

Лекция 7.

Расчет и подбор регулирующего клапана на трубопроводах обвязки поверхностных воздухоохладителей центральных кондиционеров и местных агрегатов (фэнкойлов). Особенности гидравлического расчета. Арматура для балансировки

Расчет и подбор регулирующего клапана

После выбора способа управления и типа регулирующего клапана: двухходового или трехходового, его необходимо правильно рассчитать и подобрать. Расчет и подбор регулирующего клапана зависит от выбранного способа регулирования и схемы обвязки теплообменника, так как на регулировочную характеристику клапана оказывают влияние гидравлические характеристики сети трубопроводов, а так же циркуляционного насоса. Для получения желаемой статической характеристики системы автоматического регулирования одновременно с расчетом и выбором регулирующего клапана необходимо произвести гидравлический расчет трубопроводов обвязки теплообменника и подбор насоса. Регулирующий клапан следует подбирать с учетом:

- величины располагаемого перепада давления, создаваемого насосом;
- потерь давления в теплообменнике, трубопроводах и арматуре;
- конструктивной характеристики регулирующего клапана.

Для двухходовых регулирующих клапанов с плавным регулированием от правильно выбранного клапана зависит качество регулирования, определяемое соответствием хода затвора регулирующего клапана σ определенному требуемому расходу воды через клапан.

Работа регулирующего клапана характеризуется величиной коэффициента условной пропускной способности K_v , м³/час, и пропускной характеристикой. Коэффициент условной пропускной способности равен

расходу жидкости через клапан в м³/час с плотностью 1000 кг/м³, при перепаде давлений на нем 100 кПа (1 бар). Условный коэффициент пропускной способности определяется по формуле:

$$k_v = q\psi \sqrt{\frac{\rho}{100\Delta P_{\text{кл}}}},$$

где q –объемный расход жидкости через клапан, м³/час;

ψ –коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости, определяемый в зависимости от числа Рейнольдса

$$\text{Re} = 3530 \frac{q}{\nu d}$$

по графику на рис.1;

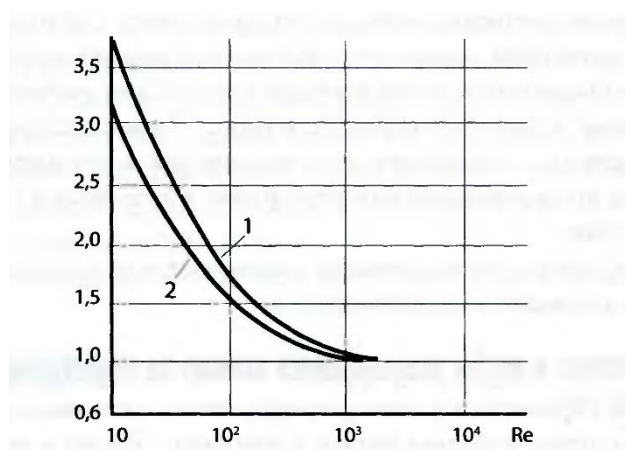


Рис.1. Зависимость коэффициента ψ от числа Рейнольдса для двухседельных (1) и односедельных (2) клапанов

ρ –плотность жидкости, кг/м³;

ν -кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, см²/с;

d –диаметр условного прохода клапана, мм;

ΔP –потери давления на регулирующем клапане при максимальном расходе

жидкости через него, кПа.

Для чистой воды при плотности 1000 кг/м^3 и поправке на вязкость $\psi=1$ условный коэффициент пропускной способности

$$k_v = q \sqrt{\frac{1}{100 \Delta P_{кл}}}$$

Сменные кольца седла клапана позволяют для регулирующего клапана одного диаметра условного прохода получать несколько значений условной пропускной способности.

Пропускная характеристика регулирующего клапана - зависимость относительной пропускной способности

$$\sigma = \frac{k'_v}{k_v} = \frac{q'}{q}$$

от относительного перемещения затвора клапана

$$\bar{l} = \frac{s}{s_y}$$

при постоянном перепаде давления на клапане,

где K_v', K_v - коэффициенты пропускной способности действительный и условный, $\text{м}^3/\text{час}$,

S, S_y - действительный и условный ход затвора клапана, мм.

Иногда она называется идеальной характеристикой регулирующего клапана. Она однозначно связана с конструктивной характеристикой регулирующего клапана – зависимостью площади проходного сечения дроссельного клапана от положения затвора клапана, так как расход регулирующей среды изменяется с изменением площади проходного сечения.

Регулирующие клапаны выпускаются с линейной пропускной характеристикой

$$\sigma = a \bar{l},$$

равнопроцентной или логарифмической характеристикой

$$\sigma = be^{a\bar{l}},$$

а также двойной.

Реальная картина изменения расхода жидкости через дросселирующий клапан отличается от идеальной и характеризуется рабочей расходной характеристикой клапана, которая выражает зависимость относительного расхода жидкости через клапан от хода затвора при переменном перепаде давлений в регулирующем клапане, теплообменнике, трубопроводах и арматуре. Рабочая расходная характеристика клапана всегда будет не линейна даже при линейной конструктивной характеристике клапана. Ее отклонение от конструктивной характеристики зависит от параметров регулируемого участка. Под регулируемым участком понимается участок сети с относительно постоянным перепадом давления в процессе регулирования (колебания в относительно малых пределах $\pm 10\%$). Он включает в себя: технологический элемент регулирования (воздухоохладитель, воздухонагреватель), трубопроводы, арматуру, регулирующий клапан. Перепад давления на регулируемом участке складывается из перепада давления на регулирующем клапане и перепада давления на остальных элементах технологической сети

$$\Delta P_{py} = \Delta P_{кл} + \Delta P_{мс}.$$

Соотношение перепада давления на клапане и перепада давлений на регулируемом участке оказывает существенное влияние на вид расходной характеристики, эта величина в литературе зарубежной и отечественной называется по-разному: коэффициент управления, относительное сопротивление клапана, авторитет клапана. Обозначим отношение

$$n = \frac{\Delta P_{кл}}{\Delta P_{py}}.$$

Можно построить несколько рабочих расходных характеристик клапана в зависимости от отношения n , пример такого построения приведен на рис. 2а,

для регулирующего клапана с линейной пропускной характеристикой, на рис. 2б для регулирующего клапана с равнопроцентной (логарифмической) пропускной характеристикой. При закрытии двухходового регулирующего клапана фактический расход жидкости через клапан оказывается больше, чем теоретический, и это отклонение тем больше, чем больше значение относительного сопротивления клапана. Идеальная характеристика соответствует $n=1$, когда перепад давления в сети бесконечно мал, в этом случае расходная и идеальная характеристика совпадают. Наименьшее отклонение от идеального вида рабочие расходные характеристики имеют при $n=0.5$. Таким образом, перепад давления на двухходовом регулирующем клапане должен быть больше или равен половине от общего перепада давления на регулируемом участке, или больше или равен перепаду давления на элементах технологической сети

$$\Delta P_{\text{кл}} \geq 0,5 \Delta P_{\text{пу}} \text{ и } \Delta P_{\text{кл}} \geq \Delta P_{\text{мс}}. \quad (1)$$

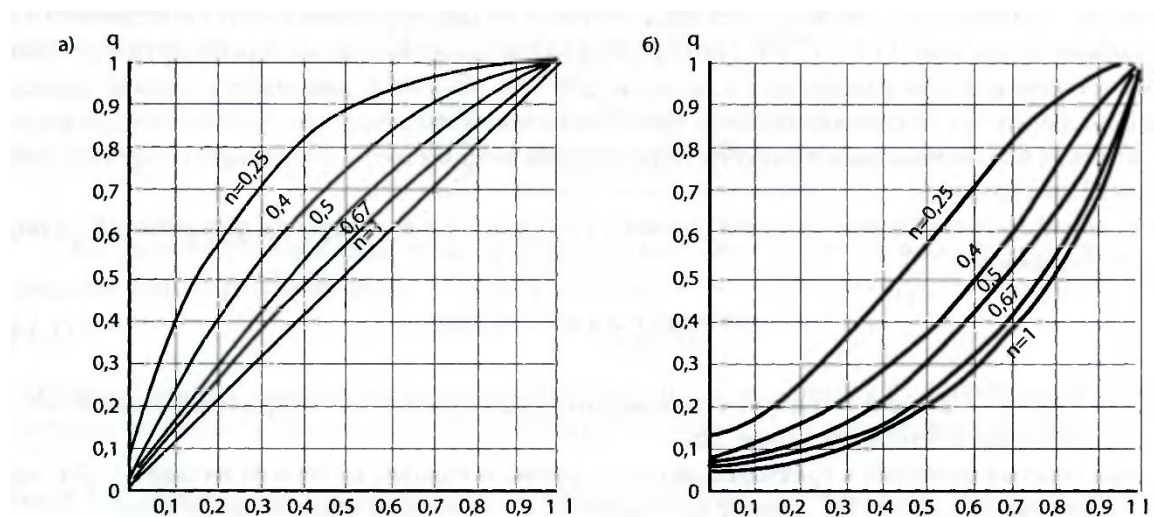


Рис. 2. Рабочие расходные характеристики регулирующего клапана с линейной а) и равнопроцентной характеристикой б)

Правильно подобранным считается такой клапан, который полностью открыт при максимальном объеме протекающей воды и для которого выполняются соотношения 1.

Подбор регулирующего клапана осуществляют по коэффициенту пропускной способности с помощью номограммы для регулирующего клапана соответствующей фирмы-производителя при заданных значениях перепада давления на полностью открытом клапане и расхода воды.

Перепад давления на полностью открытом клапане зависит от схемы установки регулирующего клапана и способа регулирования.

Для седельного двухходового клапана перепад давлений при полностью открытом клапане определяется из условия $\Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{пу}$. Перепад давления на регулируемом участке определяется согласно схеме (см. рис.6 лекции 6).

Для седельного трехходового клапана (см. рис. 5 лекции 6) перепад давления ΔP_{v100} определяется из условия

$$\Delta P_{v100} \geq \Delta P_{mv},$$

где ΔP_{mv} - перепад давлений в контуре с переменным расходом жидкости при номинальной нагрузке, например в теплообменнике.

Обычно перепад давления в трехходовом регулирующем клапане в схеме на рис.5 находится в диапазоне от 5 до 30 кПа,.

При работе регулирующего клапана может возникнуть кавитация – вскипание жидкости внутри клапана, когда давление жидкости в процессе дросселирования становится ниже давления насыщенных водяных паров жидкости при данной температуре. Кавитация вызывает разрушение клапана, поэтому ее надо предотвратить. Кавитация наступает в том случае, если перепад давления на клапане превысит некоторую граничную величину $\Delta P_{кав}$, т. е. если $\Delta P_{к} \geq \Delta P_{кав}$, если $\Delta P_{к} < \Delta P_{кав}$, то кавитация не наступает.

Значение $\Delta P_{кав}$ определяют по формуле

$$\Delta P_{кав} = K_c (P_1 - P_{нп}),$$

где K_c – коэффициент кавитации, определяемый в зависимости от коэффициента гидравлического сопротивления регулирующего клапана ζ по рис. 11.

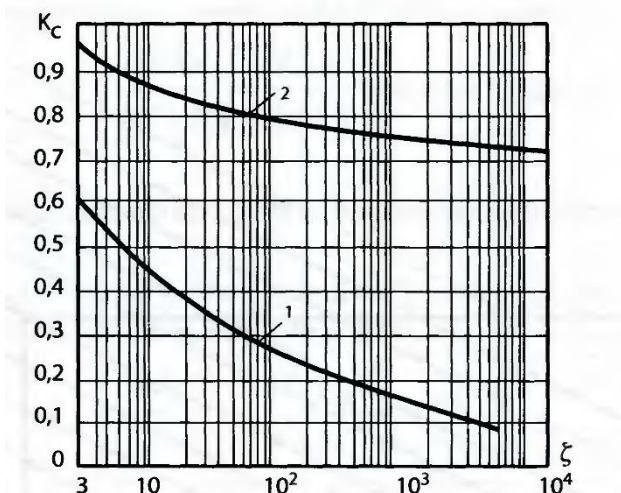


Рис. 3. Зависимость коэффициента кавитации K_c от коэффициента гидравлического сопротивления регулирующего клапана ζ для двухседельных и односедельный клапанов (подача жидкости на затвор) (1) и односедельный клапанов (подача жидкости под затвор) (2)

P_1 – давление жидкости перед клапаном, кПа;

$P_{\text{нп}}$ – давление насыщенных паров жидкости в зависимости от температуры, кПа;

Величину ζ определяют следующим образом

$$\zeta = \frac{25,4 A_{\text{кл}}^2}{k_v^2},$$

где $A_{\text{кл}}$ - площадь сечения входного патрубка клапана, см².

Особенности гидравлического расчета трубопроводов системы холодоснабжения

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло- и холодоснабжения фэнкойлов выполняют с целью определения расчетного циркуляционного давления для всех циркуляционных колец, выбора диаметров трубопроводов, достаточных для пропускания заданного количества тепло-хладоносителя, при действующем циркуляционном давлении и гидравлической увязке отдельных циркуляционных колец. Гидравлический расчет в двухтрубных системах тепло-

холодоснабжения фэнкойлов выполняют для определяющего режима охлаждения с проверкой для режима отопления. В четырехтрубных системах гидравлический расчет выполняют для каждого контура циркуляции: отопления и охлаждения.

Перед гидравлическим расчетом проводят расчет и подбор регулирующих клапанов, устанавливаемых на трубопроводах фэнкойлов.

Потери давления на участках системы тепло-холодоснабжения определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{уч}} = \left(\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2} \rho ,$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;

d - диаметр трубопровода, м;

l -длина трубопровода, м;

ρ –плотность тепло-хладоносителя, определяется для воды по табл.1 в зависимости от ее температуры, для раствора этиленгликоля в зависимости от температуры и концентрации по табл. 2;

w -скорость движения жидкости, м/с;

ζ -коэффициент местных сопротивлений.

Значение коэффициента гидравлического трения зависит от режима движения (ламинарного или турбулентного) жидкости в трубопроводах, определяемого значением критерия Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} ,$$

где w – скорость движения тепло-хладоносителя, м/с ;

ν – кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, м²/с;

Плотность и кинематическая вязкость воды в зависимости от температуры при давлении 101,3 кПа

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость $\nu 10^6$ м ² /с
0	999.9	1.789
10	999.7	1.306
20	998.2	1.006
30	995.7	0.805
40	992.2	0.659
50	988.1	0.556
60	983.1	0.478
70	977,8	0.415
80	971.8	0.365
90	965,3	0.326
100	958.4	0.295

При турбулентном режиме движения жидкости ($Re > 3000$) различают несколько областей сопротивлений:

а) область гидравлически гладких труб, коэффициент сопротивления трения зависит только от значения критерия Рейнольдса;

б) переходная область, коэффициент сопротивления трения зависит от значения критерия Рейнольдса и от величины относительной эквивалентной шероховатости $\frac{k_s}{d}$;

в) область гидравлически шероховатых труб (квадратичная область). Коэффициент сопротивления трения зависит только от величины относительной эквивалентной шероховатости $\frac{k_s}{d}$. Коэффициент абсолютной эквивалентной шероховатости для трубопроводов приведен в таблице 3.

Таблица 2

Плотность, кинематическая вязкость и удельная теплоемкость водного раствора этиленгликоля в зависимости от температуры и концентрации раствора

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость $\nu 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	Удельная теплоемкость, $c_{ж}, \text{ кДж/кг К}$
Концентрация 38.8%, температура замерзания –26 °С			
50	1050	1.12	3.69
20	1050	2.63	3.57
0	1050	5.32	3.53
-10	1050	8.25	3.48
-15	1050	10.3	3.46
-20	1050	13.5	3.44
-25	1050	17.8	3.55
Концентрация 42.6 %, температура замерзания –29 °С			
50	1055	1.3	3.61
20	1055	2.78	3.48
0	1055	5.85	3.44
-10	1055	9.1	3.4
-20	1055	11.7	3.38
-25	1055	15.2	3.36
-30	1055	20.5	3.33
Концентрация 46.4 %, температура замерзания –33 °С			
50	1060	1.48	3.53
20	1060	3.24	3.4
0	1060	6.28	3.36
-10	1060	10.2	3.32
-15	1060	13.0	3.29
-20	1060	17.2	3.27
-25	1060	22.6	3.25
-30	1060	30.5	3.23

Коэффициент абсолютной эквивалентной шероховатости трубопроводов в зависимости от материала труб

Трубопроводы	Коэффициент эквивалентной шероховатости $k_э$, мм
Стальные трубы новые	0,2
Медные трубы	0,0015
Полипропиленовые трубы	0,003-0,005

К области гидравлически гладких труб относятся технически гладкие трубы (медные, латунные, стеклянные и др.) во всем диапазоне их практического использования по критериям Рейнольдса, а также стальные трубы до значений критерия Рейнольдса ориентировочно равных $Re = 20 \frac{d}{k_э}$. Верхняя граница переходной области ориентировочно определяется выражением

$$Re = 500 \frac{d}{k_э}.$$

При насосной циркуляции тепло-хладоносителя чаще всего наблюдается турбулентный режим движения в переходной его области, по утверждению некоторых авторов даже для медных и полимерных труб. Для определения коэффициента гидравлического трения за рубежом используют универсальную для всех областей сопротивлений формулу Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k_э}{3,71d} \right).$$

В отечественной практике применяется универсальная формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Гидравлическое сопротивление шаровых кранов, дисковых затворов, обратных клапанов, сетчатых фильтров определяют по формуле

$$\Delta P = \left(\frac{0,01G}{k_v} \right)^2, \quad (1)$$

где ΔP — потеря давления, кПа;

G — расчетный расход тепло-хладоносителя на участке, где установлена арматура м³/ч;

k_v — условная пропускная способность шарового крана, дискового затвора, обратного клапана, сетчатого фильтра, приведенная в таблицах технического описания арматуры, м³/ч.

При гидравлическом расчете следует учитывать потери давления в испарителе чиллера или в теплообменнике. Потери давления в испарителе чиллера определяют по графикам, приводимым в каталогах фирм-изготовителей для конкретного чиллера в зависимости от расхода тепло-хладоносителя. Потери давления в пластинчатом теплообменнике определяют при его расчете с помощью компьютерной программы. Ориентировочно они могут быть приняты 20-30 кПа.

Иногда в системе тепло-холодоснабжения используются в качестве тепло-хладоносителя незамерзающие растворы этиленгликоля, пропиленгликоля и другие, теплофизические свойства которых отличны от теплофизических свойств воды. На потери давления оказывают влияние плотность среды и кинематическая вязкость. Кинематическая вязкость учитывается при определении критерия Рейнольдса и коэффициента гидравлического трения. С увеличением кинематической вязкости по сравнению с водой уменьшается критерий Рейнольдса и увеличивается коэффициент гидравлического трения, с увеличением плотности уменьшаются удельные потери давления на трение, суммарное действие двух факторов приводит к увеличению удельных линейных потерь давления. Физические свойства водного раствора этиленгликоля в зависимости от концентрации и температуры: кинематическая вязкость жидкости

и ее плотность приведены в таблице 2 , физические свойства пропиленгликоля могут быть определены по рис.4.

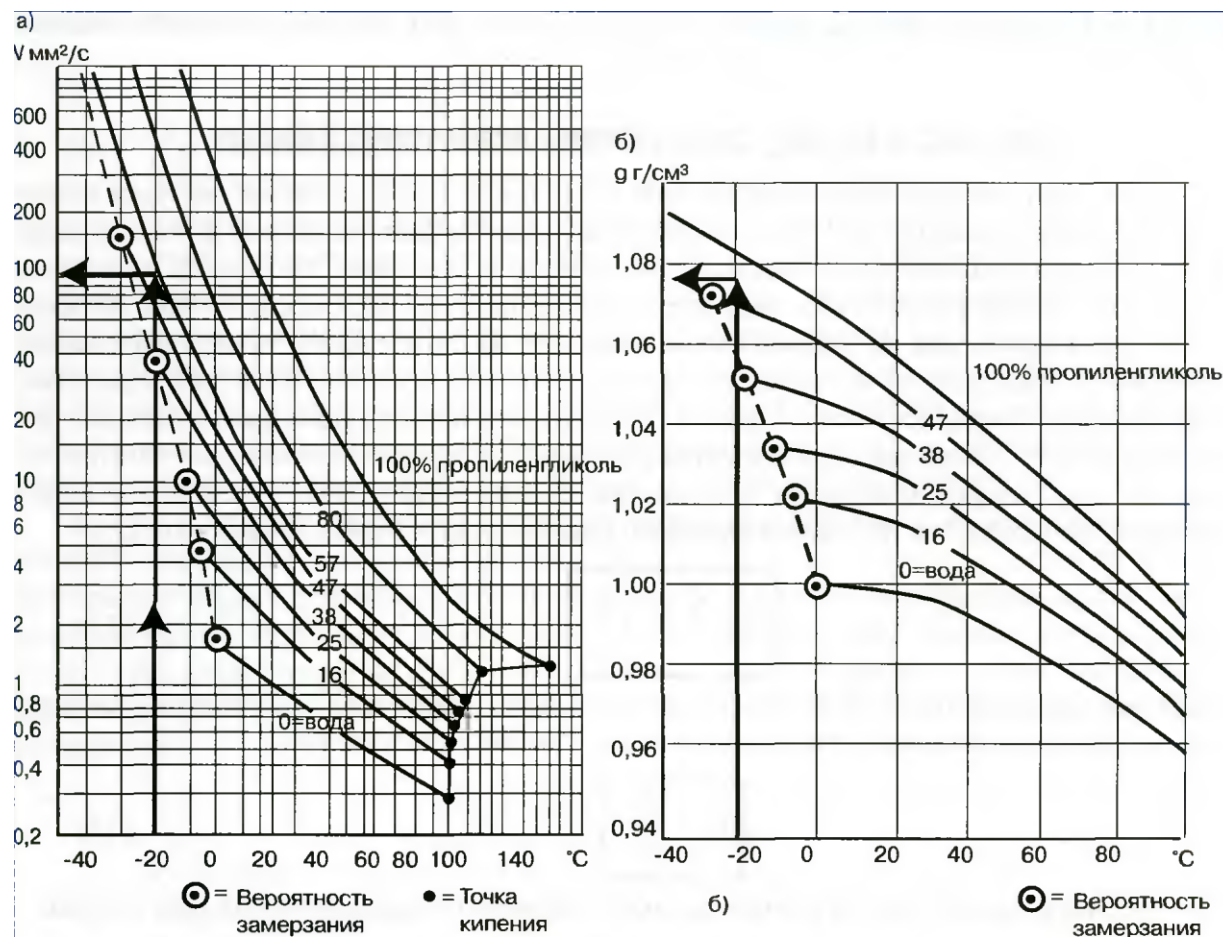


Рис. 4. Физические свойства раствора пропиленгликоля в зависимости от концентрации и температуры: а) кинематическая вязкость, б) плотность

При использовании раствора этиленгликоля в испарителе, или для чиллеров с водяным охлаждением конденсатора в испарителе и конденсаторе, целый ряд параметров работы чиллера изменяются в зависимости от концентрации раствора , в том числе расход раствора через теплообменники чиллера и падение давления в теплообменниках (испарителе и конденсаторе). В каталогах фирм-производителей приводятся поправочные коэффициенты на соответствующие параметры.

Арматура для балансировки

При наладке и в процессе эксплуатации системы тепло-холодоснабжения очень важно обеспечить на каждом участке гидравлической сети требуемый расход тепло-хладоносителя, чтобы «доставить» каждому потребителю необходимое количество холода или теплоты. Если на участке трубопровода расход тепло-хладоносителя больше, чем требуемый по расчету, то потребитель (теплообменник фэнкойла) получает или отбирает больше, чем необходимое количество теплоты, и температура в помещении отклоняется от заданных значений. Иными словами, необходимо обеспечить требуемое потокораспределение в гидравлической сети. Это возможно только при равенстве потерь давления во всех кольцах циркуляции на этапе гидравлического расчета, при наладке системы и в процессе ее эксплуатации. В процессе гидравлического расчета равенство потерь давления достигается путем гидравлической увязки второстепенных колец циркуляции, причем даже при допустимом проценте невязки 15% для тупиковых схем возникнет перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках, и не будет обеспечено требуемое потокораспределение. При гидравлической увязке второстепенных колец циркуляции часто возникает необходимость в дросселировании избыточного давления, как разности располагаемого перепада давлений и потерь давления на необщих (параллельных) участках второстепенных колец циркуляции. Ранее дросселирование осуществлялось установкой диафрагм на трубопроводах, ограничивался минимальный диаметр диафрагмы 5 мм, чтобы не допустить ее засорения, не всегда с помощью диафрагмы можно было погасить избыточное давление. Достигнуть расчетного расхода на стояке или ответвлении возможно обеспечивая постоянство перепада давления на стояках или горизонтальных ответвлениях и равенство этих перепадов на параллельных участках с помощью специальной арматуры. Это - первая задача для арматуры, которая выявляется еще в процессе проектирования.

Невозможно идеально точно выполнить гидравлический расчет, учесть изменяющуюся величину естественного циркуляционного давления, при монтаже возможны отклонения от проекта: другие трубопроводы, чем в проекте, отступления при прокладке трубопроводов: дополнительные длины на участках трубопроводов, дополнительные местные сопротивления и т. д. Таким образом, реальные потери давления на участках гидравлической сети могут отличаться от проектных. При наладке системы основная задача - обеспечить требуемое потокораспределение для поддержания заданного температурного режима в помещениях. Это возможно только, если ясна реальная картина потокораспределения в гидравлической сети, для этого необходимо иметь возможность измерить расходы тепло-хладоносителя на участках и перепады давления на отдельных стояках и ответвлениях. Вторая задача для арматуры - измерение реальных значений параметров гидравлической сети. После измерения и сравнения с требуемыми значениями следует изменить перепады давления во второстепенных кольцах так, чтобы достигнуть требуемых значений расходов тепло-холодоносителя. Это возможно выполнить вручную в процессе наладки системы. Третья задача для арматуры - ручное управление (настройка) в процессе наладки.

В процессе эксплуатации системы изменение расхода тепло- хладоносителя через теплообменник фэнкойла с помощью двухходового регулирующего клапана вызовет перераспределение потоков тепло- хладоносителя через другие фэнкойлы на стояке или ответвлении, а также и на других магистральных участках гидравлической сети. В этом случае требуется постоянно независимо от возмущений поддерживать перепад давления на стояках или ответвлениях на заданном уровне Четвертая задача для арматуры –автоматическое регулирование расхода и перепада давления в процессе функционирования системы.

Требуется два вида гидравлической балансировки и соответственно балансировочной арматуры:

а) статическая в системе с постоянным расходом тепло- хладоносителя на участках, необходимость в ней возникает при гидравлическом расчете и в процессе наладки системы перед пуском ее в эксплуатацию;

д) динамическая в системе с переменным расходом тепло- хладоносителя на участках, эта балансировка необходима постоянно и ее возможно осуществить только применением автоматических устройств.

Кроме основных функций арматуры: поддержание постоянства перепада давлений или расхода в ручном или автоматическом режиме, измерение параметров гидравлической сети она должна выполнять запорную функцию и функцию спуска тепло- хладоносителя из системы. Все эти функции выполняют специально разработанные для этой цели балансировочные клапаны.

Балансировочные клапаны - это трубопроводная дросселирующая арматура переменного гидравлического сопротивления, предназначенная для обеспечения расчетных расходов на всех участках гидравлической сети путем стабилизации циркуляционных давлений во всех кольцах циркуляции. При подборе и настройке гидравлических балансировочных клапанов используется следующая общая зависимость -формула 1.

Для обеспечения возможности настройки балансировочных клапанов в проектной документации должны быть указаны:

а) расчетный расход проходящей через клапан среды в $\text{м}^3/\text{ч}$;

б) расчетная потеря давления в клапане в кПа;

в) расчетный (требуемый) перепад давления на стояке или ответвлении системы тепло-холодоснабжения;

Балансировочные клапаны подразделяются на ручные и автоматические.

Ручные балансировочные клапаны обычно применяются вместо дросселирующих диафрагм (шайб) для гидравлической увязки второстепенных колец при гидравлическом расчете и в процессе наладки трубопроводной сети, в которой либо отсутствуют автоматические регулирующие устройства, либо эти

регуляторы не позволяют ограничить предельный (расчетный) расход перемещаемой среды. Они еще называются статическими балансировочными клапанами, так как применяются в системах с постоянными расходами жидкости на участках гидравлической сети.

Ручной балансировочный клапан MVT устанавливают на стояках или ответвлениях системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов для распределения расчетных расходов тепло-хладоносителя между ними при постоянном его расходе. С помощью этих клапанов можно не только произвести гидравлическую балансировку трубопроводной сети и отключить отдельные ее элементы, но и опорожнить их через специальные спускные краны. Эти клапаны также могут использоваться в обвязках фэнкойлов. MVT сочетает функции клапана переменного гидравлического сопротивления, перенастраиваемого вручную, и запорного клапана. MVT ограничивает максимальный расход теплоносителя через стояк. Клапан можно устанавливать как на подающем так и на обратном стояке или ответвлении системы. Пример применения ручных балансировочных клапанов MVT приведен на рис.5.

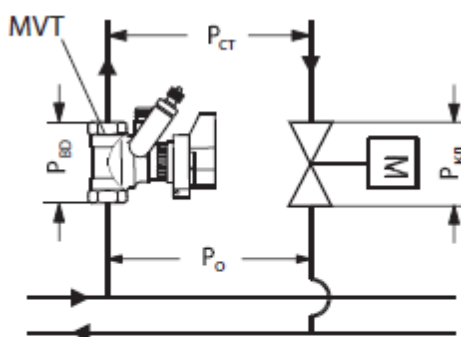


Рис. 5. Установка ручного балансировочных клапана MVT на стояке(ответвлении): $\Delta P_{\text{кв}}$ -потери давления в клапане MVT; $\Delta P_{\text{кл}}$ -потери давления в регулирующем клапане; $\Delta P_{\text{ст}}$ -перепад давления в стояке; $\Delta P_{\text{о}}$ -перепад давления в точке подключения стояка к магистрали

Установленный на клапан MVT дренажный комплект и дополнительный специальный измерительный ниппель для дренажного крана дают возможность измерить перепад давления на стояке и определить расход теплоносителя.

Ручной балансировочный клапан подбирают, как правило, по диаметру трубопровода, на котором он устанавливается, однако клапан меньшего диаметра позволяет получить большее открытие клапана и тем самым улучшить точность регулирования расхода.

Потери давления на ручных балансировочных клапанах могут изменяться от 10 до 80 кПа. При установке балансировочных клапанов на стояке или ответвлении, через участки которых(подающий, обратный) проходит расчетное кольцо циркуляции, принимаются минимальные потери давления 10 кПа. Для второстепенных колец потери давления и соответствующая настройка рассчитывается исходя из располагаемого перепада давлений. Кроме обязательной установки ручных балансировочных клапанов на стояках или ответвлениях может возникнуть необходимость установки балансировочных клапанов в обвязке фэнкойлов.

При тупиковой разводке трубопроводов, когда количество фэнкойлов на ответвлении или на стояке (многоэтажные здания) значительно, необходимо обеспечить равенство потерь давления в кольцах через теплообменник ближнего, всех последующих фэнкойлов и дальнего, для вертикального стояка в режиме отопления с учетом разности естественных циркуляционных давлений. Чаще всего необходимость в этом возникает при двухпозиционных трехходовых регулирующих клапанах, имеющих незначительное гидравлическое сопротивление и не обеспечивающих гидравлическую устойчивость сети. В этом случае требуется установить вместо запорного шарового крана на обратной подводке к теплообменнику фэнкойла балансировочный клапан, так, чтобы достичь равенства потерь давления во всех кольцах через дальний и ближний, а также промежуточные теплообменники

фэнкойлов. С целью уменьшения количества балансировочной арматуры на подводках к теплообменникам фэнкойлов следует при конструировании системы тепло-холодоснабжения стремиться к уменьшению количества фэнкойлов на ответвлениях, предусматривая большее количество равномерных по нагрузке ответвлений или для протяженных ответвлений предусматривая схему с попутным движением тепло-холодоносителя. В системе с попутным движением относительно легко при одинаковой длине циркуляционных колец (это их отличительный признак) добиться равенства потерь давления во всех кольцах.

Автоматические балансировочные клапаны применяют для поддержания постоянной разности давлений между подающим и обратным трубопроводами в системах тепло-холодоснабжения фэнкойлов с регулируемыми расходами жидкости для обеспечения постоянного перепада давлений. Эти устройства поддерживают постоянную циркуляционную разность давлений на стояках и ответвлениях системы, что обеспечивает работу регуляторов в оптимальном режиме, исключая возможность шумообразования.

Из автоматических гидравлических балансировочных клапанов используют регуляторы АРТ и клапаны-партнеры ASV-BD (CNT и CDT) фирмы Danfoss, регуляторы перепада давления «Hydromat DP» фирмы Oventrop, регуляторы перепада давления STAP, STAM фирмы IMI. Клапаны АРТ устанавливают на стояках или горизонтальных ответвлениях систем тепло-холодоснабжения фэнкойлов с автоматическими терморегуляторами (термостатическими клапанами и двухходовыми регулирующими клапанами с плавным изменением расхода). АРТ — регуляторы перепада давления прямого действия (рис.). АРТ обеспечивает постоянную стандартную разность давлений в подающем и обратном стояках системы в размере 0,1 бар (10 кПа). АРТ обеспечивает постоянную разность давлений в подающем и обратном стояках системы в

диапазоне от 0,05 до 0,25 бар (от 5 до 25 кПа). Заводская настройка регулятора - 0,1 бар (10 кПа).

Автоматические балансировочные клапаны АРТ следует устанавливать в двухтрубных системах при располагаемых циркуляционных давлениях на ответвлениях более 0,3 бар(30 кПа). Также рекомендуется предусматривать эти регуляторы на стояках систем тепло-холодоснабжения многоэтажных зданий: ориентировочно при этажности здания более 5 - 8 и количестве стояков на ответвлениях от магистралей более 5.

Автоматические балансировочные клапаны АРТ применяют совместно с клапанами-партнерами ASV-BD, CNT и CDT . Эти клапаны предназначены для подключения импульсной трубки регулятора АРТ к подающему трубопроводу, а также для измерения перепада давления на стояке при настройке регулятора.

Клапаны АРТ монтируют на обратном стояке системы, а клапан ASV-BD -на подающем. Из-за ограниченной длины импульсной трубки (1,5 м) балансировочные клапаны АРТ могут быть установлены только при близком размещении к ним запорно-измерительного клапана ASV-BD.

Примеры применения автоматических балансировочных клапанов АРТ и ASV-BD(CDT) представлены на рис.6

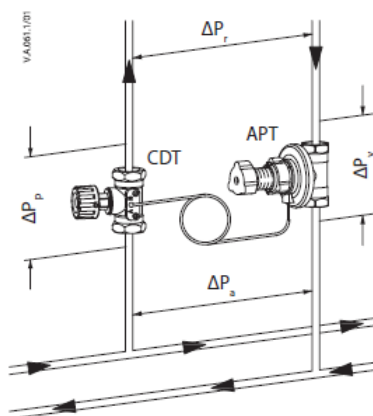


Рис. 6. Установка автоматического балансировочных клапана АРТ и запорного клапана ASV-BD(CDT) на стояке(ответвлении): ΔP_v -потери давления в клапане АРТ; ΔP_p -потери давления в клапане CDT; ΔP_r -потери давления в стояке; ΔP_a - перепад давления в точке подключения стояка к магистрали

Клапаны АРТ и клапаны-партнеры также позволяют отключить стояк от распределительных магистралей и спустить из него воду через дренажный кран, смонтированный на корпусе АРТ.