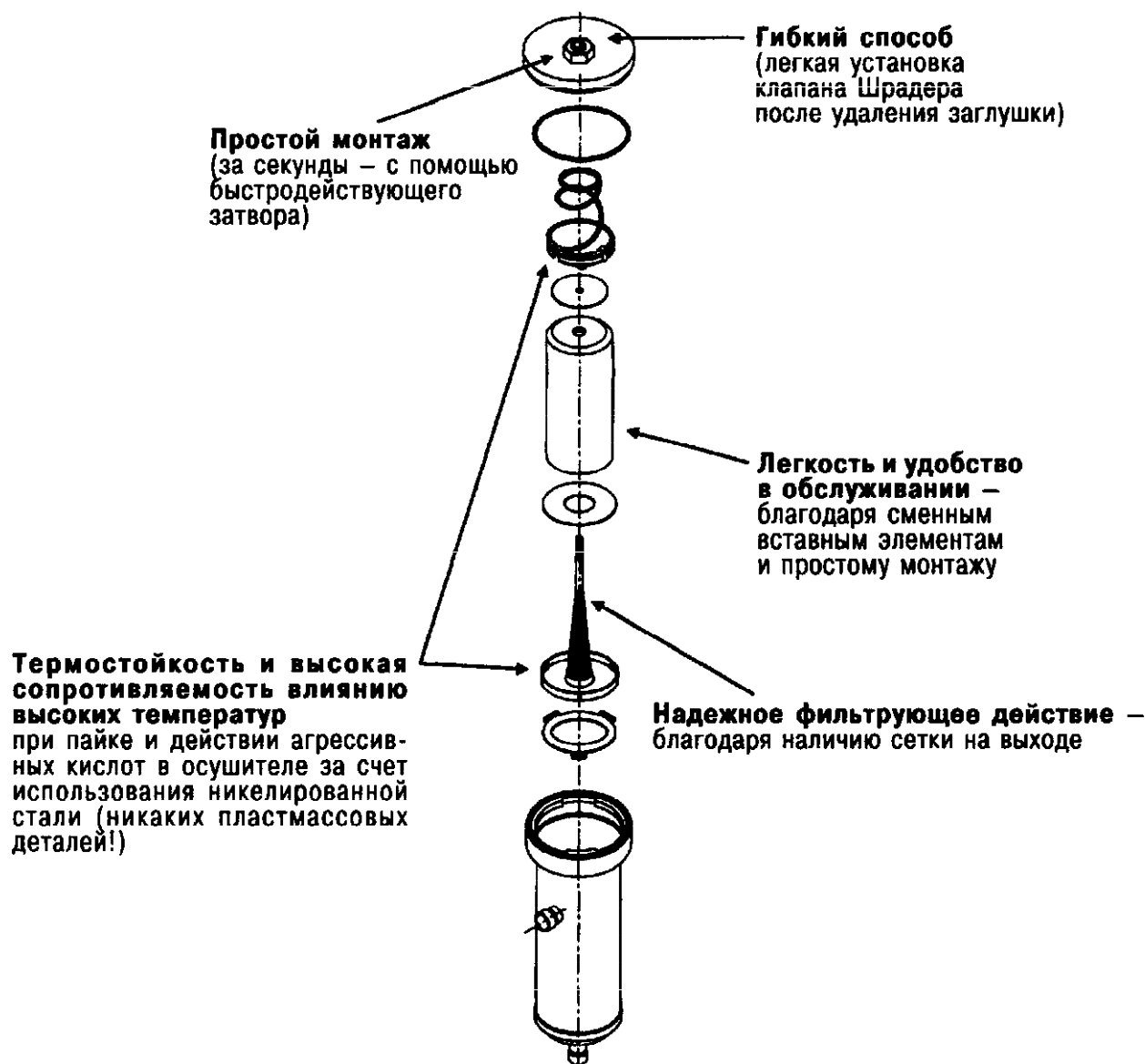


Рис. 2.65. Герметичный фильтр-осушитель с вставкой

Рис. 2.66. Фильтр-осушитель со сменной



... и такой простой принцип действия

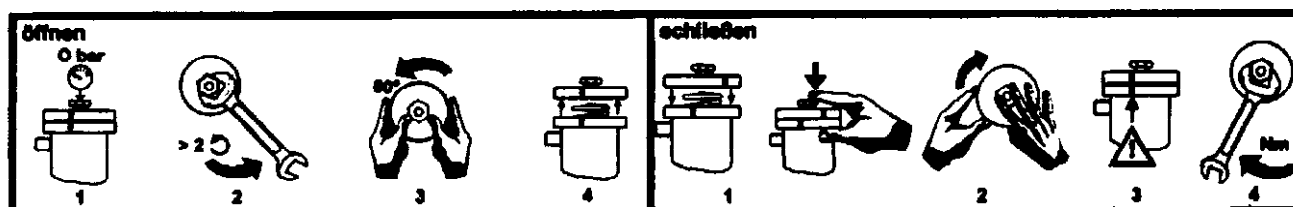


Рис. 2.67. Монтаж сменного элемента фильтра

Холодильная установка на R 507 имеет холодопроизводительность $Q_0 = 94,63$ кВт при $t_0 = -5^\circ\text{C}$ и $t_c = +45^\circ\text{C}$. На стороне всасывания проложен трубопровод: $d_a = 64 \times 2$ мм + Armaflex H64. Требуется рассчитать подходящий по производительности фильтр-осушитель для всасывающей линии.

Расчет:

$$Q_N = Q_0 \cdot K_s$$

$$Q_N = 94,63 \text{ кВт} \cdot 1,35 = 127,75 \text{ кВт}$$

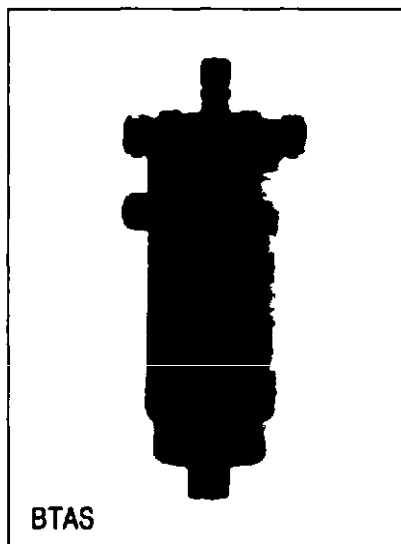


Рис. 2.68. Фильтр-осушитель для всасывающего трубопровода

Выбран:

BTAS 580, пайка 80 мм, $Q_N = 199,4$ кВт, сменный элемент фильтра-осушителя A5F-D, ниппели с буртиком 2 шт. по ДИН 2856, модель 5243, тип 80а-64, монтажный держатель GT для корпуса осушителя плюс крепежный материал, шаровые запорные вентили 2 шт. Hansa KAV 64 для двухстороннего запираения, плиты AF/Armaflex для шумоглушения, формат 2,0 × 0,50 м, типа H99, клей Armaflex 520 в количестве 0,2 литра (флакон с кисточкой).

Таблица 2.45. Таблица параметров для фильтра-осушителя (типа BTAS)

Тип фильтра-осушителя для всасывающего трубопровода	Заказ №	Присоединение трубопровода		Номинальная производительность, Q_N , кВт					Сменный элемент фильтра-осушителя	
		Пайка мм	Развальцовка дюймы	R 134a	R 22	R 404A	R407C	R507	Тип	№ заказа
BTAS 25	049 460	5/8		11,6	15,5	12,8	14,4	12,8		
BTAS 26	049 461	3/4		16,2	21,8	17,9	20,3	17,9	A2F-D	049 483
BTAS 27	049 462	22	7/8	19,1	25,2	20,6	23,4	20,6		
BTAS 39	049 465		1 1/8	34,4	45,7	37,5	42,5	37,5		
BTAS 311	049 466	35	1 3/8	49,2	65,5	53,7	60,9	53,7		
BTAS 342	049 243	42		57,1	77,3	62,5	71,9	62,5	A3F-D	049 484
BTAS 313	049 467		1 5/8	57,1	77,3	62,5	71,9	62,5		
BTAS 317	049 468	54	2 1/8	71,1	94,1	77,7	87,5	77,7		
BTAS 417	049 471	54	2 1/8	106,8	144,5	118,3	134,4	118,3	A4F-D	049 485
BTAS 521	049 474		2 5/8	153,3	205,1	169,0	190,7	169,0		
BTAS 580	049 334	80		181,2	242,0	199,4	225,1	199,4	A5F-D	049 486
BTAS 525	049 475		3 1/8	181,2	242,0	199,4	225,1	199,4		

Номинальная производительность дается из расчета потери давления 0,21 бар и температуры испарения +4°C.

Для температур кипения ниже +4°C:

$$Q_N = Q_o \times K_s,$$

где Q_N – номинальная производительность фильтра или фильтра-осушителя;
 K_s – поправочный коэффициент на потерю давления соответственно температуре насыщения 1 К;
 Q_o – требуемая холодопроизводительность.

Поправочный коэффициент K_s (температура кипения, °C)											
	+4	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	
K_s	1,00	1,12	1,35	1,75	2,00	2,50	3,00	3,75	5,00	6,60	K_s