Библиотека СОК

В. В. Покотилов

РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

В. В. Покотилов

РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

Кандидат технических наук, доцент В.В.Покотилов

Регулирующие клапаны
автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения

Издательство: собственное издательство
Оформление обложки, набор ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х
Печать и выпуск:
© 2010 фирма «HERZ Armaturen», Вена

Регулирующие клапаны
автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения
В.В.Покотилов

Вена: фирма «Herz Armaturen», 2010 г.

Авторское право на издание защищено.
© фирма «Herz Armaturen», Вена, 2010 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие **5**
Размерности и соотношения единиц измерения физических величин **6**
Термины и определения **7**
1. Система автоматического регулирования **10**
1.1. Рекомендации по составлению технологического задания на выполнение проекта автоматизации управления инженерными системами 10
1.2. Общие сведения о системах автоматического регулирования 18
2. Автоматические регуляторы **23**
2.1. Датчики 24
2.2. Пропорциональные регуляторы 27
2.3. ПИД-регуляторы 30
2.4. Позиционные регуляторы 32
2.5. Исполнительные механизмы 33
3. Регулирующие органы водяных систем теплопотребления **34**
3.1. Основные характеристики регулирующих органов 34
3.2. Методика подбора двухходовых регулирующих органов 37
3.2. Методика подбора двухходовых регулирующих органов для первого вида исходных данных 37
3.2.2 Методика подбора двухходовых регулирующих органов для второго вида исходных данных 39
3.3. Методика подбора трехходовых регулирующих органов 39
3.3.1 Методика подбора трехходового регулирующего органа для схемы с байпасом (при разделении потоков) 39
3.3.2 Методика подбора трехходового регулирующего органа для узла смешения 41
3.4. Методика подбора двухходового регулирующего органа для узла смешения 43
3.4.1 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке 43
3.4.2 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе 46
3.5. Особенности подбора оборудования для систем теплопотребления с трехходовым смесительным регулирующим органом 51
3.5.1 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке 51
3.5.2 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе 52
3.5.3 Методика подбора оборудования для узла смешения трехтрубной системы водяного отопления 55
3.6. Основные технические характеристики различных типов регулирующих клапанов 61
4. Примеры подбора регулирующих органов для водяных систем тепло- холодоснабжения **63**
4.1. Примеры подбора регулирующих клапанов для теплового оборудования индивидуального теплового пункта 63
4.1.1 Пример подбора оборудования ИТП и узла смешения со смесительным насосом на перемычке 63
4.1.2 Пример подбора оборудования ИТП и узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе 69
4.2. Примеры подбора регулирующих клапанов для систем теплоснабжения и холодоснабжения вентиляционных приточных систем 73
4.2.1. Пример подбора регулирующих клапанов для системы теплоснабжения калориферов вентиляционных приточных систем 73
4.2.2. Пример подбора регулирующих клапанов для системы холодоснабжения воздухоохладителей приточных установок и кондиционеров 83
4.3. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления к индивидуальной котельной через распределительные гребенки 88

4.4. Подбор регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления к котельной через гидравлический разделитель 100
4.4.1. Конструктивные схемы гидравлических разделителей и структурные схемы систем теплопотребления с применением гидравлических разделителей 101
4.4.2. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления в котельной с помощью гидравлического разделителя и распределительных гребенок 105
4.4.3. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления в котельной непосредственно к гидравлическому разделителю 116
4.5. Подбор регулирующих клапанов для систем тепло-холодоснабжения фэнкойлов 118
4.5.1 Пример подбора регулирующих клапанов для системы теплоснабжения фэнкойлов 118
4.5.2 Пример подбора регулирующих клапанов для системы холодоснабжения фэнкойлов 135
4.6. Подбор регулирующих клапанов для трехтрубной системы водяного отопления 154
4.6.1. Пример подбора регулирующих клапанов для трехтрубной зонной системы водяного отопления 154
4.6.2. Пример подбора регулирующих клапанов для трехтрубной системы теплоснабжения индивидуального жилого дома 163
Литература **173**
Приложения **174**
Приложение А:.Номограмма гидравлического расчета трубопроводов водяного отопления из стальных труб при $k_ш$=0,2 мм 175
Приложение Б:.Номограмма гидравлического расчета трубопроводов водяного отопления из металлополимерных труб при $k_ш$=0,007 мм **176**

Автор выражает благодарность за помощь в редактировании книги и подготовке ее к печати фирме ГЕРЦ Арматурен Вена в лице её генерального директора господина Герхарда Глинцерера, а также сотрудникам технических отделов – гг. Заседателеву, Баланцеву, Стойчич, Олексовой, Строумофф под руководством г-на Фурмана (ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х)

Предисловие

Регулирующие клапаны являются элементом системы автоматического регулирования и в то же время элементом гидравлической системы тепло- или холодоснабжения. Гидравлический расчет современных автоматизированных систем теплопотребления предполагает, в том числе, подбор регулирующих клапанов с оптимальными характеристиками для каждой конкретной гидравлической схемы. И выполнять эту задачу должен не специалист в области автоматизации, а специалист – сантехник, занимающийся проектированием систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Но задача не может ограничиваться только лишь подбором регулирующего клапана. Необходимо, чтобы клапан соответствовал характеристикам исполнительного механизма и непосредственно регулятора. Поэтому проектировщик должен иметь определенные знания в области автоматизации для обоснования оптимального выбора структуры автоматизации проектируемого объекта. Эти знания должны быть достаточными для того, чтобы проектировщик мог разработать подробное технологическое задание с составлением упрощенной функциональной схемы автоматизации с выбором основных требуемых параметрических характеристик проектируемой системы автоматического регулирования.

Книга ориентирована на специалистов в области теплоснабжения и вентиляции и составлена в определенной последовательности, начиная с терминологии. Терминология представлена достаточно подробно и обобщает системы автоматизации и системы теплопотребления. Представленная терминология согласуется с существующими нормативными документами в области проектирования, монтажа и наладки систем тепло- холодоснабжения и систем автоматизации. Это представляется весьма важным фактором, так как в последнее десятилетие в области автоматизации сантехсистем выпущено множество пособий и рекомендаций по проектированию со значительными разночтениями, а порой с использованием новой терминологии устоявшихся понятий.

В первой главе приведены рекомендации по составлению технологического задания на выполнение проекта автоматизации. Здесь же даны общие сведения о системах автоматического регулирования с целью согласования терминологии автоматического регулирования систем теплопотребления.

Вторая глава составлена в продолжение первой и здесь уже достаточно подробно излагаются материалы по динамике различных процессов регулирования, приводятся конкретные сведения по техническим звеньям системы автоматического регулирования на примере конкретных изделий и приборов. С целью сокращения излагаемого материала использованы некоторые упрощения, например, не уделено достаточного внимания понятию обратной связи и ее воздействия в процессе автоматического регулирования. Для некоторых пропорциональных регуляторов прямого действия, например, для регуляторов расхода и перепада давления, приводятся методические рекомендации по подбору типоразмера и определению потерь давления.

Третью главу можно условно разделить на две части. В первой части даны основные теоретические и методические материалы по подбору регулирующих клапанов, обобщенные на базе научно-технических разработок таких известных ученых, как Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С., Благов Э.Е., Гуревич Д.Ф., Даниловцев В.Н., Емельянов А.И., Клюев А.С., Скрицкий Л.Г., Туркин В.П., Чистович С.А., Юрманов Б.Н. и др. [1,2,4,8,11,17,18,19,20]. Вторая часть главы, начиная с методики подбора смесительных клапанов, разработана автором применительно к конкретным видам тепло-гидравлических систем.

Четвертая глава составлена в виде примеров расчета и проектирования различных автоматизированных систем тепло- холодоснабжения с подбором регулирующих клапанов, насосов и другого оборудования. В основу примеров положены апробированные в реализации автоматизированные системы из проектной практики автора.

Автор выражает благодарность руководителю белорусской фирмы «ГЕРЦ-ТЕХНИКС» Рутковскому А.Г., сотрудникам технического отдела фирмы «ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х» за помощь, оказанную в работе над книгой, и лично Генеральному директору, доктору Герхарду Глинцереру за идею книги и направленность содержания.

Размерности и соотношения единиц измерения физических величин

наименование	сокращенное обозначение	название	соотношения
Длина	м мм	метр миллиметр	1м = 1·10^{3}мм 1мм = 1·10^{-3}м
Объем	м^3 л	метр кубический литр	1м^3 = 1·10^{3}л 1л = 1·10^{-3}м^3
Масса	кг т	килограмм тонна	1кг = 1·10^{-3}т 1т = 1·10^{3}кг
Время	сек ч	секунда час	1ч = 3600сек
Температура, разность температур	^{0}С, град.	градус Цельсия	
Давление, перепад давлений, потери давления	Па	паскаль	1Па = 0,102мм в.ст. = 1·10^{-5} бар
	кПа	килопаскаль	1кПа = 1·10^{3}Па = 1·10^{-3}МПа = =0,102 м в.ст.
	МПа	мегапаскаль	1МПа = 1·10^{3}кПа = 10бар
	бар	бар	1бар = 1·10^{5}Па = 100кПа = =0,1МПа = 10,2 м в.ст.
	мбар	миллибар	1мбар = 100Па = 0,1кПа
	м в.ст.	метр водяного столба	1м в.ст. = 9,8 кПа
Плотность	кг/м^3	килограмм на метр кубический	
Удельный объем	м^3/кг	метр кубический на килограмм	
Теплота, энергия	Дж	джоуль	1Дж = 1·10^{-3}кДж = 0,24кал
	кДж	килоджоуль	1кДж = 1·10^{3}Дж = 0,24ккал
	ГДж	гигаджоуль	1ГДж = 1·10^{9}Дж = 0,24Гкал = =227кВт·ч
	ккал	килокалория	1ккал = 4,19кДж
	Гкал	гигакалория	1Гкал = 4,19ГДж = 1166кВт·ч
	кВт·ч	киловатт-час	1кВт·ч = 3,6МДж = 860ккал
	МВт·ч	мегаватт-час	1МВт·ч = 0,86Гкал
Тепловой поток,	Вт (Дж/сек)	ватт (джоуль в секунду)	1Вт = 0,862ккал/ч
тепловая мощность	кВт ккал/ч Гкал/ч	киловатт килокалорий в час гигакалорий в час	1кВт = 1·10^{3}Вт 1ккал/ч = 1,16Вт 1Гкал/ч = 1160кВт = 1,16МВт
Плотность теплового потока	Вт/м^2	ватт на метр квадратный	
Теплоемкость	Дж/град	джоуль на градус	
Удельная теплоемкость	Дж/(кг·град)	джоуль на килограмм-градус	
Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·град)	ватт на метр-градус	
Коэффициент теплопередачи, теплоотдачи	Вт/(м^2·град)	ватт на метр квадратный-градус	

Термины и определения

1. Системы теплопотребления

График центрального качественного регулирования (график ЦКР): Задаваемая зависимость температуры теплоносителя в подающей магистрали от температуры наружного воздуха.

Дроссельная арматура: Арматура, изменяющая свое гидравлическое сопротивление за счет изменения проходного сечения.

Зависимая схема присоединения: Схема присоединения системы теплопотребления к тепловой сети, при которой теплоноситель из тепловой сети поступает непосредственно в систему теплопотребления.

Индивидуальные тепловые пункты (ИТП): Тепловые пункты для присоединения систем теплопотребления (отопления, теплоснабжения установок систем вентиляции, горячего водоснабжения и технологических теплоиспользующих установок одного здания или его части) к наружным и внутренним сетям централизованного теплоснабжения.

Клапан двухходовой регулирующий: Регулирующий орган, устанавливаемый на трубопроводе для изменения расхода регулируемой среды и управляемый исполнительным механизмом.

Клапан трехходовой регулирующий: Регулирующий орган, предназначенный для разделения или смешивания регулируемых потоков теплоносителей и управляемый исполнительным механизмом.

Насос смесительный: Элемент узла смешения, предназначенный для подмешивания теплоносителя из обратной магистрали в подающую магистраль контура системы теплопотребления. Насос смесительный устанавливается на перемычке, на подающей или на обратной магистрали контура системы теплопотребления.

Насос циркуляционный: Насос, предназначенный для циркуляции воды контура системы теплопотребления (например, насос теплового узла при независимой схеме присоединения к тепловым сетям, насос системы отопления при теплоснабжении от котельной и т.п.).

Независимая схема присоединения: Схема присоединения системы теплопотребления к тепловой сети, при которой применяется теплообменник, разделяющий теплоносители тепловой сети и системы теплопотребления.

Пропускная способность, k_v: Расход жидкости (регулируемой среды), м^3/ч, с плотностью 1000 кг/м^3, пропускаемой регулирующим клапаном, вентилем, шайбой и др. дросселирующим устройством при перепаде давления на нем 0,1 МПа (1 бар) при фиксированном ходе затвора (плунжера).

Условная пропускная способность, k_{vs} (Kvy): Пропускная способность в м^3/ч при условном ходе затвора.

Относительная пропускная способность условная, k_v/k_{vs}: Отношение пропускной способности на текущем ходе клапана к условной пропускной способности.

Пропускная характеристика: Зависимость пропускной способности от хода регулирующего клапана (или от относительного хода).

Пропускная линейная характеристика: Пропускная характеристика регулирующего клапана, при которой приращение относительной пропускной способности пропорционально относительному ходу.

Пропускная равнопроцентная характеристика: Пропускная характеристика регулирующего клапана, при которой приращение относительной пропускной способности по ходу пропорционально относительной пропускной способности.

Регулируемый участок: Участок гидравлической сети с теплопотребляющим оборудованием, на котором регулируется (изменяется) расход теплоносителя с помощью дросселирующих клапанов (регулирующих клапанов, балансовых вентилей и др.).

Системы теплопотребления: Комплекс теплоиспользующих установок с подводящими от источника теплоты (ИТП, котельной и др.) трубопроводами: системы отопления, теплоснабжения систем вентиляции и кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения и теплоиспользующих технологических потребителей.

Система теплоснабжения: Совокупность взаимосвязанных энергоустановок, осуществляющих теплоснабжение района, города или предприятия.

Тепловой узел: Комплекс устройств теплового пункта, предназначенный для присоединения теплосети к системам теплопотребления.

Узел смешения: Элемент теплового узла, предназначенный для смешивания потоков различной температуры с целью регулирования температуры суммарного потока теплоносителя.

Ход клапана (ход затвора клапана), *h* или *α*: Перемещение запирающего или регулирующего элемента клапана, исчисленное от закрытого положения затвора (для клапанов ходом является линейное перемещение *h,мм*, а для шаровых, дисковых кранов и затворов – угол поворота запирающего или регулирующего элемента α).

Условный ход клапана (условный ход затвора), hs или **αs:** Номинальное значение полного хода затвора, мм. Условный ход является расчетным геометрическим параметром арматуры.

Относительный ход (степень открытия), h/h_s или **α/α_s:** Отношение текущего хода к условному ходу.

2. Терминология автоматического регулирования

2.1. Общие понятия

Автоматическое регулирование: Процесс, обеспечивающий поддержание регулируемого параметра в объекте регулирования ОР на задаваемом уровне, либо его изменение по задаваемому закону или в зависимости от другого параметра.

Автоматический регулятор (регулятор): Устройство или комплекс устройств, осуществляющих автоматическое регулирование.

Возмущающее воздействие: Влияние внешних факторов на объект регулирования ОР, вызывающее отклонение регулируемого параметра от задаваемого значения. Возмущающее воздействие может быть внешним и внутренним.

Датчик (Д): Измерительный преобразователь, воспринимающий регулируемый параметр.

Задающее устройство (ЗУ): Элемент автоматического регулятора, применяемый для настройки регулятора на заданное значение $X_{ЗАД}$ регулируемого параметра.

Исполнительное устройство: Элемент САР, предназначенный для непосредственного воздействия на объект регулирования ОР. Состоит из исполнительного механизма ИМ и регулирующего органа РО.

Исполнительный механизм: Механизм, являющийся функциональным блоком, предназначенным для перемещения затвора регулирующего органа РО.

Объект регулирования (ОР): Установка или технологический комплекс, в котором происходит изменение параметра X из-за изменения возмущающих воздействий, или из-за изменения нагрузки вследствие изменения управляющего воздействия ±Y регулятора.

Среда регулируемая (рабочая среда): Среда, путем изменения количества которой производится изменение нагрузки объекта регулирования ОР с целью изменения регулируемого параметра в процессе автоматического регулирования.

Регулирующий орган (РО): Устройство, предназначенное для изменения количества регулируемой среды.

Система автоматического регулирования (САР): Замкнутая динамическая система, состоящая из объекта регулирования ОР и автоматического регулятора АР , взаимодействующих между собой.

САР стабилизирующего регулирования (термостат): поддерживает регулируемые параметры стабильными, постоянными, например, регулирование температуры подающего теплоносителя системы напольного отопления.

САР программного регулирования: изменяет значение регулируемого параметра во времени по заданной программе, например, автоматическое снижение температуры воздуха в производственном здании в нерабочие дни.

САР следящего регулирования: обеспечивает изменение регулируемого параметра в зависимости от изменения другого параметра, например, изменение температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (по графику ЦКР).

2.2. Регулятор

Величина рассогласования $\Delta X = \pm(X - X_{ЗАД})$: Величина отклонения регулируемого параметра **X** в процессе регулирования от значения задаваемого параметра $X_{ЗАД}$.

Время регулирования $t_Р$: Период переходного процесса между подачей на САР внешнего возмущающего воздействия до практического окончания переходного процесса, когда регулируемый параметр входит в зону нечувствительности регулятора.

Динамическая ошибка $\Delta X_{МАКС}$: Максимальное динамическое отклонение регулируемого параметра от нового установившегося значения (для статического регулятора) или от заданного параметра (для астатического регулятора).

Параметр задаваемый (заданный) $X_{ЗАД}$: Значение регулируемого параметра, которое стремятся получить в установившемся режиме. Вносится при помощи задающего устройства регулятора оператором или по заданной программе.

Параметр регулируемый *X*: Параметр, значение которого поддерживается постоянным или меняющимся по заданному закону.

Переходный процесс: Процесс регулирования, начинающийся с момента изменения возмущения в объекте регулирования, и заканчивающийся по достижению нового установившегося состояния САР, либо по возвращению САР к прежнему значению заданного регулируемого параметра.

Порог нечувствительности регулятора (нечувствительность) δ: Диапазон начального изменения регулируемого параметра, в котором регулятор не формирует управляющего сигнала. Величина, равная половине зоны нечувствительности.

Сигнал управляющий $\pm Y$: Выходная величина автоматического регулятора.

Регулятор перепада давления: Автоматический регулятор, предназначенный для автоматического поддержания задаваемого перепада давления воды между контрольными точками отбора давления на теплопроводах.

Регулятор расхода: Автоматический регулятор, предназначенный для автоматического поддержания задаваемого расхода воды на регулируемом участке или для системы теплопотребления.

Регулятор температуры: Автоматический регулятор, предназначенный для автоматического поддержания задаваемой температуры воды или температуры воздуха в объекте регулирования.

Регулятор разности температур: Автоматический регулятор, предназначенный для автоматического поддержания задаваемой разности температур или для автоматического управления регулирующим органом при возникновении заданной разности температур.

Сравнивающее устройство (СУ): элемент автоматического регулятора, формирующий величину рассогласования ΔX путем сравнения входящих на него величин регулируемого X и задаваемого $X_З$ параметров.

Диапазон регулирования: Интервал между заданными пределами изменения регулируемого параметра при номинальном режиме работы системы теплопотребления.

Зона нечувствительности регулятора 2δ: Диапазон изменения регулируемого параметра, в котором регулятор не формирует управляющего сигнала, равный удвоенному значению порога нечувствительности.

Зона пропорциональности $X_Р$: Зона, в которой должен изменяться регулируемый параметр X при постоянном значении заданного параметра, чтобы подвижная часть затвора регулирующего органа РО переместилась от открытого состояния до крайнего закрытого положения.

Статическая неравномерность регулирования (установившаяся ошибка, установившееся рассогласование) $\varepsilon = (X_0 - X_З)$: Разность между установившемся значением X_0 регулируемого параметра и задаваемым значением $X_З$ регулируемого параметра. Характеризует точность регулирования и является показателем качества регулирования только для статических САР.

Зона неравномерности – для пропорциональных регуляторов **(дифференциал** - для 2-х позиционных регуляторов) **2ε:** Разность между максимальным и минимальным значением регулируемого параметра в установившемся режиме.

1. Система автоматического регулирования

Данный раздел содержит общие сведения, необходимые инженеру-теплотехнику при подготовке задания на проектирование автоматизации инженерных систем теплопотребления. Проект автоматизации разрабатывается на основании нормативных документов с использованием рекомендаций и пособий по проектированию автоматизации управления инженерными системами [4, 6…12, 16…23]. Проект автоматизации разрабатывается непосредственно специалистами по автоматизации в соответствии *с технологическим заданием* (ТЗ), которое составляется инженером-теплотехником. Поэтому качество проекта автоматизации существенным образом определяется полнотой и качеством *ТЗ на выполнение проекта автоматизации управления инженерными системами.*

Автоматизация санитарно-технических систем предполагает управление такими параметрами, как температура, расход, давление, перепад давления, уровень, относительная влажность воздуха. Система автоматизации представляет собой совокупность взаимоувязанных систем, которые по функциональным признакам условно подразделяют следующим образом:

- автоматический контроль регулируемых параметров;
- местное и дистанционное управление технологическим процессом, устройствами и исполнительными механизмами;
- защитная блокировка, исключающая ошибочные действия обслуживающего персонала и обеспечивающая защиту оборудования от аварий;
- сигнализация световая и звуковая, информирующая о состоянии технологических процессов и об аварийной ситуации;
- автоматическое регулирование технологических параметров.

В современных автоматизированных инженерных системах теплопотребления обеспечивается качественное энергоэффективное управление регулируемыми параметрами. Эти системы отличаются динамикой изменения характеристик регулируемой среды в результате воздействия возмущающих факторов и противодействия им с помощью *системы автоматического регулирования (САР)*. САР состоит из замкнутой последовательности отдельных звеньев, характеристики которых должны быть взаимосогласованы при проектировании. Проектировщику-сантехнику при проектировании системы теплопотребления необходимо подобрать по требуемым характеристикам одно из наиболее ответственных звеньев САР, называемое *исполнительным устройством, состоящим в свою очередь из исполнительного механизма (ИМ) и регулирующего органа (РО)*. Правильный подбор должен предопределяться не только грамотно выполненными гидравлическими расчетами, но и оптимально запроектированной схемой автоматизации. Рекомендуем следующую последовательность в разработке ТЗ на выполнение проекта автоматизации:

1. Разрабатывается упрощенная технологическая плоская схема системы теплопотребления с нанесением предварительной упрощенной функциональной схемы автоматизации.

2. На основании упрощенной технологической схемы выполняется рабочий проект системы теплопотребления.

3. После выполнения проекта системы теплопотребления предварительная упрощенная функциональная схема автоматизации используется в качестве базовой схемы для составления функциональной схемы автоматизации технического задания на выполнение проекта автоматизации.

1.1. Рекомендации по составлению технологического задания на выполнение проекта автоматизации управления инженерными системами

Технологическое задание (ТЗ) на выполнение проекта автоматизации в большинстве случаев не входит в состав проектной документации, поэтому графическая часть и текст пояснительной записки выполняются в произвольной форме [9…12].

Графическую часть ТЗ желательно представлять в упрощенном виде функциональной схемы автоматизации, состоящей из плоской технологической схемы с нанесенной на ней схемой автоматизации в условных обозначениях приборов и средств автоматизации.

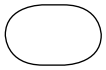
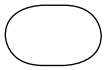
Технологическая схема изображается упрощенно, без вспомогательных трубопроводов, показывается только та регулирующая и запорная арматура, которая непосредственно используется в управлении технологическим процессом. Схема выполняется в условных графических обозначениях с соответствующими буквенными кодами к ним. Принятые условные обозначения указываются на листе графической части ТЗ. Слож-

ные технологические схемы рекомендуется расчленять на отдельные технологические узлы и выполнять функциональные схемы этих узлов в виде отдельных чертежей.

Система условных обозначений основывается на функциональных признаках, выполняемых приборами. Любой датчик, измерительный прибор, регулятор и т.д. графически представляется окружностью или эллипсом (таблица 1.1).

Таблица 1.1

Условные графические обозначения приборов и средств автоматизации

Наименование	Обозначение
1. Прибор, устанавливаемый по месту (основное обозначение)	
2. То же, допускаемое обозначение	
3. Прибор, устанавливаемый на щите (основное обозначение)	
4. То же, допускаемое обозначение	
5. Исполнительный механизм. Общее обозначение	
6. Исполнительный механизм с дополнительным ручным приводом	
7. Исполнительный механизм, открывающий регулирующий орган при отключении энергии	
8. Исполнительный механизм, закрывающий регулирующий орган при отключении энергии	
9. Исполнительный механизм, который при отключении энергии оставляет регулирующий орган в неизменном положении	
10. Регулирующий орган - клапан	
11. Регулирующий орган - заслонка поворотная	
12. Линия связи	
13.Пересечение линий связи без соединения друг с другом	
14.Пересечение линий связи с соединением друг с другом	

В верхней части окружности (эллипса) наносятся буквенные обозначения в следующей последовательности, отражающей

- измеряемый (регулируемый) параметр;
- уточнение измеряемого параметра (при необходимости);
- функциональные признаки прибора.

В нижней части окружности (эллипса) наносится позиционное обозначение (цифровое или буквенно-цифровое), используемое для нумерации в экспликации оборудования, а также для соответствующих ссылок по тексту пояснительной записки ТЗ. Методика построения графических условных обозначений показана на примере, приведенном на рис.1.1.

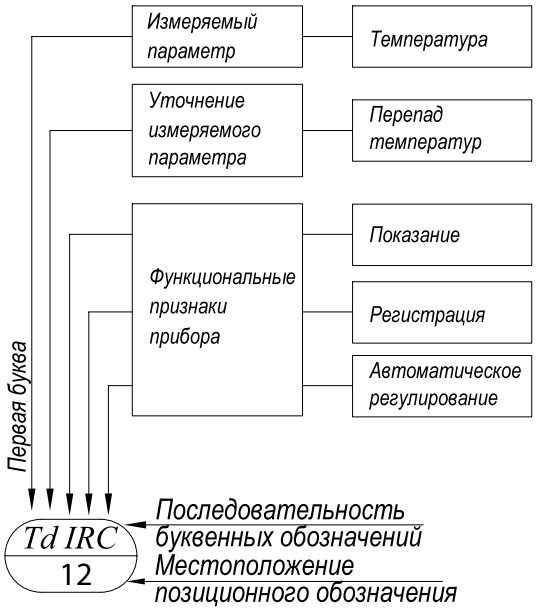


Рис. 1.1. Пример построения графических условных обозначений

Использованные в данном примере (рис.1.1) буквенные условные обозначения содержат полную информацию о применяемом приборе при последовательном прочтении буквенных кодов, а именно: температуры перепад (Td) визуально прибором показывается (I), специальным образом регистрируется (R), прибор осуществляет автоматическое регулирование (C) по заданному перепаду температуры. Номер позиции, в данном примере №12, применяется для идентификации с номером позиции прибора в экспликации оборудования, а также для ссылок по тексту технического задания.

В таблицах 1.2. и 1.3. показаны применяемые буквенные условные обозначения измеряемых параметров и функциональных признаков приборов.

Таблица 1.2

Буквенные условные обозначения измеряемых параметров

Обозначение	Измеряемый параметр (Первая буква)	Обозначение, уточняющее обозначение первой буквы
D	плотность	-
d	-	разность, перепад
E	любая электрическая величина	-
F	расход	-
f	-	соотношение, доля
G	размер, положение, перемещение	-
H	ручное воздействие	-
j	-	автоматическое обегание
K	время, временная программа	-
L	уровень	-
M	влажность	-
P	давление, вакуум	-
Q	концентрация, состав, качество	-
q	-	интегрирование, суммирование
S	скорость, частота	-
T	температура	-
W	масса	-

Таблица 1.3

Буквенные условные обозначения функциональных признаков приборов

Обозначение	Функции, выполняемые и отображаемые прибором
A	сигнализация
C	регулирование, автоматическое управление
E	датчик, чувствительный элемент
I	показание
R	регистрация
S	включение, выключение
T	дистанционная передача
Q	программа задаваемая

Для обозначения измеряемых параметров и функциональных признаков, не отраженных в приведенных в таблицах 1.2 и 1.3 условных обозначениях, применяют резервные буквы B, U, Y, Z и др.

Примеры построения обозначений некоторых приборов показаны в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Примеры построения обозначений приборов

№ п.п	Наименование	Обозначение
1	Датчик для измерения температуры, установленный по месту (термобаллон, терморезистор, термопара и т.п.)	TE
2	Датчик для измерения расхода, установленный по месту (крыльчатый расходомер с дистанционной передачей, УЗИ расходомер, электромагнитный и т.п.)	FE
3	Датчик для измерения уровня, установленный по месту (датчик электрического или емкостного уровнемера и т.п.)	LE
4	Прибор для измерения температуры, установленный по месту (термометр спиртовой, термометр биметаллический, термометр манометрический и т.п.)	TI
5	Прибор для измерения давления или разрежения, установленный по месту (показывающий манометр и т. п.)	PI
6	Прибор для измерения перепада давления, установленный по месту (показывающий дифманометр и т. п.)	PdI
7	Регулятор температуры позиционный, установленный по месту (дилатометрический или биметаллический с электрическим переключающим контактом и т. п.)	TS
8	Регулятор температуры, установленный по месту (термостатическая головка клапана радиатора, термостатическая головка с накладным датчиком и т. п.)	TC
9	Аппаратура, предназначенная для ручного дистанционного управления, установленная на щите (кнопка, ключ управления, задатчик и т.п.)	II
10	Регулятор уровня с сигнализацией по верхнему и нижнему уровням	LCA

Функциональная схема выполняется в виде чертежа, на котором схематически условными изображениями показывают: технологическое оборудование, коммуникации и средства автоматизации с нанесением линий связи между технологическим оборудованием и средствами автоматизации, а также с нанесением линий связи между отдельными функциональными блоками и элементами автоматики. Линии связи могут быть выполнены также в виде стрелок, указывая, таким образом, направление воздействия.

Рекомендуется определенная последовательность в составлении каждой из систем автоматического контроля или автоматического регулирования:

1. Намечаются места установки датчиков измеряемых (регулируемых) параметров.

2. Намечаются места установки исполнительного устройства: регулирующего органа (РО) с исполнительным механизмом (ИМ).

3. С помощью линий связи составляется последовательная цепь приборов (регулирующих, программируемых, исполнительных и др. устройств) между датчиками и исполнительными устройствами. При этом исполнительные и регулирующие приборы изображаются с помощью условных обозначений, отражающих требуемые функциональные признаки прибора.

В экспликации устройств и приборов дается расшифровка условных обозначений, приведенных на функциональной схеме автоматизации. При составлении ТЗ следует ограничиваться для приборов указанием только требуемых для них функциональных признаков, на основании которых специалист по автоматизации будет проектировать раздел «Автоматизация…» с соответствующим подбором конкретных приборов и оборудования. Поэтому в ТЗ при составлении экспликации приборов маркировка технических средств автоматизации не приводится. Экспликацию технических средств автоматизации, показанных на функциональной схеме, рекомендуется выполнять таблично с указанием номера позиционного обозначения, наименования прибора и количества.

Пояснительная записка должна содержать наиболее полные сведения, необходимые для разработки проекта автоматизации. Состав и последовательность изложения пояснительной записки является произвольной. Однако можно рекомендовать изложение в виде следующих разделов:

- описание структуры автоматизации комплекса всех инженерных систем проекта;
- описание принятых в проекте технологических схем и технологий с обозначением местоположения регулируемых (контролируемых) параметров;
- описание функциональных схем автоматизации, представленных в графической части ТЗ;
- дополнительные сведения по описанию графической части, примечания.

В качестве примера составления ТЗ ниже приведены варианты составления упрощенной функциональной схемы автоматизации индивидуального теплового пункта и упрощенной функциональной схемы автоматизации двухзонной системы воздушного отопления производственного помещения.

Пример 1.1

Требуется составить ТЗ (на выполнение проекта автоматизации ИТП) в виде упрощенной функциональной схемы автоматизации ИТП и пояснений к ней.

Технологическую схему изображаем упрощенно, показывая только ту запорную арматуру, которая непосредственно используется в управлении технологическим процессом.

На рис.1.2 изображена плоская технологическая схема ИТП с присоединением водоподогревателя горячего водоснабжения и с зависимым присоединением системы отопления. Узел смешения представлен трехходовым смесительным регулирующим клапаном и смесительным насосом на перемычке. На технологической схеме ИТП показаны: ввод тепловых сетей, присоединение теплообменника 1 системы горячего водоснабжения, присоединение системы отопления, присоединение системы теплоснабжения калориферов приточных вентустановок, а также циркуляционный насос 3 горячего водоснабжения, водомер 4 холодной воды, смесительный регулирующий клапан с исполнительным механизмом 15, смесительный насос 2.

При составлении функциональной схемы автоматизации следует предусмотреть:

1) узел коммерческого учета количества потребляемой теплоты на вводе тепловой сети;

2) автоматическое регулирование заданного перепада давления на вводе тепловой сети для всех систем теплопотребления;

3) автоматическое регулирование заданной температуры горячей воды системы горячего водоснабжения;

4) автоматическое регулирование температуры теплоносителя системы отопления

в зависимости от изменения температуры наружного воздуха по графику центрального качественного регулирования.

Функциональные схемы каждой из систем автоматического контроля или автоматического регулирования выполняем следующим образом (рис.1.2).

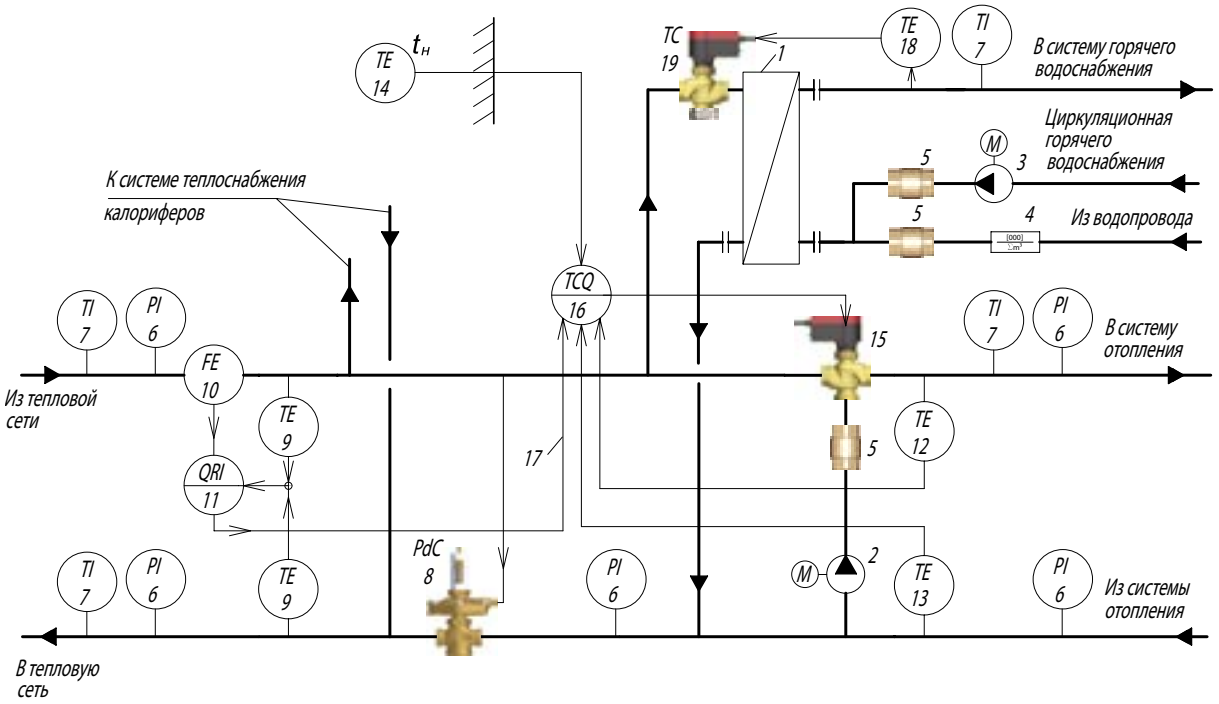


Рис.1.2. Пример составления упрощенной функциональной схемы автоматизации ИТП с присоединением водоподогревателя горячего водоснабжения и с зависимым присоединением системы отопления

Схему узла коммерческого учета количества потребляемой теплоты на вводе тепловой сети выполняем, начиная с обозначения местоположения датчика расхода теплоносителя 10 и датчиков температуры 9 на подающем и обратном трубопроводе ввода тепловой сети. Счетчик коммерческого учета 11 потребляемой теплоты с помощью линий связи соединяем с датчиками 9 и 10. Буквенные коды прибора 11 обозначают: *Q* – количество теплоты; *R* - регистрация измеряемого количества теплоты; *I* - визуальные показания измеряемого количества теплоты. Прибор устанавливается на щите автоматизации.

Схему автоматического регулирования заданного перепада давления на вводе тепловой сети выполняем, начиная с обозначения местоположения точек отбора давления на подающей и обратной магистралях с помощью линий связи, которые присоединяем к обозначению регулятора перепада давления 8. Буквенные коды регулятора 8 обозначают: *Pd* – давления перепад; С - автоматическое регулирование по заданному значению. Прибор устанавливается по месту. Непосредственное соединение прибора 8 с регулирующим органом (клапаном) указывает на применение регулятора прямого действия в виде единого изделия.

Схему автоматического регулирования заданной температуры горячей воды системы горячего водоснабжения выполняем, начиная с обозначения местоположения датчика температуры 18 на трубопроводе горячей воды после теплообменника, а также места установки регулирующего органа на подающем трубопроводе первичного теплоносителя. С помощью линий связи соединяем датчик температуры 18 и регулирующий орган с регулятором температуры 19. Буквенные коды регулятора 19 обозначают: *T* – температура; *C* – регулирование. Прибор устанавливается по месту. Непосредственное соединение прибора 19 с регулирующим органом (клапаном) предполагает применение регулятора прямого действия в виде единого изделия.

Схему автоматического регулирования температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (по графику центрального качественного регулирования) выполняем, начиная с обозначения местоположения датчика 12 регулируемого параметра - температуры подающего тепло-

носителя системы отопления. С помощью линий связи соединяем датчик температуры 12 и регулирующий орган 15 с регулятором температуры 16. Буквенные коды регулятора 16 обозначают: *Т* – температура; *С* – регулирование; *Q* - задаваемая программа, в данном случае – график ЦКР. Прибор устанавливается на щите автоматизации. Датчик температуры наружного воздуха 14, датчик температуры обратного теплоносителя 13 и линия связи 17 относятся к комплексу задающих устройств регулятора. Датчик 14 является элементом следящего задающего устройства, отслеживающего график ЦКР, по которому регулируется температура подаваемого теплоносителя. Датчик 13 предназначен для обеспечения регулятором 16 температуры обратного теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха за счет смещения основного температурного графика. Линия связи 17 обозначает сигнал ограничения максимального расхода воды из тепловой сети на ввод в ИТП.

Манометры и термометры показывающие обозначены на схеме соответственно позициями 6 и 7.

Экспликация технических средств автоматизации, показанных на функциональной схеме рис.1.2, выполнена в виде таблицы 1.5.

Таблица 1.5

Экспликация технических средств автоматизации ИТП

№ п.п.	№ позиции	Наименование	Количество
1	1	Водоподогреватель горячего водоснабжения	1
2	2	Насос смесительный системы отопления Р=0.8кВт	1
3	3	Насос циркуляционный горячего водоснабжения Р=0.3кВт	1
4	4	Водомер для холодной воды	1
5	5	Обратный клапан	3
6	6	Манометр показывающий	6
7	7	Термометр показывающий	4
8	8	Регулятор перепада давления прямого действия	1
9	9	Датчик температуры теплоносителя, погружной	2
10	10	Датчик расхода теплоносителя на вводе тепловой сети	1
11	11	Счетчик коммерческого учета потребляемой теплоты	1
12	12	Датчик системы отопления, погружной	1
13	13	Датчик температуры обратного теплоносителя системы отопления, погружной	1
14	14	Датчик температуры наружного воздуха	1
15	15	Исполнительное устройство – трехходовой смесительный клапан и исполнительный механизм	1
16	16	Следящий регулятор температуры подающего теплоносителя	1
17	18, 19	Регулятор температуры горячей воды системы горячего водоснабжения прямого действия	1

Пример 1.2

Требуется составить ТЗ на выполнение проекта автоматизации двухзонной системы воздушного отопления производственного помещения (рис.1.3).

Источником теплоты для цехов и помещений производственного предприятия является кольцевая система теплоснабжения с температурным напором 10°С (85 - 75°С). Постоянный расход теплоносителя в кольцевой системе обеспечивается циркуляционным насосом. К единой кольцевой системе теплоснабжения присоединяются две котельные, а также три системы отопления зданий и цехов предприятия с помощью самостоятельных гидравлических разделителей общим количеством 5 штук.

Присоединение к единой кольцевой системе теплоснабжения двух котельных, а также систем отопления зданий и цехов предприятия осуществляется с помощью самостоятельных гидравлических разделителей. На рис.1.3 показана схема присоединения системы отопления одного из производственных помещений к единой кольцевой системе теплоснабжения через гидравлический разделитель 1. Объем помещения разделен на две зоны, каждая из которых отапливается самостоятельным воздушно-отопительным агрегатом 8.1 и 8.2. Расчётные параметры теплоносителя системы теплоснабжения калориферов воздушно-отопительных агрегатов составляют 80 - 60° С.

Технологическую схему изображаем упрощенно, показывая только ту запорную арматуру, которая непосредственно используется в управлении технологическим процессом. На технологической схеме показаны: присоединение системы отопления к кольцевой системе теплоснабжения через гидравлический разделитель 1 с применением узла смешения со смесительным насосом 3 и трехходовым клапаном 4; присоединение калориферов вентиляционных агрегатов 8.1 и 8.2 через регулирующие клапаны 10.1 и 10.2, а также через вентили 9.1 и 9.2.

При составлении функциональной схемы автоматизации следует предусмотреть:

1) автоматическое регулирование температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха по графику центрального качественного регулирования;

2) автоматическое регулирование заданной температуры воздуха в рабочих зонах, обслуживаемых соответствующим воздушно-отопительным агрегатом 8.1 и 8.2.

Функциональную схему систем автоматического контроля или автоматического регулирования выполняем следующим образом (рис.1.3).

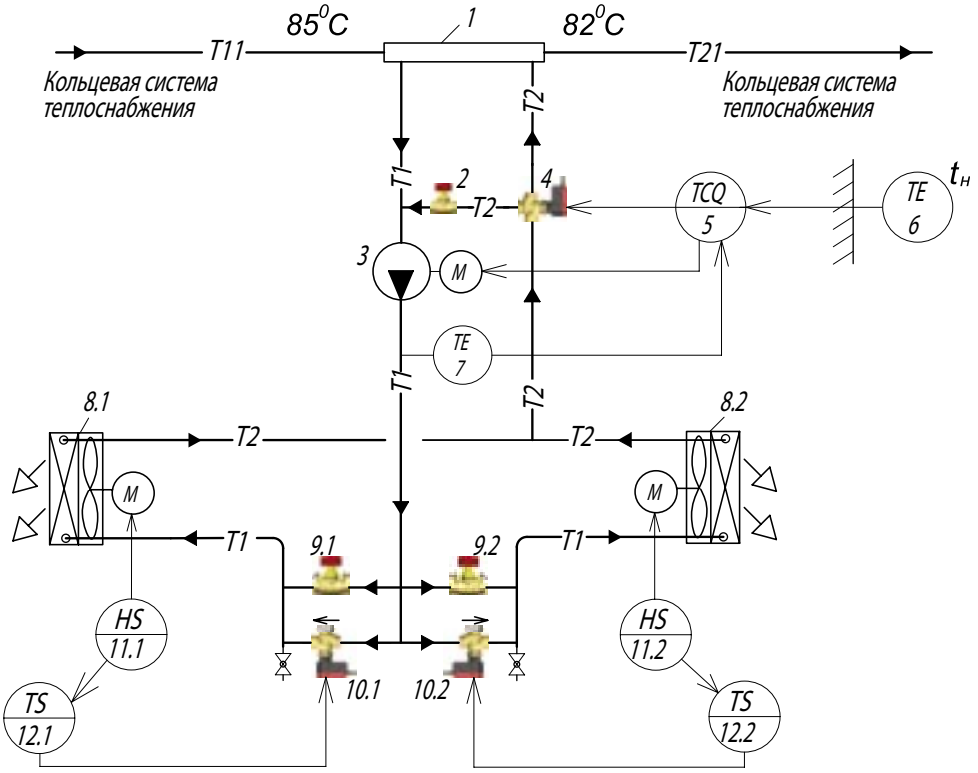


Рис.1.3. Пример составления упрощенной функциональной схемы автоматизации двухзонной системы воздушного отопления производственного помещения

Схему автоматического регулирования температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (по графику центрального качественного регулирования) выполняем, начиная с обозначения местоположения датчика 7 регулируемого параметра - температуры подающего теплоносителя системы отопления. С помощью линий связи соединяем датчик температуры 7 и регулирующий орган 4 с регулятором температуры 5. Буквенные коды регулятора 5 обозначают: *Т* – температура; *С* – регулирование; *Q* - задаваемая программа, в данном случае – график ЦКР. Прибор устанавливается на щите автоматизации. Датчик температуры наружного воздуха 6 в данном случае является элементом задающего устройства регулятора 5.

Схему автоматического регулирования заданной температуры воздуха в рабочей зоне, обслуживаемой соответствующим воздушно-отопительным агрегатом 8.1 или 8.2, выполняем, начиная с обозначения местоположения датчика регулируемой температуры внутреннего воздуха. Учитывая инерционность отапливаемого объема, используем двухпозиционные регуляторы 12.1 и 12.2 со встроенным датчиком, устанавливаемые на внутренней стене в пределах отапливаемых зон. Буквенные коды регуляторов 12.1 и 12.2 обозначают: Т – температура; S – включение-выключение. С помощью линий связи показываем воздействие двухпозиционных регуляторов 12.1 и 12.2 на соответствующие клапаны 10.1 и 10.2 с двухпозиционными приводами (или термоприводами). Параллельно клапанам 10.1 и 10.2 установлены балансовые вентили 9.1 и 9.2, через которые непрерывно проходит 10% расхода теплоносителя от полного требуемого расчетного расхода. Постоянная протечка теплоносителя через вентили 9.1 и 9.2 необходима для предотвращения замораживания теплоносителя при отключенной отопительной установке. Включение агрегатов 8.1 и 8.2 осуществляется с помощью соответствующих пультов 11.1 и 11.2. Буквенные коды пультов 11.1 и 11.2 обозначают: *Н* – ручное воздействие; *S* – включение-выключение.

Экспликация технических средств автоматизации, показанных на функциональной схеме рис.1.3, выполнена в виде таблицы 1.6.

Таблица 1.6

Экспликация технических средств автоматизации двухзонной системы воздушного отопления производственного помещения

№ п.п.	№ позиции	Наименование	Количество
1	1	Гидравлический разделитель	1
2	2	Балансовый вентиль на подмесе	1
3	3	Насос смесительный системы отопления Р=0.3кВт	1
4	4	Исполнительное устройство – трехходовой клапан и исполнительный механизм	1
5	5	Следящий регулятор температуры подающего теплоносителя	1
6	6	Датчик температуры наружного воздуха	1
7	7	Датчик температуры теплоносителя, погружной	1
8	8.1, 8.2	Воздушно-отопительный агрегат	2
9	9.1 ,9.2	Балансовый вентиль	2
10	10.1 ,10.2	Исполнительное устройство – двухходовой клапан и двухпозиционный исполнительный механизм	2
11	11.1 ,11.2	Пульт включения воздушно-отопительного агрегата	2
12	12.1, 12.2	Двухпозиционный регулятор температуры воздуха в отапливаемой зоне производственного помещения	2

В приведенных примерах показано, как с помощью условных обозначений при подготовке ТЗ на выполнение проекта автоматизации можно составить обозначения устройств системы автоматического регулирования и схемы автоматизации на основании только лишь требуемых функциональных признаков приборов, предоставляя, таким образом, специалистам по автоматизации выполнение конкретного подбора их типов и технических характеристик. Пояснительная записка содержит наиболее полный перечень требований к проектируемой системе автоматизации и составляется в произвольной форме.

Терминология в области автоматизации имеет особую специфику. В следующем разделе даны общие сведения о системах автоматического регулирования на примерах автоматизации различных систем теплопотребления. Излагаемый материал предназначен для специалистов-сантехников, поэтому в описании приняты определенные упрощения. Применяемые в системах теплопотребления современные автоматические регуляторы не имеют специальных технических устройств по реализации обратной связи. В основном применяются пропорциональные регуляторы прямого действия, двухпозиционные регуляторы, электронные и цифровые ПИД-регуляторы, обладающие как бы «встроенной» отрицательной обратной связью и поэтому описанию обратной связи в дальнейшем не уделяется достаточного внимания.

1.2. Общие сведения о системах автоматического регулирования

Задачей автоматического регулирования является поддержание в определенных пределах или на постоянном уровне того или иного параметра (температуры, давления, расхода и др.) технологического процесса. Под действием внешнего возмущающего воздействия происходит отклонение регулируемого параметра от задаваемого значения. Автоматический регулятор создает регулирующее воздействие, по знаку противоположное отклонению параметра. Такой тип связи называется отрицательной обратной связью. Таким образом, система автоматического регулирования (САР) – это замкнутая динамическая система с отрицательной обратной связью. Данный принцип регулирования по отклонению регулируемого параметра (принцип Ползунова) используется при построении практически всех САР теплопотребляющих систем. В теории автоматического регулирования рассматривается также принцип регулирования по возмущающему воздействию и комбинированный принцип регулирования, которые, как правило, не применяются при автоматизации систем теплопотребления.

САР можно классифицировать по назначению:
- САР стабилизирующего регулирования;
- САР следящего регулирования;
- САР программного регулирования.

САР стабилизирующего регулирования, называемая также термостатом, поддерживает регулируемые параметры стабильными, постоянными, например, регулирование температуры воды системы напольного отопления.

САР следящего регулирования обеспечивает изменение регулируемого параметра в зависимости от изменения другого параметра, например, изменение температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (по графику ЦКР).

САР программного регулирования изменяет значение регулируемого параметра во времени по заданной программе, например, автоматическое снижение температуры воздуха в производственном здании в нерабочие периоды.

Системой автоматического регулирования САР называют замкнутую динамическую систему, состоящую из *объекта регулирования ОР* и *автоматического регулятора АР*, взаимодействующих между собой.

Объектом регулирования ОР называют установку или технологический комплекс, в котором происходит изменение регулируемого параметра под влиянием изменений нагрузки (возмущающих воздействий) или управляющего воздействия автоматического регулятора.

Автоматическим регулятором называют устройство, обеспечивающее поддержание регулируемого параметра в объекте регулирования на задаваемом уровне, либо его изменение по задаваемому закону или в зависимости от другого параметра. Автоматический регулятор включает в себя непосредственно регулятор, а также *исполнительное устройство.*

К *регулятору* подключаются:

- на входе - *датчик (Д)* измеряемого (регулируемого) параметра и *задающее устройство (ЗУ)* задаваемого значения регулируемого параметра;

- на выходе – *исполнительное устройство*, которое в свою очередь состоит из *исполнительного механизма (ИМ) и регулирующего органа (РО).*

Регуляторы можно классифицировать следующим образом.

1. *По назначению:*
- регуляторы температуры;
- регуляторы разности температур;
- регуляторы давления;
- регуляторы перепада давления;
- регуляторы расхода;
- регуляторы уровня и др.

2. По способу действия:
- прямого действия, которые для регулирующего воздействия на объект регулирования используют энергию регулируемой среды;
- непрямого действия, которые для регулирующего воздействия на объект регулирования используют энергию постороннего источника (электрическую и др.).

3. По характеру регулирующего воздействия (по характеру перемещения регулирующего органа):
- дискретного (прерывистого) действия: позиционные, релейные, импульсные;
- непрерывного действия: статические (пропорциональные *П-регуляторы*), астатические (интегральные *И-регуляторы*), изодромные (пропорционально - интегральные *ПИ-регуляторы*), пропорционально – интегрально – дифференциальные (*ПИД-регуляторы*).

Применяются в основном электронные и цифровые ПИД-регуляторы и двухпозиционные регуляторы, а также пропорциональные регуляторы прямого действия.

Наиболее распространенными являются стабилизирующие САР, предназначенные для поддержания значения регулируемого параметра на заданном уровне.

На примерах автоматизации наиболее распространенных систем теплопотребления поясним структуру САР.

На рис.1.4 и 1.5 показана система автоматического регулирования температуры воздуха в помещении с одним отопительным прибором при помощи радиаторного термостата.

Объектом регулирования является отапливаемое помещение (в том числе: стены, полы, потолки, мебель, радиатор с теплоносителем, люди в помещении).

Регулируемый параметр - температура воздуха помещения.

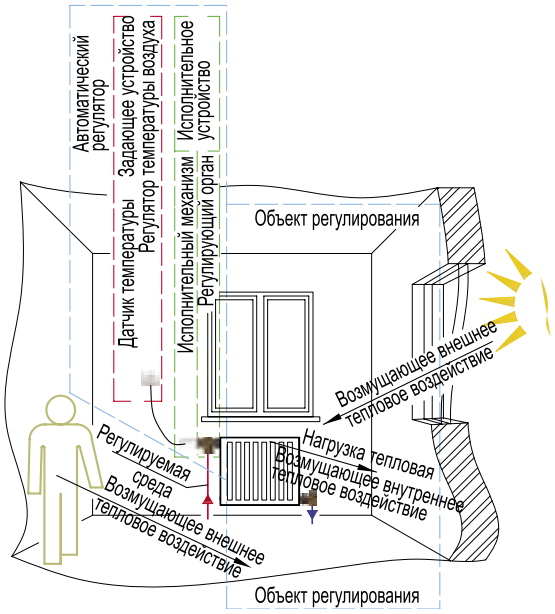


Рис.1.4. Автоматическое регулирование температуры воздуха в помещении с помощью термостата с дистанционной регулировкой

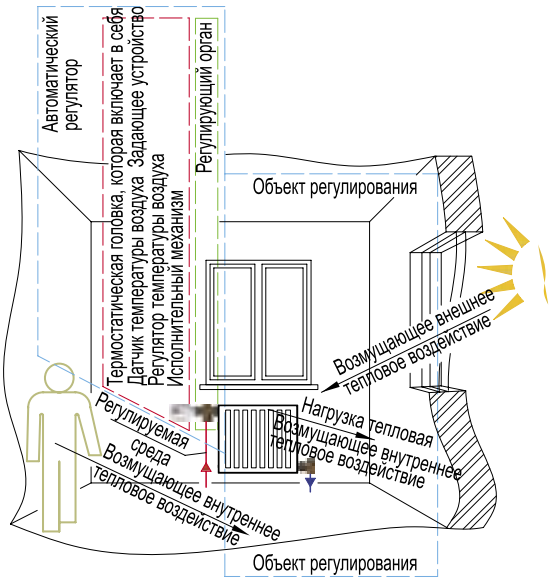


Рис.1.5. Автоматическое регулирование температуры воздуха в помещении с помощью термостатической головки клапана радиатора

Тепловые возмущения состоят из *внешних тепловых возмущений* (сток теплоты в виде тепловых потерь помещения и инфильтрации наружного холодного воздуха через наружные ограждения, приток теплоты в виде солнечного излучения через световые проемы), и *внутренних тепловых возмущений* от людей, электрических приборов,

а также от отопительного прибора, величина тепловой нагрузки которого изменяется *автоматическим регулятором.*

Автоматический регулятор, получивший у специалистов-сантехников название «радиаторный термостат» состоит в обоих случаях (рис.1.4 и 1.5) из регулирующего клапана *(регулирующего органа РО)* с установленным на нем регулятором температуры воздуха под названием «термостатическая головка». Она представляет собой *пропорциональный (статический) регулятор прямого действия*, состоящий из датчика, термопривода *(исполнительного механизма)* и задатчика-головки, при повороте которой происходит изменение задаваемого значения регулируемой температуры воздуха помещения.

На рис.1.6 показана система автоматического регулирования температуры воздуха, подаваемого в помещения приточной установкой.

Объектом регулирования является приточная вентиляционная установка.

Регулируемый параметр - температура воздуха $t_в$ после калорифера.

Рис.1.6. Автоматическое регулирование температуры приточного воздуха вентиляционной системы

Тепловые возмущения состоят из *внешних тепловых возмущений* (вследствие колебаний температуры наружного воздуха $t_н$ и колебаний температуры подающего теплоносителя $T_г$ системы теплоснабжения калориферов), и *внутренних тепловых возмущений* от калорифера, величина тепловой нагрузки которого изменяется за счет изменения температуры теплоносителя $t_г$ на входе в калорифер с помощью *автоматического регулятора*.

Автоматический регулятор состоит из датчика регулируемой температуры воздуха, электронного *ПИД-регулятора температуры воздуха с задающим устройством и исполнительного устройства*, состоящего из электрического сервопривода *(исполнительный механизм)* и трехходового смесительного клапана *(регулирующий орган)*.

Регулирование температуры воздуха $t_в$ осуществляется автоматическим регулятором следующим образом. Электронный регулятор измеряет температуру с помощью датчика, сравнивает ее с заданным значением и при наличии рассогласования между значением регулируемой температуры и ее задаваемым значением создает управляющий сигнал на привод смесительного клапана, который за счет изменения пропорций смешиваемых потоков подающего $T_г$ и обратного T_0 теплоносителей изменяет температуру воздуха $t_в$ в направлении ее задаваемого значения.

На рис.1.7 показана система автоматического регулирования температуры теплоносителя системы напольного отопления.

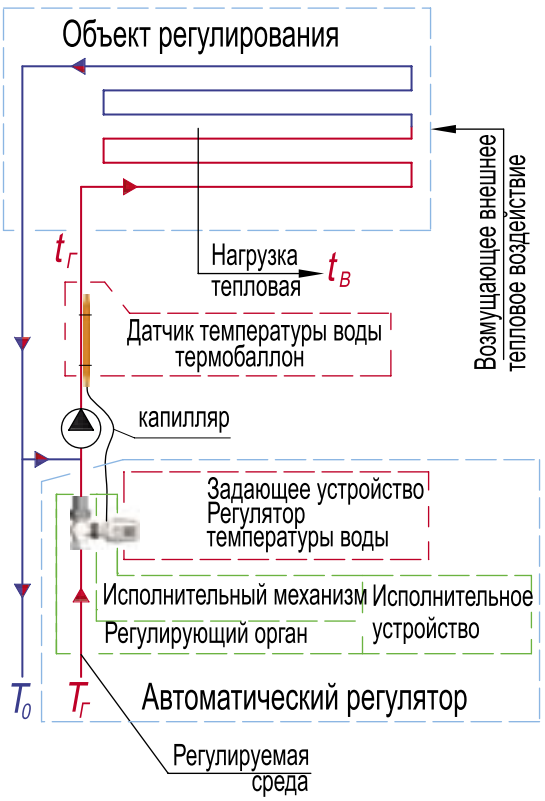


Рис.1.7. Автоматическое регулирование температуры теплоносителя системы напольного отопления

Объектом регулирования является конструкция отопительного бетонного пола с теплопроводами в нем.

Регулируемый параметр - температура теплоносителя $t_г$, подаваемого в контур напольного отопления.

Тепловые возмущения состоят из *внешних тепловых возмущений* (тепловые потери через ограждения, на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха, приток теплоты в виде солнечного излучения через световые проемы), и *внутренних тепловых возмущений* от людей, электрических приборов, а также от отопительного бетонного пола, величина тепловой нагрузки которого изменяется *автоматическим регулятором*. Основным индикатором тепловых возмущений является температура воды на выходе из отопительного контура T_0. При снижении значения T_0 увеличивается расход теплоносителя с температурой $T_г$ *автоматическим пропорциональным регулятором прямого действия*.

На рис.1.8 показана система автоматического регулирования температуры теплоносителя системы отопления по графику центрального качественного регулирования.

Рис.1.8. Автоматическое регулирование температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха по графику центрального качественного регулирования

Объектом регулирования является система отопления.

Регулируемый параметр - температура теплоносителя $t_г$, подаваемого в систему отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха $t_н$ по графику центрального качественного регулирования.

Возмущения состоят из *внешних возмущений* (колебания температуры наружного воздуха) и *внутренних тепловых возмущений* от изменения тепловой нагрузки системы отопления вследствие работы систем индивидуального регулирования отопительных приборов. Основным индикатором тепловых возмущений является температура воды на выходе из отопительного контура T_0.

Регулятор температуры теплоносителя включает в себя *регулирующее устройство, задающее устройство и датчик* регулируемой температуры теплоносителя. Управляющий сигнал для *исполнительного устройства* формируется ПИД-регулятором 2 в зависимости от величины и знака рассогласования между измеренной температурой $t_г$, контролируемой датчиком 1, и задаваемой температурой $t_г$, значение которой формируется *задающим устройством*, состоящим из датчика 3 и задатчика 4. С помощью задающего устройства формируется закон изменения задаваемого значения $t_г$ в зависимости от значения температуры наружного воздуха $t_н$ (график ЦКР).

Исполнительное устройство состоит из соответствующих друг другу по своим характеристикам трехходового смесительного клапана (*регулирующий орган*) и электрического сервопривода (*исполнительный механизм*).

Все приведенные примеры представляют собой динамически взаимодействующую замкнутую систему, состоящую из *объекта регулирования и автоматического регулятора и называемую системой автоматического регулирования (САР)*. Структура такой системы в обобщенном виде показана на рис.1.9.

Состояние *объекта регулирования* в течение процесса регулирования характеризуется величиной отклонения $\pm\Delta X$ значения регулируемого параметра X от задаваемого значения $X_{ЗАД}$. Отклонение $\pm\Delta X$ возникает в результате изменения величины *возмущающих воздействий* (внешних и внутренних), а также из-за изменения величины *нагрузки*.

В системах теплопотребления *возмущения* непрерывно изменяются в ту или иную сторону, и соответственно непрерывно изменяется измеряемый *параметр X*, отклоняясь от заданного значения $X_{ЗАД}$. *Нагрузка* изменяется *автоматическим регулятором* в направлении, противоположном направленности *возмущений*. Регулятор таким образом стремится вернуть значение регулируемого параметра X к заданному значению $X_{ЗАД}$.

Сигнал о значении регулируемого параметра поступает на вход *автоматического*

регулятора, который изменяет нагрузку объекта регулирования.

Автоматический регулятор включает в себя непосредственно *регулятор*, на вход которого подключается *датчик Д* измеряемого параметра, а на выход – *исполнительное устройство*.

Регулятор сравнивает заданный параметр $X_{зад}$, задаваемый с помощью *задающего устройства*, с регулируемым параметром *X* и полученную *величину рассогласования* $\pm\Delta X$ преобразует в *управляющий сигнал* $\pm\Delta Y$, воздействующий на работу *исполнительного устройства*.

Исполнительное устройство воздействует на регулируемую среду, изменяя под действием управляющего сигнала, поступающего от регулятора, нагрузку объекта регулирования. Исполнительное устройство состоит из двух элементов - *исполнительного механизма ИМ и регулирующего органа РО.*

Рис.1.9. Структурная схема системы автоматического регулирования

Элементы автоматического регулятора – датчик, регулятор, исполнительное устройство – могут быть сблокированы в различном сочетании этих трех элементов, либо представлять собой раздельные самостоятельные устройства. Выпускаются регуляторы в следующем сочетании составляющих элементов:

1. Автоматический регулятор, объединяющий в себе все три элемента: датчик, регулятор, исполнительное устройство. Это характерно для гидравлических и манометрических регуляторов прямого действия, например, для регуляторов давления, регуляторов перепада давления, регуляторов расхода, регуляторов температуры.

2. Автоматический регулятор, в котором датчик и регулирующий прибор объединены в одном изделии, заказываемом отдельно от исполнительного устройства.

3. Автоматический регулятор, в котором датчик, регулирующий прибор и исполнительный механизм объединены в одном изделии, заказываемом отдельно от регулирующего органа.

4. Автоматический регулятор, в котором все элементы выполнены в виде отдельно заказываемых изделий. Это характерно для всех электрических типов регуляторов (непрямого действия).

Свойства регулятора определяются его типом, законом регулирования, а также предусмотренными для него настройками.

Качество процесса и результат регулирования характеризуются комплексом статических и динамических характеристик САР. Как правило, автоматический регулятор выбирают, предварительно обусловливая требуемый перечень и требуемые значения этих характеристик с учетом динамических характеристик объекта регулирования.

Основные показатели качества регулирования:

- *установившаяся ошибка* или *установившееся рассогласование*, называемая также точностью регулирования;

- *динамическая ошибка*, равная *максимальному динамическому отклонению* регулируемого параметра;

- *время регулирования*, соответствующее моменту, когда регулируемый параметр входит в *зону нечувствительности* регулятора.

Кроме качественных показателей при выборе типа регулятора в равной степени приходится ориентироваться и на другие показатели: его стоимость, эксплуатационные расходы, требования к квалификации обслуживающего персонала. Поэтому, при прочих равных условиях, в первую очередь наиболее востребованными являются пропорциональные регуляторы прямого действия (давления, перепада давления, температуры) и двухпозиционные регуляторы (температуры и разности температур).

2. Автоматические регуляторы

Процесс регулирования начинается с момента внесения возмущения в объект регулирования и заканчивается по достижении нового установившегося состояния *САР*, либо по возвращению *САР* к прежнему значению заданного регулируемого параметра. Данный процесс перехода от одного установившегося состояния *САР* к другому называют переходным процессом и характеризуют основными показателями качества регулирования: *временем регулирования* t_P; *динамической ошибкой* $\Delta X_{МАКС}$ (максимальное динамическое отклонение регулируемого параметра); *установившейся ошибкой* ε или *точностью регулирования* (разность между установившемся значением и заданным значением регулируемого параметра).

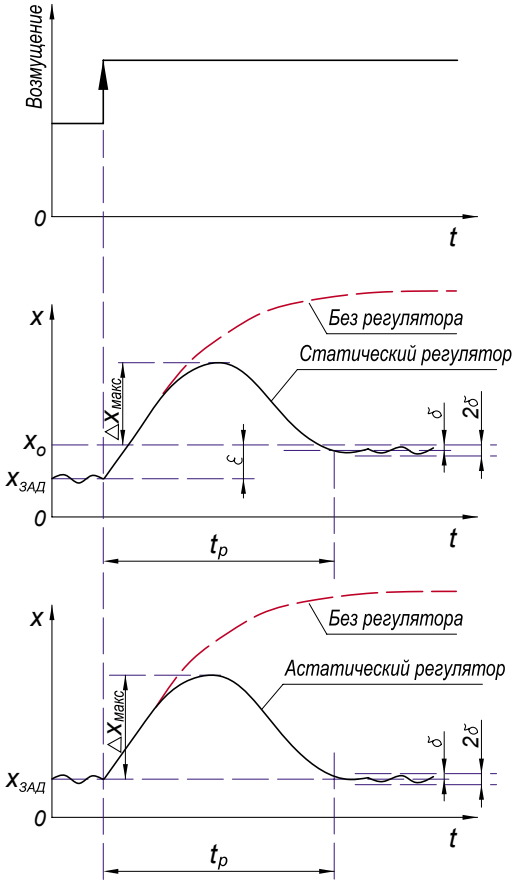


Рис.2.1. График переходного процесса регулирования при скачкообразном увеличении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования:

t_P – время регулирования,
$\Delta X_{МАКС}$ – динамическая ошибка,
ε – установившаяся ошибка или точность регулирования,
δ – порог нечувствительности регулятора,
2δ – зона нечувствительности регулятора.

Показатели качества регулирования показаны на рис.2.1 на переходной характеристике для П – регулятора (статического регулятора) и для ПИ –регулятора (астатического регулятора) по отношению к скачкообразному увеличению возмущающего воздействия.

Характер переходного процесса регулирования и показатели его качества при скачкообразном уменьшении возмущающего воздействия показаны на рис. 2.2.

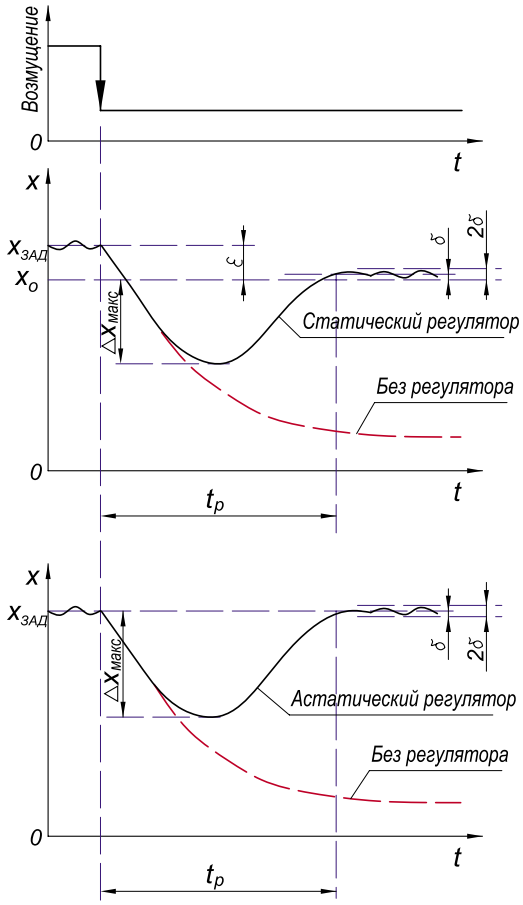


Рис.2.2. График переходного процесса регулирования при скачкообразном уменьшении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования

На рис.2.3 для сравнения приведены характеристики П-, И-, ПИ- и ПИД- регуляторов применительно к одному и тому же объекту регулирования. На входе регуляторов приложено скачкообразное изменение возмущающего воздействия. Показано, как изменяется регулируемый параметр в результате регулирующего воздействия разных регуляторов, а также при отсутствии регулятора.

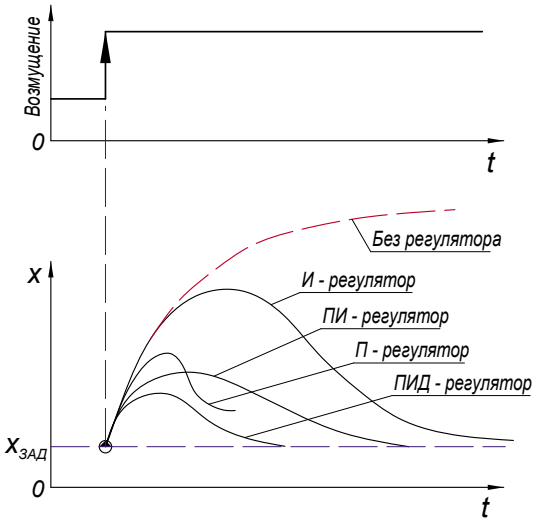


Рис.2.3. Характеристики переходного процесса регулирования для различного типа регуляторов

Наименьшее время регулирования t_P дает САР с пропорциональным регулятором (П-регулятором). Несколько дольше протекает процесс регулирования в САР с ПИД-регулятором. Более длителен процесс в САР с ПИ-регулятором, и особенно длителен в САР с И-регулятором.

Наибольшее значение динамической ошибки $\Delta X_{макс}$ дает система с И-регулятором. Система с П-регулятором снижает значение динамической ошибки. Система с ПИ-регулятором снижает его еще более, система с ПИД-регулятором значительно уменьшает отклонение $\Delta X_{макс}$ регулируемого параметра и сокращает время регулирования t_P. По своим возможностям ПИД-регулятор является наиболее универсальным, с его помощью можно осуществлять различные законы регулирования.

Автоматический регулятор включает в себя *датчик, регулятор* и *исполнительное устройство*, состоящее, в свою очередь, из *исполнительного механизма и регулирующего органа.*

Датчик является измерительным преобразователем, воспринимающим регулируемый параметр. Регулятор сравнивает регулируемый параметр X, измеряемый с помощью датчика, с заданным параметром $X_{зад}$ и воздействует на работу *исполнительного механизма.*

Исполнительный механизм управляет *регулирующим органом*, изменяющим количество регулируемой среды, изменяя, таким образом, нагрузку *объекта регулирования* с целью изменения регулируемого параметра X в направлении задаваемого значения $X_{зад}$.

В настоящей главе внимание уделяется наиболее применяемым в системах теплопотребления регуляторам:

- пропорциональные регуляторы прямого действия,
- электронные ПИД-регуляторы,
- электронные двухпозиционные регуляторы.

2.1. Датчики

В системах теплопотребления основными измеряемыми параметрами являются давление (перепад давлений) и температура (разность температур).

Регуляторы давления, перепада давлений, регуляторы расхода, применяемые в системах теплопотребления, являются регуляторами прямого действия. Они работают за счет непосредственного отбора давления от теплопроводов с помощью импульсных трубок и объединяют в себе все три элемента автоматического регулятора: датчик, регулятор и исполнительное устройство.

Для регуляторов температуры или разности температур используются датчики температуры, которые обеспечивают первичное преобразование измеряемой температуры в параметр, удобный для дальнейшего преобразования или для непосредственного воздействия на регулирующий орган САР. В конструкции датчиков используют физические свойства различных веществ, зависящие от температуры. В зависимости от метода измерения обозначается наименование датчика:

- термоэлектрическом термометр (термопара) основан на темоэлектрическом методе измерения;
- термометр сопротивления основан на свойстве металлов и полупроводников изменять свое электрическое сопротивление при изменении температуры;
- биметаллический и дилатометрический термометры, основанные на различной степени теплового удлинения двух различных металлов;
- манометрический термометр основан на изменении давления наполнителя (газового, конденсационного, адсорбционного, жидкостного, твердого), занимающего замкнутый объем, от температуры.

Термоэлектрические термометры (термопары) чаще используются в исследо-

вательских работах и значительно реже в системах автоматического регулирования.

Термометры сопротивления платиновые или полупроводниковые с номинальным сопротивлением 1000 Ом широко применяются в электронных САР :

- *для комнатных регуляторов*, в которых датчик и регулирующий прибор объединены в одном изделии, например, в ПИД - регуляторах непрерывного действия арт. 7940 и 7794,

ГЕРЦ-RTC арт. 7940

арт. 7794

или в 2-х позиционных регуляторах арт. 7791 и 779015.

арт. 7791

арт.779015
арт.779025

- *для автоматического управления сервоприводами* применяют автоматические регуляторы в виде отдельно заказываемых изделий: датчиков, регуляторов, исполнительных устройств, например, ПИД - регулятор арт. 7793 с датчиками арт. 779301 и 779300.

регулятор
арт. 7793

датчик наружной
температуры
арт. 779301

датчик накладной
на поверхности
теплопровода
арт. 779300

Биметаллический термометр имеет термочувствительный элемент в виде пластинки, спирали или диска. Применяется для регуляторов, в которых объединены датчик с регулирующим прибором. Как правило, датчик непосредственно воздействует на переключающий электрический контакт регулятора. Биметаллический термометр используется в 2-х позиционных регуляторах, например, для комнатного регулятора температуры арт. 779000 и для термореле защиты арт. 810000.

электромеханический
регулятор комнатной
температуры
арт. 779000

термореле защиты
арт. 810000

Манометрический термометр представляет собой герметичный объем с наполнителем (газовым, конденсационным, адсорбционным, жидкостным или твердым). Тепловые объемные изменения преобразуются с помощью сильфона в поступательное управляющее воздействие. Манометрические термометры используют в пропорциональных регуляторах прямого действия, в которых объединены совместно датчик, регулятор с задатчиком и исполнительный механизм. На рис.2.4 показан разрез и внешний вид такого регулятора, получившего название термостатической головки для автоматического управления термостатическим клапаном отопительного прибора.

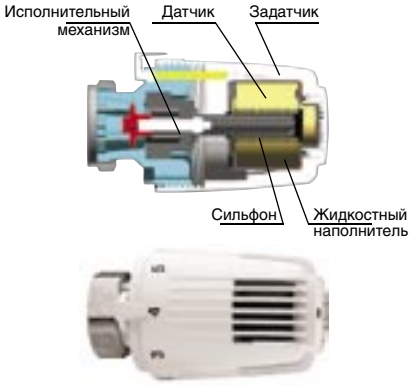


Рис.2.4. Пропорциональный регулятор температуры прямого действия с манометрическим датчиком с жидкостным наполнителем (термостатическая головка). Разрез и общий вид.

На рис. 2.5 показаны аналогичные регуляторы, в которых объединены совместно

датчик, регулятор с задатчиком и исполнительный механизм. Но датчик выполнен в виде выносного термобаллона, соединенного манометрической (капиллярной) трубкой с исполнительным механизмом. Это позволяет разнести местоположение исполнительного механизма и местоположение датчика.

Рис.2.5. Пропорциональные регуляторы температуры прямого действия с манометрическими датчиками с жидкостным наполнителем, дистанционно разнесенные от регулирующего клапана

Циклопрочность регуляторов с датчиками с жидкостным наполнителем достигает 200 тыс. циклов. Эти регуляторы, в сравнении с газовыми и конденсационными датчиками, положительно отличаются следующими качествами:

- не подвержены влиянию атмосферного давления;
- имеют в 2 раза более высокое рабочее усилие на штоке.

Датчики с твердым наполнителем положительно отличаются всех других малыми размерами и высоким рабочим усилием на штоке, которое в 10 раз выше, чем у жидкостных, и в 20 раз выше, чем у конденсационных датчиков. Применяют, как правило, датчики поршневого типа с композиционным твердым наполнителем на основе воска. К недостаткам датчиков с твердым наполнителем можно отнести невозможность дистанционного разнесения с исполнительным механизмом и более низкую циклопрочность до 50 тыс. циклов. На рис.2.6 показан разрез термостатической головки с поршневым датчиком с твердым наполнителем.

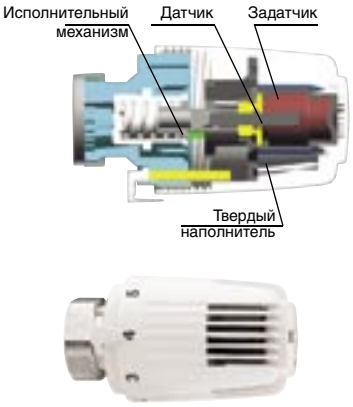


Рис.2.6 Пропорциональный регулятор температуры прямого действия с манометрическим поршневым датчиком с твердым наполнителем (термостатическая головка).
Разрез и общий вид.

Высокое рабочее усилие на штоке датчиков с твердым наполнителем эффективно используется в запирающих термоприводах арт. 7711 (рис.2.7).

Рис.2.7. Термопривод арт. 7711
NC - нормально закрыт, то есть, в обесточенном состоянии клапан закрыт;
NO - нормально открыт, то есть, в обесточенном состоянии клапан открыт.

2.2. Пропорциональные регуляторы

Пропорциональными, или статическими, называются такие регуляторы, у которых изменение положения *РО* пропорционально отклонению регулируемого параметра от его заданного значения.

Преимуществом П-регулятора является его быстродействие (небольшое время регулирования $t_р$) и высокая устойчивость процесса регулирования.

Недостатком является наличие остаточного отклонения ε регулируемого параметра, что снижает точность регулирования. Остаточное отклонение может быть выше или ниже задаваемого параметра в зависимости от *повышения* или *снижения* возмущающего воздействия в объекте регулирования (рис.2.8). При возникновении возмущающего воздействия изменяется регулируемый параметр. На отклонение параметра реагирует П-регулятор, создавая регулирующее воздействие. Но П-регулятором задаваемое значение $X_{ЗАД}$ не устанавливается, а устанавливается какое-либо из значений $X_{макс}$ или $X_{мин}$, отличающееся от заданного значения $X_{ЗАД}$ на величину остаточного отклонения $\pm\varepsilon$. Зона между $X_{макс}$ и $X_{мин}$, в которой П-регулятор не создает установившееся состояние *САР*, называется зоной неравномерности, величина которой составляет 2ε. Ввиду указанного недостатка, П-регулирование не применяется в конструировании электронных регуляторов. Для электронных регуляторов используется в основном ПИД-регулирование, при котором отсутствует зона неравномерности.

Регуляторы прямого действия реализуют в основном закон П-регулирования, поэтому регулируемый параметр всегда будет отличаться от заданного, за исключением единственного случая, когда нагрузка объекта регулирования является номинальной (рис.2.8).

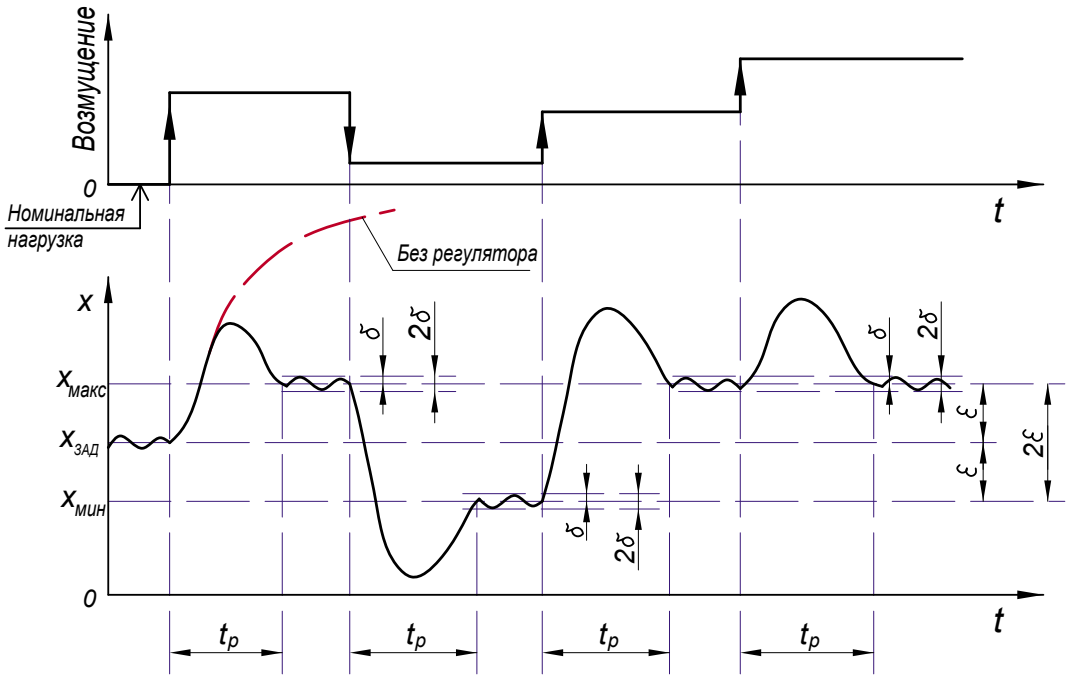


Рис.2.8. График процесса П-регулирования при скачкообразном изменении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования:

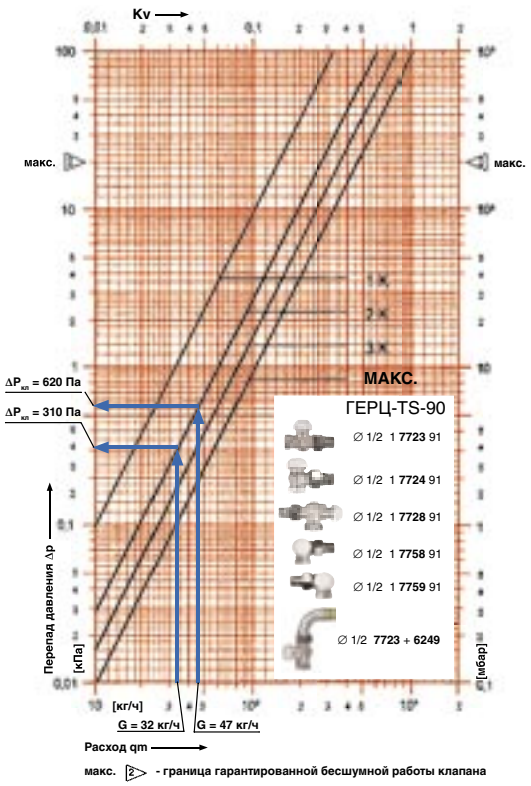
$t_р$ – время регулирования,
ε – установившаяся ошибка (остаточное отклонение, точность регулирования),
2ε – зона неравномерности регулирования,
δ – порог нечувствительности регулятора,
2δ – зона нечувствительности регулятора.

Чтобы достигнуть необходимой точности регулирования следует уменьшить зону неравномерности. Этого можно добиться только за счет высокого качества изготовления регулятора и регулирующего органа при эффективном использовании энергии регулируемой среды.

Регулятор температуры воздуха

Повышение точности регулирования возможно за счет уменьшение зоны неравномерности. Но и в этом случае регулятор прямого действия будет возвращать объект регулирования не к заданному параметру $X_{ЗАД}$, а к его максимальному $X_{макс}$ или минимальному $X_{мин}$ значению на границах зоны неравномерности. Поэтому на задатчике зачастую наносится не шкала абсолютных значений задаваемого параметра, а шкала условных делений, например, 1 2 3 4 5 6, нанесенная на задатчике термостатической головки, ориентировочно соответствующая определенной шкале значений регулируемой температуры.

Прогнозировать (или задавать) качество работы П-регулятора можно в том случае, если производитель сопровождает регулирующий клапан расчетными зависимостями при различных величинах **2ε** зоны неравномерности. Например, для клапана ГЕРЦ-TS-90 приводятся три зависимости **3K**, **2K**, **1K**, соответствующие величине зоны неравномерности ***2ε***=3°C, ***2ε***=2°C, ***2ε***=1°C, и, соответственно точности регулирования ε=±1,5°C, ε=±1,0°C, ε=±0,5°C. В общеевропейской практике принято при подборе термостатического клапана задаваться зоной неравномерности **2K**, обеспечивая таким образом при номинальной нагрузке точность регулирования ±1,0°C. Методика подбора показана стрелками синего цвета для расчетных расходов 32 кг/ч и 47 кг/ч, при которых расчетное сопротивление клапана составит соответственно 310 Па и 620 Па. Характерный расход через отопительный прибор 50-120 кг/ч



Для достижения более высокой точности регулирования, например ±0,5°C, следует при подборе воспользоваться зависимостью 1K, но при этом расчетное сопротивлении клапана при номинальной нагрузке значительно увеличится и составит соответственно 1000 Па и 1950 Па.

Регуляторы расхода, регуляторы давления, перепада давлений, являющиеся регуляторами прямого действия, работают за счет непосредственного отбора давления от теплопроводов и объединяют в себе все три элемента автоматического регулятора: датчик, регулятор и исполнительное устройство.

Наиболее распространенными являются стабилизирующие регуляторы, предназначенные для поддержания значения регулируемого параметра на заданном уровне.

Регуляторы расхода теплоносителя

Регуляторы расхода применяют для стабилизации требуемых и задаваемых расходов теплоносителя на ответвлениях, например, на однотрубных стояках системы теплопотребления.

Выпускаются в настоящее время регуляторы расхода моделей 4001 и 4006, которые имеют следующий общий вид и основные характеристики:

Регуляторы расхода (PP)

	Модель 4001 Диаметры DN 15…50 Задаваемые значения регулируемого расхода 40…5000л/ч.
	Модель 4006 с интегрированным зонным клапаном для термостатического регулирования Диаметры DN 15…50 Задаваемые значения регулируемого расхода 40…5000л/ч.

На рис.2.9 показана общая схема узла стояка системы отопления с регулятором расхода.

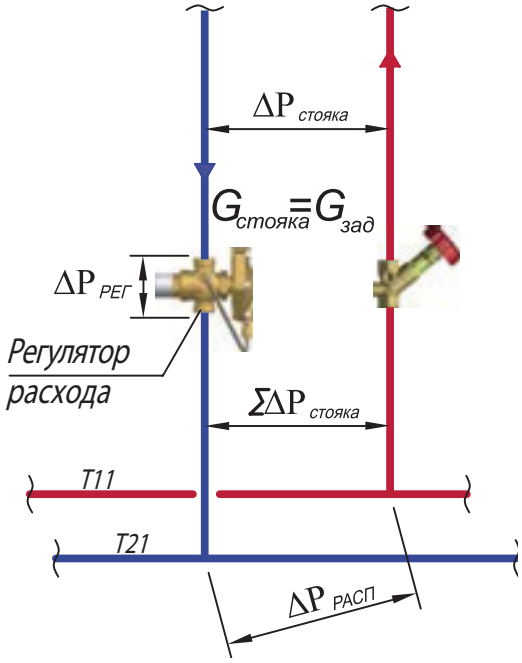


Рис.2.9. Общая схема узла системы отопления с регулятором расхода

При проектировании исходными данными являются:

$G_{стояка}$ – расчетный расход теплоносителя через стояк (ветку, систему), кг/ч;

$\Delta P_{стояка}$ – расчетные потери давления стояка (ветки, системы), кПа.

Искомыми величинами являются:

- модель и типоразмер регулятора;
- задаваемый с помощью задатчика расход теплоносителя, $G_{зад}$, кг/ч;
- расчетные потери давления на регуляторе расхода, $\Delta P_{РЕГ}$, кПа
- расчетный располагаемый перепад давления в точках присоединения стояка к магистральным теплопроводам $\Delta P_{РАСП}$, кПа.

Модель и типоразмер регулятора определяется в соответствии с инструкциями производителя.

Задаваемый с помощью задатчика регулятора расход теплоносителя $G_{зад}$ принимается равным расчетному расходу на стояке $G_{стояка}$.

Суммарные расчетные минимальные потери давления стояка $\Sigma\Delta P_{стояка}$, кПа, определяются по выражению:

$$\Sigma\Delta P_{стояка} = \Delta P_{стояка} + \Delta P_{РЕГ}, \qquad (2.1)$$

где:

$\Delta P_{РЕГ}$ - минимальные расчетные потери давления на регуляторе расхода, кПа, принимаемые равными $\Delta P_{РЕГ} = 20$кПа.

Располагаемый расчетный перепад давления в точках присоединения стояка к магистральным теплопроводам $\Delta P_{РАСП}$ должен быть больше суммарных потерь давления стояка $\Sigma\Delta P_{стояка}$ более, чем в 1,2 раза:

$$\Delta P_{РАСП} \geq 1{,}2 \times \Sigma\Delta P_{стояка}. \qquad (2.2)$$

Устойчивая работа регулятора будет обеспечена и при более высоком значении располагаемого расчетного перепада давления $\Delta P_{РАСП}$. Однако, при этом увеличивается зона неравномерности 2ε, и, соответственно, снижается точность регулирования.

Регуляторы перепада давления

Регуляторы перепада давления применяются для стабилизации перепада давления на вводе потребителя теплоты (системы отопления, системы теплоснабжения, стояка 2-х трубной системы отопления), что обеспечивает независимость потребителя от динамических колебаний в разводящих теплопроводах.

В настоящее время выпускаются регуляторы перепада давления моделей 4002, 4002 FIX, 4007, 4007 F, которые имеют следующий общий вид и основные характеристики:

Регуляторы перепада давления (РПД)

	Модель 4002 Диаметры DN 15…50 Задаваемые значения регулируемого перепада давления 5…30кПа и 25…60кПа Расход через регулятор 50…10000л/ч
	Модель 4002 FIX Диаметры DN 15…50 Заданное фиксированное значение регулируемого перепада давления 23кПа Расход через регулятор 50…10000л/ч
	Модель 4007 Диаметры DN 15…50 Задаваемые значения регулируемого перепада давления 5…30кПа Расход через регулятор 50…9000л/ч
	Модель 4007 F Диаметры DN 25…50 Задаваемые значения регулируемого перепада давления 5…30кПа Расход через регулятор 150…9000л/ч

На рис.2.10 показана общая схема узла стояка двухтрубной системы отопления с регулятором перепада давления.

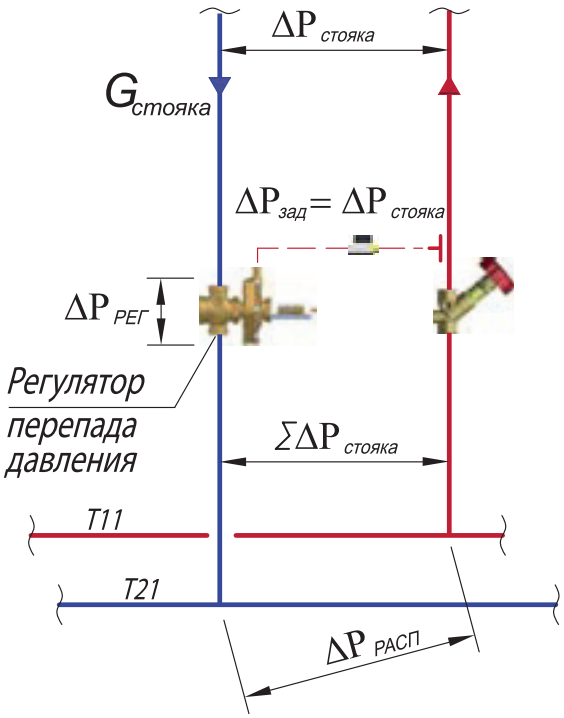


Рис. 2.10. Общая схема узла двухтрубной системы отопления с регулятором перепада давления

При проектировании исходными данными являются:

$G_{стояка}$ – расчетный расход теплоносителя через стояк (ветку, систему), кг/ч;

$\Delta P_{стояка}$ – расчетные потери давления стояка (ветки, системы), кПа.

Искомыми величинами являются:

- модель и типоразмер регулятора;
- задаваемый с помощью задатчика перепад давления, $\Delta P_{зад}$,кПа;
- расчетные потери давления на регуляторе перепада давления, $\Delta P_{РЕГ}$, кПа
- расчетный располагаемый минимальный перепад давления в точках присоединения стояка или другого потребителя к магистральным теплопроводам $\Delta P_{РАСП}$, кПа.

Модель и типоразмер регулятора определяется в соответствии с инструкциями производителя.

Задаваемый с помощью задатчика регулятора перепад давления $\Delta P_{зад}$ принимается численно равным расчетному значению потерь давления $\Delta P_{стояка}$ стояка (ветки, системы).

Суммарные расчетные минимальные потери давления стояка $\Sigma\Delta P_{стояка}$, кПа, определяются по выражению:

$$\Sigma\Delta P_{стояка} = \Delta P_{стояка} + \Delta P_{РЕГ}, \qquad (2.3)$$

где:

$\Delta P_{РЕГ}$ - минимальные расчетные потери давления на регуляторе, принимаемые численно равными

$$\Delta P_{РЕГ} = |\Delta P_{зад}|, \text{ но не менее } 10кПа. \qquad (2.4)$$

Располагаемый минимальный расчетный перепад давления в точках присоединения стояка к магистральным теплопроводам $\Delta P_{РАСП}$ принимается численно равным произведению 1,1 и сумма рных потерь давления стояка $\Sigma\Delta P_{стояка}$:

$$\Delta P_{РАСП} = 1{,}1 \times |\Sigma\Delta P_{стояка}|. \qquad (2.5)$$

Устойчивая работа регулятора будет обеспечена и при более высоком значении располагаемого расчетного перепада давления $\Delta P_{РАСП}$. Однако, при этом увеличивается зона неравномерности $\boldsymbol{2\varepsilon}$, и, соответственно, снижается точность регулирования.

2.3. ПИД - регуляторы

ПИД- и ПИ-регуляторы относятся к регуляторам непрерывного действия и, применительно к системам теплопотребления, имеют между собой схожие характеристики качества регулирования, хотя при прочих равных условиях процесс регулирования с ПИ-регулятором более длителен, чем с ПИД-регулятором.

В отличие от П-регулирования, недостатком которого является наличие остаточного отклонения, при ПИД (ПИ) –регулировании регулируемый параметр возвращается точно к задаваемому значению. В процессе регулирования временно проявляется вли яние неравномерности регулирования. Это необходимо для обеспечения устойчивости регулирования. Однако, конечная неравномерность регулирования отсутствует.

На рис.2.11 показан график процесса ПИД (ПИ) -регулирования при скачкообразных изменениях возмущающего воздействия с показателями качества регулирования. В данном случае, при неравномерности $\boldsymbol{\varepsilon} = 0$, точность регулирования определяется в пределах зоны нечувствительности $2\boldsymbol{\delta}$.

Зона нечувствительности для многих

ПИД –регуляторов является задаваемым параметром. Величина зоны нечувствительности может приниматься в зависимости от множества условий: от требуемой точности регулирования, от инерционности объекта регулирования, от величины номинальной нагрузки, от прогнозируемого максимального значения возмущающего воздействия и других факторов.

ПИД- и ПИ-регуляторы широко применяются для стабилизирующего, следящего и программного регулирования.

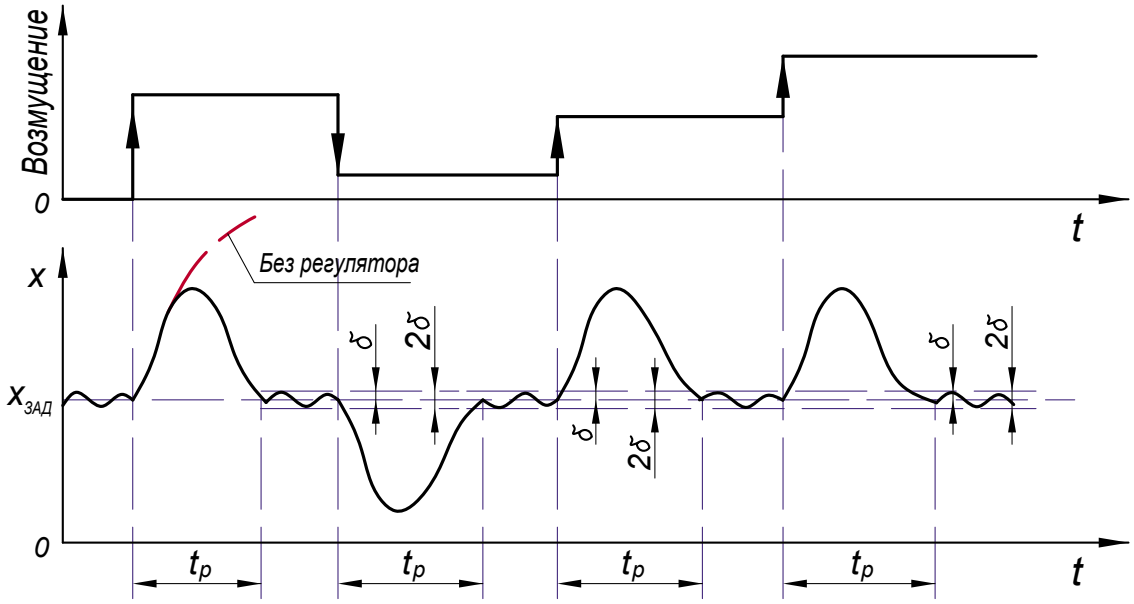


Рис. 2.11. График процесса ПИД (ПИ) -регулирования при скачкообразном изменении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования:

t_p – время регулирования,
δ – порог нечувствительности регулятора (точность регулирования),
2δ – зона нечувствительности регулятора.

Применяются в основном электронные и цифровые ПИД-регуляторы.

Наиболее распространенными являются стабилизирующие регуляторы, предназначенные для поддержания значения регулируемого параметра на заданном уровне. Например, комнатные программируемые регуляторы арт. 7940 и 7794, в которых датчик и регулирующий прибор объединены в одном изделии.

ГЕРЦ-RTC
арт. 7940

арт. 7794

Автоматические регуляторы следящего регулирования выпускаются в виде отдельно заказываемых изделий: датчиков, регуляторов, исполнительных устройств, например, ПИД - регулятор арт. 7793 с датчиками арт. 779301 и 779300.

регулятор
арт. 7793

датчик наружной температуры
арт. 779301

датчик накладной на поверхности теплопровода
арт. 779300

ПИД-регулятор по своим возможностям является наиболее универсальным по сравнению с другими регуляторами. С его помощью можно осуществлять различные законы регулирования.

2.4. Позиционные регуляторы

Позиционное регулирование характеризуется скачкообразной функциональной зависимостью между отклонением регулируемого параметра от заданного значения и перемещением регулирующего органа. При позиционном регулировании регулирующий орган имеет несколько фиксированных положений (позиций). Каждая позиция соответствует определенной области значений регулируемого параметра. По числу позиций различают двух-, трех-, и многопозиционные регуляторы. В практике наибольшее распространение получили двух- и трехпозиционные.

В системах двухпозиционного регулирования регулирующее воздействие на объект регулирования принимает только два значения, которые соответствуют его включению или отключению. Эти значения характеризуются двумя крайними положениями регулирующего органа, например, «Открыто» и «Закрыто», «Включение» и «Отключение». Срабатывание регулятора на включение происходит при минимальном значении регулируемого параметра $X_{мин}$, а отключение нагрузки - при максимальном значении $X_{макс}$, несмотря на то, что при этом на регуляторе задан регулируемый параметр $X_{зад}$. Это объясняется наличием гистерезисной петли. Зону гистерезисной петли 2ε двухпозиционных регуляторов называют также дифференциалом (или зоной неравномерности). На рис. 2.12 показан график процесса двухпозиционного регулирования при скачкообразном изменении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования.

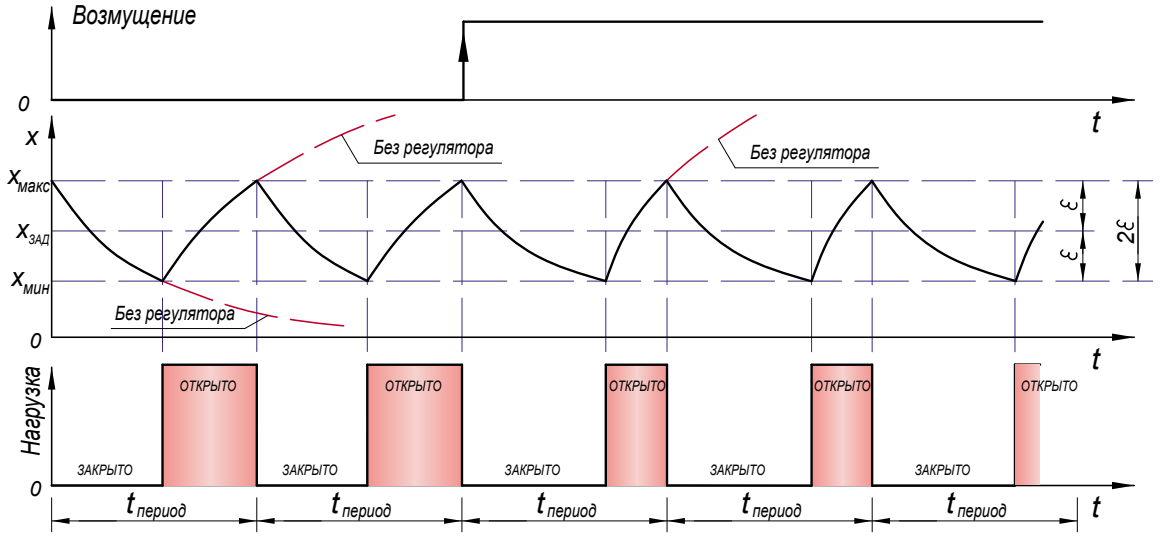


Рис. 2.12. График процесса двухпозиционного регулирования при скачкообразном изменении возмущающего воздействия с показателями качества регулирования:
ε – точность регулирования,
2ε – дифференциал (зона неравномерности регулирования).

Точность регулирования определяется в пределах дифференциала **2ε**. Для многих двухпозиционных регуляторов дифференциал является задаваемым параметром.

Для повышения точности регулирования следует уменьшить дифференциал **2ε**. Однако это приводит к увеличению частоты срабатывания регулятора, что и является существенным недостатком 2-х позиционного процесса регулирования. Поэтому двухпозиционные регуляторы применяют, как правило, для объектов регулирования, обладающих большой инерционностью (теплоемкостью). Например, баки-аккумуляторы, емкостные теплообменники, напольное отопление.

Регулятор воздействует на исполнительный механизм, тип и характеристики которого должен соответствовать типу регулятора и виду сигнала на выходе регулятора.

Наиболее распространенными являются стабилизирующие регуляторы, предназначенные для поддержания значения регулируемого параметра на заданном уровне. Например, комнатные регуляторы арт. 7791, 779015, 779000, а также термореле защиты арт. 810000, в которых датчик и регулирующий прибор объединены в одном изделии.

арт. 7791

арт. 779015
арт.779025

электромеханический
регулятор комнатной
температуры
арт. 779000

термореле защиты
арт. 810000

2.5. Исполнительные механизмы

Исполнительный механизм ИМ и регулирующий орган РО совместно представляют собой исполнительное устройство.

Исполнительные механизмы являются приводной частью регулирующего органа и по принципу действия применяемого двигателя могут быть электромоторные, термоэлектрические, соленоидные, мембранные, сильфонные, поршневые и др.

Мембранные и сильфонные исполнительные механизмы являются, как правило, составляющими элементами регуляторов прямого действия.

Термоэлектрические приводы, именуемые также термоприводами, имеют поршневой датчик с твердым наполнителем на основе воска, электрическую нагревательную спираль и пружину, удерживающую клапан в закрытом (нормально закрыт NC) или открытом (нормально открыт NO) положении при отсутствии напряжения на нагревательной спирали. Высокое рабочее усилие на штоке используется в регулирующих термоприводах арт. 7711.

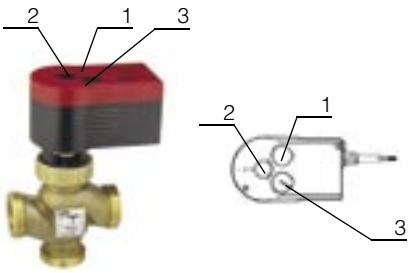
Термоприводы непрерывного действия постоянного тока арт. 7711 выпускаются в двух исполнениях: нормально закрыт NC, нормально открыт NO. Термопривод арт. 7711, оборудованный дополнительным ручным приводом, выпускается в нормально закрытом NC исполнении.

Термопривод
арт.7711
230V или 24V
NC или NO

Управляющее напряжение 0…10 V преобразуется в пропорциональное движение шпинделя.

Термопривод арт.7711…
24V
0…10V / 10…0V
NC или NO

Электромоторные приводы бывают поворотные или седельные с поступательным перемещением штока. Применяют также универсальные приводы, комплектующиеся определенными регулирующими клапанами. Например, привод арт. 1771211 в комплекте с регулирующим трехходовым клапаном арт. 14037... дает возможность выбора формы пропускной характеристики клапана (линейной или равнопроцентной) с помощью переключателя 1 передаточного механизма сервопривода.



Электропривод арт.1771211
в комбинации с трехходовым
клапаном арт. 14037...

Элемент 2 позволяет осуществлять ручное управление положением штока клапана. По индикатору 3 визуально можно определить положение штока регулирующего трехходового клапана арт. 14037...

3. Регулирующие органы водяных систем теплопотребления

3.1 Основные характеристики регулирующих органов

Регулирующий орган (РО) представляет собой переменное гидравлическое сопротивление в виде шибера, клапана, поворотной заслонки и др. В таких устройствах изменение гидравлического сопротивления $\Delta P_{p.o.}$ и пропускной способности k_v происходит за счет изменения проходного сечения в зависимости от линейного h или углового хода α подвижной части затвора, состоящего из седла и плунжера (рис. 3.1).

Пропускная способность k_v, м³/ч регулирующего органа соответствует расходу воды через РО под действием разности давлений 0,1 МПа. При максимальном ходе *(условном ходе)* штока h_s (или α_s) величина k_v является максимальной и носит название условной пропускной способности k_{vs}. В безразмерном виде относительная пропускная способность k_v/k_{vs} в зависимости от степени открытия h/h_s (или α/α_s) называется пропускной характеристикой РО. Основной регулировочной характеристикой РО является форма его пропускной характеристики, которая в основном зависит от конструкции седла и плунжера. Форма пропускной характеристики клапана может быть линейной, равнопроцентной, нелинейной (рис. 3.1) и др.

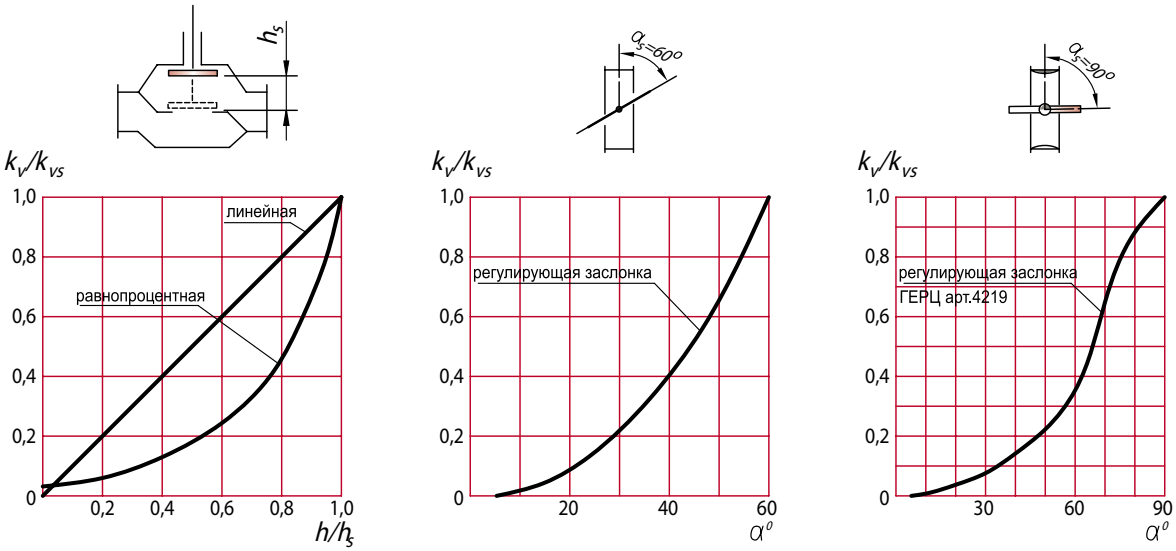


Рис. 3.1. Пропускные характеристики регулирующих органов

Применяются различные конструкции РО. На рис. 3.2 показаны схемы наиболее распространенных типов РО. Поворотные заслонки и шаровые РО имеют нелинейную пропускную характеристику в диапазоне угла поворота $0^0<\alpha\leq60^0$. В диапазоне угла поворота от 60^0 до полного открытия 90^0 они, как правило, не производят регулирующего воздействия. Поэтому при наладке исполнительного механизма необходимо согласовать полный ход исполнительного механизма с рабочим ходом РО.

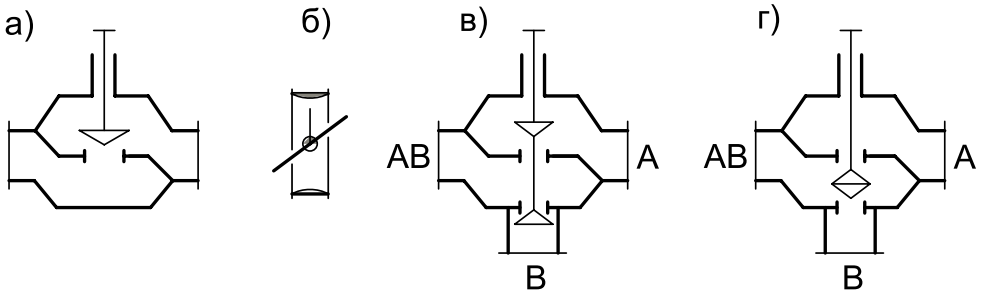


Рис. 3.2. Типы регулирующих органов
а) двухходовой (проходной) седельный регулирующий орган;
б) заслонка поворотная;
в), г) трехходовой регулирующий орган.

Специальные заслонки, например, ГЕРЦ арт. 4219 (рис. 3.1), могут иметь пропускную характеристику, близкую к равнопроцентной в полном диапазоне угла поворота заслонки.

Равнопроцентная характеристика наиболее универсальна, так как в условиях разветвленной трубопроводной сети и переменного перепада давлений обеспечивает практически линейную расходную характеристику регулирующего органа при значительно более низком расчетном значении $P_{р.о.}$, чем при линейной пропускной характеристике.

Линейная характеристика удобна при необходимости в применении регулирующих органов с высоким значением расчетного сопротивления $\Delta P_{р.о}$.

В РО изменение гидравлического сопротивления происходит за счет изменения проходного сечения, т.е. путем дросселирования регулируемой среды с целью изменения ее расхода на регулируемом участке.

Регулируемым участком является та часть трубопровода с оборудованием, на которую оказывает влияние работа РО. Перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$ сохраняется постоянным в процессе регулирования и расходуется на преодоление сопротивления потребителя $\Delta P_{потр.}$ (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) и на сопротивление регулирующего органа $\Delta P_{р.о.}$ На рис. 3.3 схематично показан регулируемый участок с двухходовым РО.

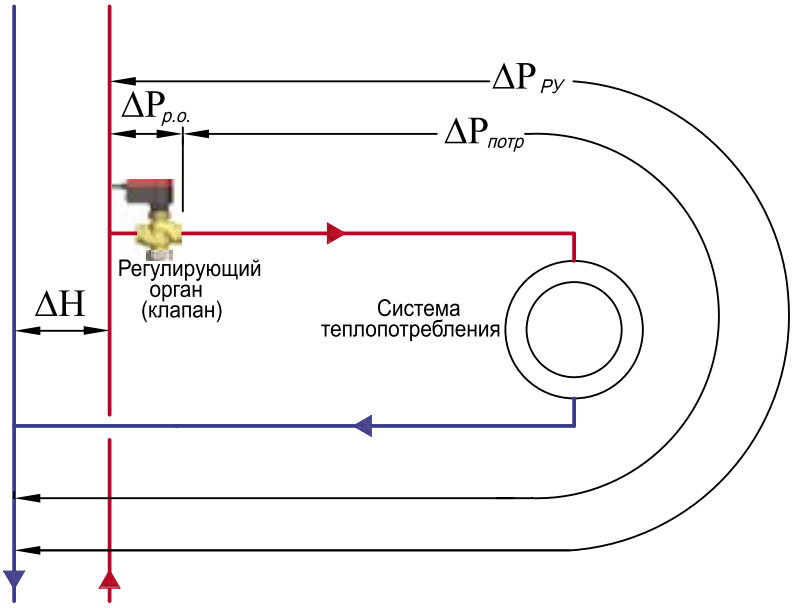


Рис. 3.3. Регулируемый участок с двухходовым РО.

Гидравлический расчет регулируемого участка выполняется на расчетный расход теплоносителя G_{max} при полном открытии РО, сопротивление которого при этом составляет $(\Delta P_{р.о.})_{min}$. Регулируемый участок характеризуют *авторитетом клапана* a_v или *модулем* n_v. Значения a_v и n_v, а также соотношение между ними, вычисляются по выражениям:

$$n_V = \frac{\Delta P_{потр}}{(\Delta P_{р.о.})_{min}}; \quad a_V = \frac{(\Delta P_{р.о.})_{min}}{(\Delta P_{р.о.})_{min} + \Delta P_{потр}}; \quad a_V = \frac{1}{1+n_V}; \quad n_V = \frac{1}{a_V} - 1. \qquad (3.2)$$

Одной из основных регулировочных характеристик регулируемого участка является *форма расходной характеристики* РО при различных значениях авторитета клапана a_v (или модуля n_v). Для обеспечения надежной работы системы автоматического регулирования в пределах всего диапазона рабочего хода штока РО необходимо, чтобы форма расходной характеристики РО для проектируемого регулируемого участка была линейной или близкой к линейной.

На рис.3.4 и 3.5 приведены расходные характеристики РО, расчет которых выполнен при различных значениях n_v и a_v для РО с линейной и равнопроцентной пропускными характеристиками, а на рис. 3.6 и 3.7 – для регулирующей поворотной заслонки и запорно-регулирующей заслонки ГЕРЦ 4219. Расчет расходных характеристик выполнялся для условия постоянного перепада давления в системе теплопотребления.

Формы расходных характеристик, близ-

ких к линейной, на рисунках выделены заштрихованной областью, в которой обеспечивается надежная работа системы автоматического регулирования в пределах всего диапазона рабочего хода штока РО.

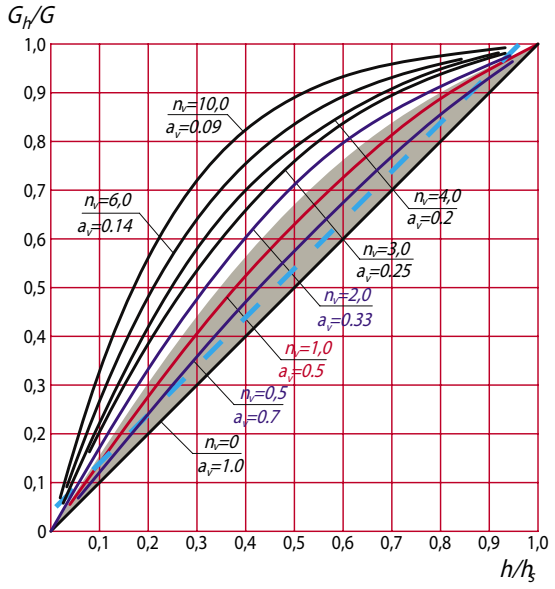


Рис. 3.4. Расходные характеристики РО с линейной пропускной характеристикой.

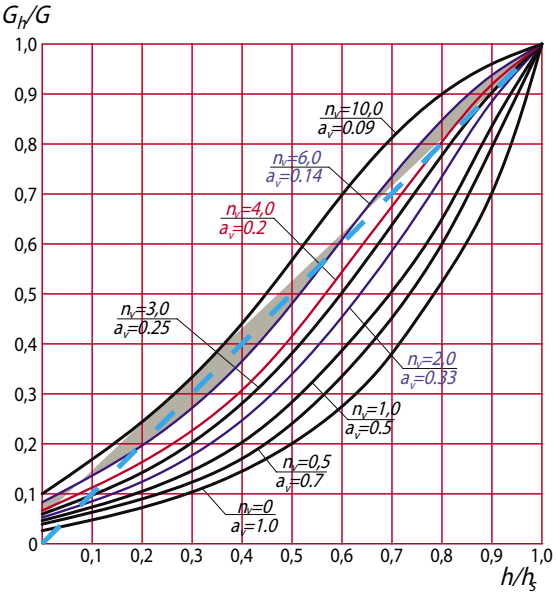


Рис. 3.5. Расходные характеристики РО с равнопроцентной пропускной характеристикой.

Регулирующие клапаны с равнопроцентной пропускной характеристикой применяют для регулирования теплоотдачи различных теплообменников. В этом случае расходная характеристика является наиболее благоприятной для регулирования, так как при относительно небольшой потере давления в РО достигается эффективное регулирующее воздействие на регулируемый параметр во всем диапазоне рабочего хода РО.

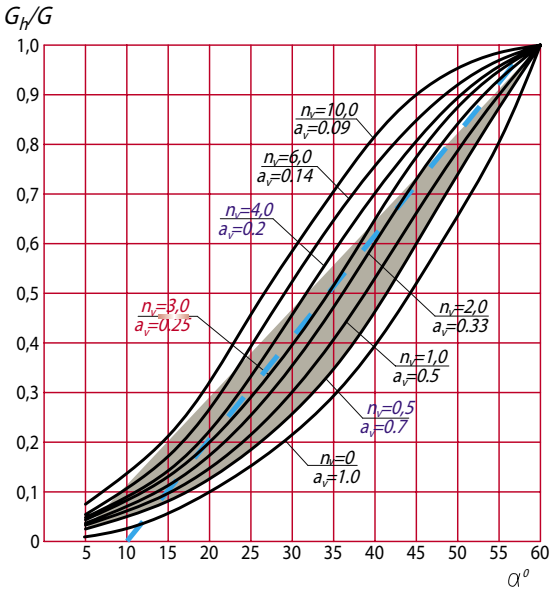


Рис. 3.6. Расходные характеристики поворотной заслонки.

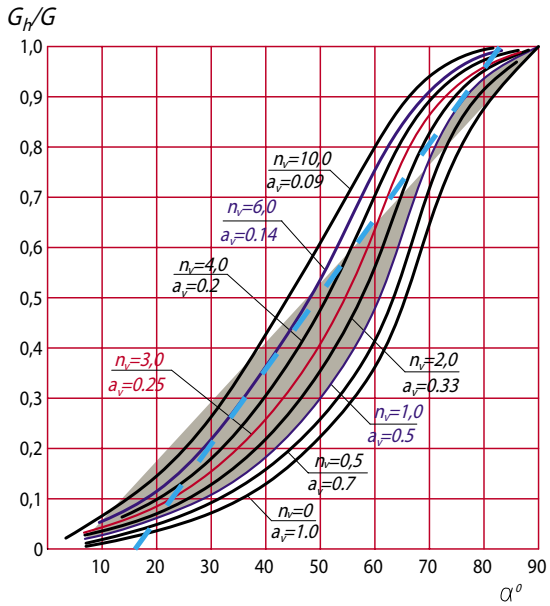


Рис. 3.7. Расходные характеристики запорно-регулирующей заслонки ГЕРЦ 4219

Имеется определенная схожесть форм расходных характеристик запорно-регулирующей заслонки ГЕРЦ 4219 (рис. 3.7) и регулирующего клапана с равнопроцентной пропускной характеристикой (рис.3.5) в диапазоне авторитета $a_v \geq 0{,}25$, $(n_v \leq 3{,}0)$.

Для каждого типа РО можно отметить такой диапазон расходных характеристик, в котором данный тип клапана будет обеспечивать качественное регулирование:

- клапаны с ***линейной пропускной характеристикой*** следует применять, задаваясь авторитетом клапана $\mathbf{a_v>0,4}$ (или модулем n_v <1,5) [1, 2, 8…12, 16];

- клапаны с ***равнопроцентной пропускной характеристикой*** следует применять, задаваясь авторитетом клапана $\mathbf{0.1<a_v<0,3}$ (или модулем $3<n_v<10$) [1, 2, 4, 8…12];

- для промежуточных значений $\mathbf{0,3<a_v<0,4}$ (или модуля $1,5<n_v<3,0$) можно выбрать любую из двух форм пропускной характеристики (линейную или равнопроцентную), так как в этом диапазоне они дают примерно одинаковую нелинейность [1, 2, 8…12];

- ***поворотную заслонку*** целесообразно применять, задаваясь авторитетом клапана $\mathbf{0,2<a_v<0,7}$ (или модулем $0,5<n_v<4,0$);

- ***запорно-регулирующую заслонку ГЕРЦ 4219*** целесообразно применять, задаваясь авторитетом клапана $\mathbf{0,15<a_v<0,5}$ (или модулем $1,0<n_v<6,0$).

Равнопроцентная пропускная характеристика наиболее универсальна, так как в условиях разветвленной трубопроводной сети обеспечивает практически линейную расходную характеристику регулирующего органа при значительно более низком расчетном значении $\Delta P_{p.o.}$, чем при линейной пропускной характеристике.

Линейная пропускная характеристика удобна при необходимости использования регулирующих органов с высоким значением расчетного сопротивления $\Delta P_{p.o}$.

Форму расходной характеристики рекомендуется выбирать по соображениям оптимизации условий автоматического регулирования [2, 11].

Если основными возмущениями являются внутренние возмущения, то желательной является равнопроцентная расходная характеристика. Если основными являются внешние возмущения, то желательной является линейная расходная характеристика.

3.2 Методика подбора двухходовых регулирующих органов

Методика подбора РО (рис. 3.3) зависит от характера исходных данных, которые можно разделить на два вида:

Первый вид исходных данных

Задаются исходные данные:

– расчетные расходы,

– перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$,

– сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$ (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой).

На основании указанных исходных данных следует:

– определить требуемое сопротивление регулирующего органа $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$,

– выбрать тип и типоразмер РО.

Второй вид исходных данных

Задаются исходные данные:

– расчетные расходы,

– сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$ (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой).

На основании указанных исходных данных следует определить:

– выбрать тип и типоразмер РО,

– определить сопротивление регулирующего органа $(\Delta P_{р.о.})_{min}$,

– определить расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$.

3.2.1 Методика подбора двухходовых регулирующих органов для первого вида исходных данных

Для первого *вида исходных данных* подбор двухходового РО производится в следующей последовательности.

Необходимые исходные данные:

– максимальный (или расчетный) расход воды через двухходовой РО G_{max}, кг/ч;

– перепад давления на регулируемом участке $P_{РУ}$, Па;

– сопротивление потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$ Па;

– абсолютное давление перед РО P_1, МПа;

– температура воды перед РО T_1, К;

– абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;

– плотность воды ρ, кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.

Таблица 3.1

Абсолютное давление насыщенного пара

Температура теплоносителя Т, ^{0}C	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
$P_н$, МПа	0,101	0,121	0,143	0,169	0,198	0,231	0,271	0,314	0,362	0,417	0,485

Таблица 3.2

Плотность воды на линии насыщения

Температура теплоносителя Т, ^{0}C	0	20	40	50	60	70	80	90	100	120	150
ρ , кг/м^3	1000	998	992	988	983	978	972	965	958	943	917

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ} - \Delta P_{потр.} \quad (3.2)$$

Требуемое значение авторитета клапана $a_{v\ ТРЕБ}$ определяется по выражению:

$$a_{V\,ТРЕБ} = \frac{(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}{(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} + \Delta P_{потр}}; \quad (3.3)$$

В соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, по значению $a_{v\ ТРЕБ}$ выбирается тип РО и требуемая форма его пропускной характеристики.

Требуемая расчетная условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяется по выражению:

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 \quad (3.4)$$

С использованием технических каталогов следует принять к установке такой типоразмер РО, значение условной пропускной способности которого k_{vs}, м^3/ч соответствует условию

$$k_{vs} = (0{,}9...1{,}0)\ \ k_{vs\,ТРЕБ} \quad (3.5)$$

Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению:

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1\ \ \left(\frac{G_{max}}{k_{vs}}\right)^2 \quad (3.6)$$

Принятый к установке РО следует проверить на возникновение кавитации при температуре теплоносителя более 100^{0}С.

Определяется перепад давления на РО $\Delta P_к$, Па, при котором возникает кавитация, по выражению:

$$\Delta P_к = K_к\left(P_1 - P_H\right)10^6 \quad (3.7)$$

где $K_к$ – коэффициент начала кавитации.

Следует выбирать РО с более высокими значениями коэффициента начала кавитации $K_к$, ориентируясь по каталогам арматуры или из таблицы 3.3.

Таблица 3.3

Тип РО	Коэффициент начала кавитации $K_к$	Примечания
Шиберный	0,65	
Односедельный клапан	0,60	
Двухседельный клапан	0,51	
Шаровой	0,68	
Заслоночный	0,36	При угле поворота α=60^0

Выбор типоразмера РО завершен, если в результате выполненных расчетов соблюдается неравенство $\Delta P_{р.о.} < \Delta P_к$.

При необходимости, на регулируемом участке после потребителя теплоты

устанавливается дроссельная шайба или балансовый вентиль, предназначенный для погашение перепада давления $\Delta P_ш$, Па , вычисляемого по выражению:

$$\Delta P_ш = \Delta P_{РУ} - \Delta P_{потр.} - \Delta P_{р.о.} \qquad (3.8)$$

3.2.2 Методика подбора двухходовых регулирующих органов для второго вида исходных данных

Для *второго вида исходных данных* подбор двухходового РО производится в следующей последовательности.

Необходимые исходные данные:

- максимальный (или расчетный) расход воды через двухходовой РО G_{max}, кг/ч;
- потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$, Па;
- абсолютное давление перед РО P_1, МПа;
- температура воды перед РО T_1, К;
- абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;
- плотность воды ρ , кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.

Следует принять к установке тип РО, а затем, в соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, выбрать форму его пропускной характеристики (линейную, равнопроцентную или какую-либо иную).

В соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, следует задаться значением авторитета клапана $a_{v\ ТРЕБ}$.

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$ Па вычисляется по выражению:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{V\ ТРЕБ}} - 1} \qquad (3.9)$$

Дальнейшие расчеты и подбор РО выполняется по (3.4)… (3.7).

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} \qquad (3.10)$$

3.3 Методика подбора трехходовых регулирующих органов

Трехходовой РО применяется для разделения или смешивания регулируемых потоков теплоносителей.

Разделение потоков используется в схеме с байпасом. Регулирование расхода воды для потребителя осуществляется путем перераспределения постоянного расхода воды от источника теплоты между потребителем и байпасной линией (замыкающим участком).

При автоматическом смешивании потоков осуществляется качественное регулирование, а именно, изменение температуры теплоносителя при постоянном его расходе. В настоящей методике предусматривается смесительный насос, устанавливаемый на подмешивающем или циркуляционном трубопроводе.

3.3.1 Методика подбора трехходового регулирующего органа для схемы с байпасом (при разделении потоков)

В схеме с байпасом, показанной на рис. 3.8, трехходовой РО разделяет общий поток по двум параллельным регулируемым участкам, которые соединяются между собой в двух узлах: в узле разделения потоков и в узле смешивания потоков. Между этими узлами перепад давления остается постоянным в процессе регулирования.

Общий поток $G_{общ.}$ разделяется на поток через потребителя G_1 и на поток через байпас G_2 . Данная схема является вариантом схемы дроссельного регулирования. Поэтому расчет производится по аналогии с методикой, изложенной в разделе 3.2.1.

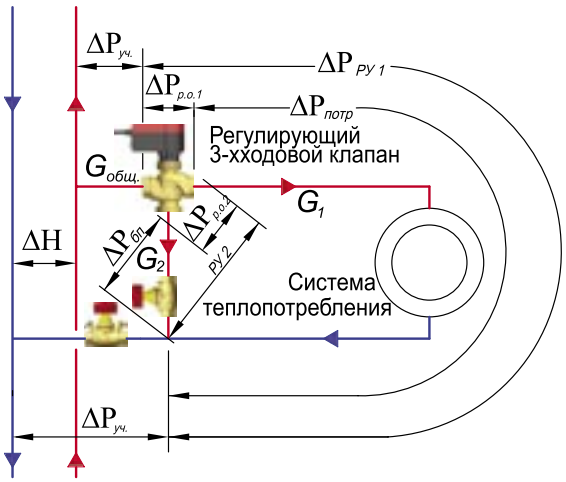


Рис. 3.8. Регулируемые участки, разделяемые трехходовым РО.

Исходными данными, необходимыми для подбора трехходового регулирующего

органа (РО) являются:

- расчетный (максимальный) расход теплоносителя для потребителя (например, теплообменника) G_{1max}, кг/ч принимаем для полностью открытого клапана:

$$G_{1max} = G_{общ};$$

- расчетный (максимальный) расход теплоносителя через байпас G_{2max}, кг/ч принимаем

$$G_{2max} = G_{общ};$$

- потери давления потребителя (например, теплообменника или калорифера с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$, Па;
- перепад давления на вводе ΔH, Па ;
- абсолютное давление перед РО P_1,МПа;
- температура воды перед РО T_1, К;
- абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;
- плотность воды ρ , кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.

Подбор оборудования и расчеты выполняются следующим образом.

Следует выбрать тип РО, а затем, в соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, выбрать форму его пропускной характеристики (линейную, равнопроцентную или какую-либо иную).

В соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, следует задаться значением авторитета клапана $a_{v\ ТРЕБ}$.

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(P_{р.о.1ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению:

$$(\Delta P_{р.о.1ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{V\ ТРЕБ}} - 1} \qquad (3.11)$$

Требуемая расчетная условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяется по выражению:

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{1max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.1\,ТРЕБ})_{min}}} 10^2 \qquad (3.12)$$

С использованием технических каталогов следует принять к установке типоразмер РО с соответствующим значением условной пропускной способности k_{vs} , м^3/ч.

Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.1}$, Па вычисляется по выражению:

$$\Delta P_{р.о.1} = 0{,}1 \left(\frac{G_{1max}}{k_{vs}} \right)^2 \qquad (3.13)$$

Расчетное значение потерь давления на регулируемом участке определяется по выражению:

$$\Delta P_{РУ1} = \Delta P_{РО1} + \Delta P_{потр} \qquad (3.14)$$

Требуемые суммарные потери давления на подводящих теплопроводах $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$, Па вычисляются по выражению:

$$\sum(\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ} = \Delta H - \Delta P_{РУ1} \qquad (3.15)$$

Полученное значение $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$ используется для подбора балансового вентиля, устанавливаемого на подающем (или обратном) подводящем трубопроводе, и потерь давления балансового вентиля.

Расчетный перепад давления на РО по потоку через байпас $\Delta P_{р.о.2}$, Па вычисляется по выражению:

$$\Delta P_{р.о.2} = 0{,}1 \left(\frac{G_{2max}}{k_{vs}} \right)^2 \qquad (3.16)$$

Расчетные потери давления на регулируемом участке байпаса принимаются равными

$$\Delta P_{РУ2} = \Delta P_{РУ1} \qquad (3.17)$$

Требуемая потеря давления трубопровода байпаса и установленного на нем балансового вентиля равна

$$\Delta P_{бп.} = \Delta P_{РУ2} - \Delta P_{р.о.2} \qquad (3.18)$$

Полученное требуемое значение $\Delta P_{бп.}$ используется для подбора балансового вентиля, устанавливаемого на байпасе, и потерь давления балансового вентиля.

3.3.2 Методика подбора трехходового регулирующего органа для узла смешения

В схеме узла смешения с трехходовым РО в двух вариантах его установки, которая показана на рис. 3.9, предусматривается смесительный насос, устанавливаемый на подмешивающем или циркуляционном трубопроводе. Он предназначен для поддержания постоянного циркуляционного потока через объект регулирования (систему отопления или теплообменник).

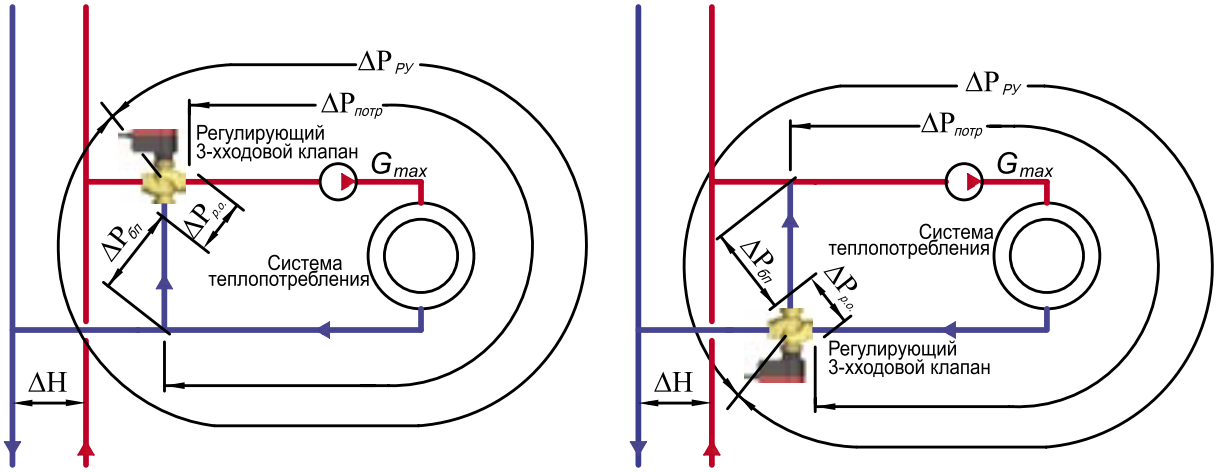


Рис. 3.9. Расчетная схема узла смешения с трехходовым регулирующим органом в двух вариантах его установки

Автоматическое качественное регулирование температуры теплоносителя осуществляется за счет изменения пропорций смешиваемых потоков сетевой и обратной воды с помощью трехходового РО.

В крайнем положении штока трехходовой РО перекрывает сетевую воду, и общий циркуляционный поток проходит через полностью открытый клапан подмешивающего трубопровода. Данная гидравлическая схема циркуляционного кольца является расчетной в методике подбора трехходового РО для узла смешения. В этом случае данное циркуляционное кольцо является расчетным регулируемым участком. Потери давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$ соответствуют циркуляционному давлению, создаваемому смесительным насосом $P_н$.

Необходимые исходные данные:

- максимальный (или расчетный) расход воды для потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;
- потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$,Па;
- потери давления в подмешивающем трубопроводе (трубопроводы и запорная арматура) при расчетном расходе (G_{max}) $\Delta P_{бп.}$, Па;
- абсолютное давление перед РО P_1, МПа;
- температура воды перед РО T_1, К;
- абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;
- плотность воды ρ , кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.

Следует выбрать тип РО в соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, выбрать форму его пропускной характеристики (линейную или равнопроцентную).

В соответствии с условиями, изложенными в разделе 3.1, следует задаться значением авторитета клапана $a_{vТРЕБ}$. Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} \qquad (3.19)$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяется по выражению:

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 \qquad (3.20)$$

С использованием технических каталогов следует принять к установке такой типоразмер РО, значение условной пропускной способности которого k_{vs}, м^3/ч соответствует условию

$$k_{vs} = (0{,}7...1{,}3)\ \ k_{vs\,ТРЕБ} \qquad (3.21)$$

Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению:

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \left(\frac{G_{max}}{k_{vs}} \right)^2 \qquad (3.22)$$

Принятый к установке РО следует проверить на возникновение кавитации при температуре теплоносителя более 100^{0}С.

Определяется перепад давления на РО $\Delta P_к$, Па, при котором возникает кавитация, по выражению:

$$\Delta P_к = K_к \left(P_1 - P_H\right) 10^6 \qquad (3.23)$$

где $K_к$ – коэффициент начала кавитации.

Следует выбирать РО с более высоким значением коэффициента начала кавитации $K_к$, ориентируясь по каталогам арматуры или из таблицы 3.3.

Выбор типоразмера РО завершен, если в результате выполненных расчетов соблюдается неравенство $\Delta P_{р.о.} < \Delta P_к$.

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} \qquad (3.24)$$

Циркуляционный напор проектируемого насоса $P_Н$ должен составлять

$$(0{,}95...\ 1{,}10)\ \Delta P_{РУ.} \qquad (3.25)$$

Вышеприведенная методика подбора может быть упрощена путем внесения следующих упрощающих обстоятельств:

- принимается к установке трехходовой РО с линейной пропускной характеристикой;
- суммарные потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) и потери давления в подмешивающем трубопроводе (трубопроводы и запорная арматура) при расчетном расходе G_{max} составляют

$$(\Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп.}) \le 25000 \text{ Па}$$

При данных упрощающих обстоятельствах методика подбора трехходового РО выполняется в следующей последовательности.

Типоразмер РО трехходового клапана выбирается по его условной пропускной способности k_{vs}, м^3/ч , требуемое значение которой определяется на основании соотношения

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{(2G_{max}...3G_{max})}{1000} \qquad (3.26)$$

Расчетная потеря давления трехходового клапана $\Delta P_{р.о}$, Па определяется по формуле

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \left(\frac{G_{max}}{k_{vs}} \right)^2 \qquad (3.27)$$

Дальнейшие расчеты выполняются по (3.23), (3.24), (3.25).

3.4 Методика подбора двухходового регулирующего органа для узла смешения

Узлы смешения с двухходовым регулирующим органом применяют для автоматизации различных систем теплопотребления.

При автоматическом смешивании потоков осуществляется качественное регулирование, а именно, изменение температуры теплоносителя в системе теплопотребления при постоянном его расходе. В данной схеме предусматривается смесительный насос, устанавливаемый на подмешивающем или циркуляционном трубопроводе. Он предназначен для поддержания постоянного циркуляционного потока через объект регулирования (систему отопления или теплообменник).

Гидравлика такого узла является достаточно сложной, особенно в процессе автоматического регулирования. В данном случае невозможно ограничиться методикой подбора только одного элемента узла смешения – двухходового клапана. Необходимо увязать его подбор с подбором гидравлических характеристик смесительного насоса, который может быть установлен на перемычке или на магистральном теплопроводе системы теплопотребления. Поэтому рассмотрим раздельно методику подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке и методику подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе.

3.4.1 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке

На рис. 3.10.а. показана расчетная схема узла смешения со смесительным насосом на перемычке. Такой узел смешения применяется при зависимом подключении системы отопления к тепловым сетям. Смесительный насос на перемычке не изменяет гидравлического режима тепловых сетей, поэтому такая схема применяется для теплоснабжения, например, от местной или коммунальной котельной.

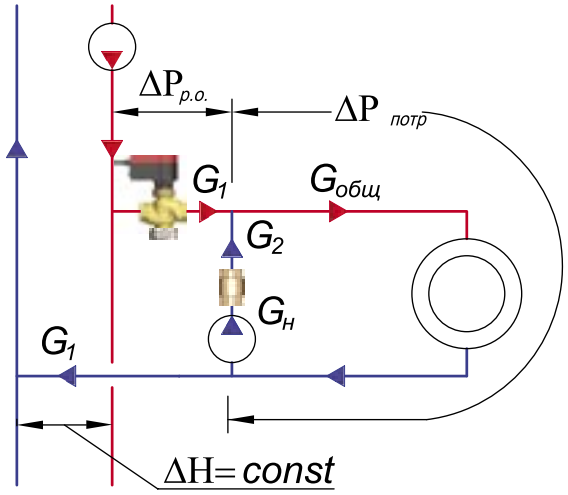


Рис. 3.10.а. Расчетная схема узла смешения со смесительным насосом на перемычке

Расчетные значения смешиваемых потоков $G_1+G_2=G_{общ}$ определяются, как правило, на основании задаваемых расчетных параметров теплоносителей и коэффициента смешения $u=G_2/G_1$.

Для обоснованного выбора регулирующего органа и смесительного насоса выполним анализ гидравлического режима узла смешения в зависимости от задаваемых исходных условий.

Первый вариант исходных условий:

- перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H=const$,
- тип смесительного насоса – с постоянной скоростью вращения ротора,
- подача смесительного насоса $G_н=G_2$,
- расчетный расход теплоносителя в системе теплопотребления $G_{общ}$,
- расчетные потери давления в системе теплопотребления $\Delta P_{потр}$,
- расчетные потери давления регулирующего органа $\Delta P_{р.о.}$ – при полном его открытии.

График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для первого варианта исходных условий показан на рис. 3.10.б.

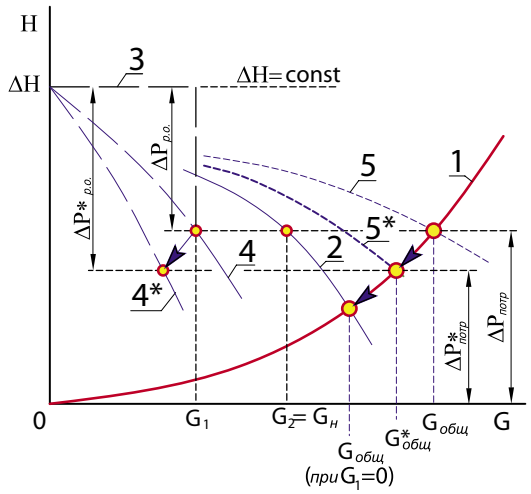


Рис. 3.10.б. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для первого варианта исходных условий

1 – характеристика системы теплопотребления;

2 – характеристика насоса;

3 – характеристика ввода «до РО»;

4 - характеристика ввода «после РО» при полном открытии РО;

4* - характеристика ввода «после РО» при частичном закрытии РО;

5 – суммарная насосная характеристика при полном открытии РО;

5* – суммарная насосная характеристика при частичном закрытии РО.

На пересечении характеристики системы теплопотребления 1 и расчетной суммарной насосной характеристика 5 (при полном открытии РО) находится расчетная рабочая точка системы теплопотребления. В этом случае обеспечиваются требуемые расчетные параметры системы $G_{общ}$ и $\Delta P_{потр}$.

В процессе автоматического регулирования температуры подающего теплоносителя происходит частичное закрывание РО. В этом случае суммарная насосная характеристика приобретает вид 5* и параметры системы значительно снижаются относительно требуемых, приобретая значения соответственно $G^*_{общ}$ и $\Delta P^*_{потр}$.

При полном закрытии РО, что имеет место при программируемом снижении теплопотребления в нерабочие дни, суммарная насосная характеристика совмещается с насосной характеристикой 2, а расход теплоносителя в системе снижается до минимального значения.

Описанный характер гидравлического режима, сопровождающего автоматическое регулирование, не удовлетворяет требований к проектному решению. Поэтому первый вариант исходных условий не должен приниматься к решению проектируемых узлов смешения.

Второй вариант исходных условий:

- перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H=const$,
- тип смесительного насоса – с постоянной скоростью вращения ротора,
- подача смесительного насоса $G_н=G_{общ}$,
- расчетный расход теплоносителя в системе теплопотребления $G_{общ}$,
- расчетные потери давления в системе теплопотребления $\Delta P_{потр}$,
- расчетные потери давления регулирующего органа $\Delta P_{р.о.}$ – при полном его открытии.

График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для второго варианта исходных условий показан на рис. 3.10.в.

Смесительный насос подбирается на расчетные параметры системы теплопотребления $G_н=G_{общ}$ и $P_н=\Delta P_{потр}$. При таких исходных условиях суммарная расчетная насосная характеристика 5 будет превышать требуемую. Гидравлические характеристики системы будут выше требуемых расчетных $G^{**}_{общ}>G_н$ и $\Delta P^{**}_{потр}>P_н$ (при полном открытии РО).

При частичном закрывании РО суммарная насосная характеристика приобретает вид 5* и параметры системы приближаются к требуемым, а при полном закрытии РО суммарная насосная характеристика совмещается с насосной характеристикой 2, обеспечивая только в этом случае требуемый расчетный расход теплоносителя в системе.

Описанный гидравлический режим имеет, по сравнению с предыдущим, более благоприятный характер работы для системы теплопотребления, хотя и приводит к завышенному расходу теплоносителя. При анализе графических характеристик, в частности насосных характеристик 2 и 5, можно сделать следующий вывод: чем более пологой является насосная характеристика 2, тем ближе гидравлический режим узла смешения к требуемым расчетным условиям.

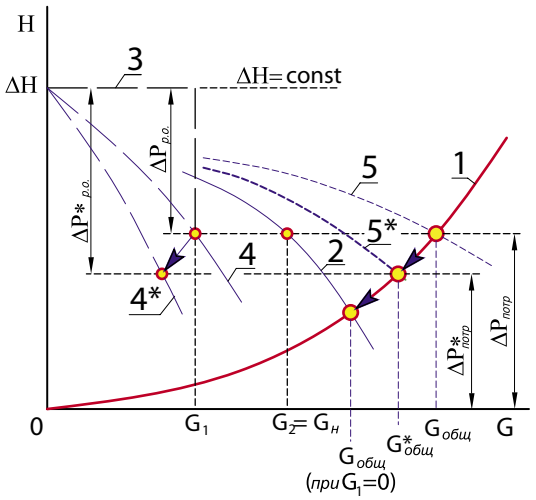


Рис.3.10.в. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для второго варианта исходных условий

1 – характеристика системы теплопотребления;
2 – характеристика насоса;
3 – характеристика ввода «до РО»;
4 - характеристика ввода «после РО» при полном открытии РО;
4* - характеристика ввода «после РО» при частичном закрытии РО;
5 – суммарная насосная характеристика при полном открытии РО;
5* – суммарная насосная характеристика при частичном закрытии РО.

Таким образом, *второй вариант исходных условий* может приниматься к решению проектируемых узлов смешения при использовании смесительного насоса с пологой характеристикой. Соответственно, оптимальный результат достигается при использовании насоса с горизонтальной характеристикой, а именно, насоса с электронным управлением скорости вращения ротора. На этом построен третий вариант исходных условий для подбора оборудования узла смешения.

Третий вариант исходных условий:
- перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H=const$,
- тип смесительного насоса – с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе,
- подача смесительного насоса $G_н=G_{общ}$,
- расчетный расход теплоносителя в системе теплопотребления $G_{общ}$,
- расчетные потери давления в системе теплопотребления $\Delta P_{потр}$,
- расчетные потери давления регулирующего органа $\Delta P_{р.о.}$ – при полном его открытии.

График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для второго варианта исходных условий показан на рис. 3.10.г.

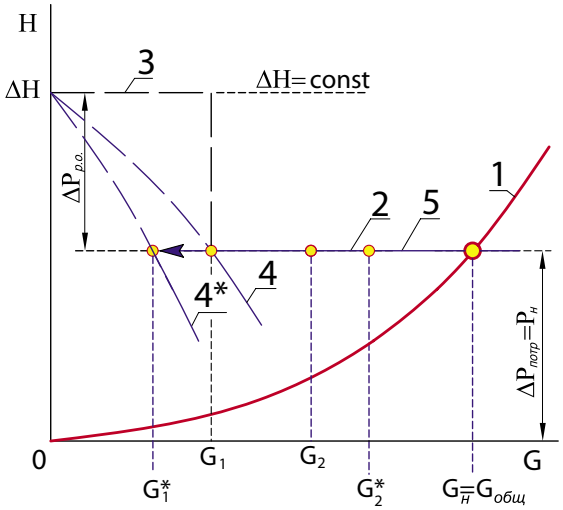


Рис.3.10.г. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для третьего варианта исходных условий

1 – характеристика системы теплопотребления;
2 – характеристика насоса с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе;
3 – характеристика ввода «до РО»;
4 - характеристика ввода «после РО» при полном открытии РО;
4* - характеристика ввода «после РО» при частичном закрытии РО;
5 – суммарная насосная характеристика при полном открытии РО.

Смесительный насос подбирается на расчетные параметры системы теплопотребления $G_н=G_{общ}$ и $P_н=\Delta P_{потр}$.

Суммарная расчетная насосная характеристика 5 совпадает с требуемой насосной характеристикой 2 и соответствует суммарным насосным характеристикам при любой степени открытия РО.

Гидравлические характеристики системы будут соответствовать требуемым параметрам $G_{общ}$ и $\Delta P_{потр}$ при любой степени открытия РО. Например, при полном открытии РО общий расход равен $G_{общ}=G_1+G_2$ (рис.3.10.г). При любом другом положении РО общий расход не изменяется, например, при положении 4* общий расход равен $G_{общ}=G^*_1+G^*_2$ (рис.3.10.г).

Описанный гидравлический режим, по сравнению с предыдущими, обеспечивает требуемые характеристики узла смешения в

процессе автоматического регулирования.

Таким образом, *третий вариант исходных условий* может приниматься к решению проектируемых узлов смешения как наиболее приемлемый.

Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке предлагается в следующей последовательности:

1. Исходными данными принимаются характеристики системы теплопотребления $G_{общ}$ и $\Delta P_{потр}$.

2. Расчетные значения расходов смешиваемых теплоносителей G_1 и G_2 рассчитываются на основании расчетных температур теплоносителей на вводе, расчетных температур системы теплопотребления, а также расчетного коэффициента смешения

$$u = G_2/G_1 \qquad (3.28)$$

3. В качестве смесительного насоса, устанавливаемого на перемычке, принимается насос с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе, либо насос с пологой характеристикой.

4. Смесительный насос подбирается на следующие расчетные параметры системы теплопотребления:

$$G_н = G_{общ} \quad и \quad P_н = \Delta P_{потр}\,. \qquad (3.29)$$

5. К установке подбирается РО с *линейной пропускной характеристикой.*

6. Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО принимается равным

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = (0{,}8 \times \Delta P_{потр}). \qquad (3.30)$$

7. Расчетный максимальный расход теплоносителя через РО при полном его открытии принимается равным

$$G_{max} = G_1. \qquad (3.31)$$

8. Дальнейшие расчеты и подбор РО выполняется по формулам (3.4)… (3.7).

9. Требуемый расчетный перепад давления на вводе ΔH определяется по выражению:

$$\Delta H = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} \qquad (3.32)$$

10. При необходимости, например, при изначально задаваемом в исходных условиях значении ΔН подбирается дополнительное оборудование – балансовые клапаны или регулятор перепада давления.

3.4.2 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе

Следует раздельно рассматривать две структурно подобные, но гидравлически принципиально различные схемы узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе.

Первая схема узла смешения, показана на рис. 3.11. Циркуляция теплоносителей происходит под действием двух насосных устройств:

- насоса системы теплоснабжения (тепловых сетей), создающего перепад давлений на вводе узла смешения;
- насоса смесительного, установленного на магистральном теплопроводе, который совмещает в себе функции смесительного и циркуляционного насоса.

Схема узла на рис. 3.11 показана в трех различных вариантах взаиморасположения оборудования, но с точки зрения методики подбора оборудования все три схемы являются равнозначными.

Такая схема узла смешения применяется при зависимом присоединении системы теплопотребления к местным или центральным тепловым сетям, а также для присоединения калориферов приточных вентсистем к системе теплоснабжения калориферов и др. Необходимо устанавливать обратный клапан на перемычке.

Следует учитывать, что в данной схеме, в отличие от схемы рис.3.10.а, имеет место воздействие смесительного насоса на гидравлический режим системы теплоснабжения. С целью уменьшения этого влияния желательно применять РО с достаточно высоким расчетным сопротивлением $\Delta P_{р.о.}$ (при полном его открытии), то есть с *линейной пропускной характеристикой*.

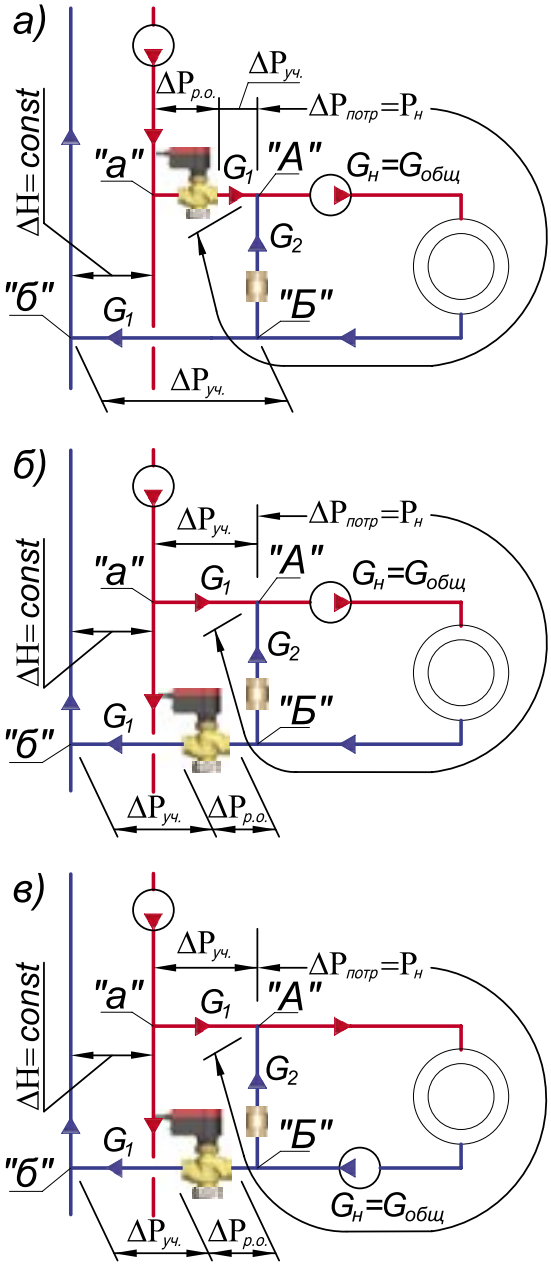


Рис.3.11. Расчетная первая схема узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления

Методика подбора оборудования для *первой схемы узла* смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе (рис. 3.11) предлагается в следующей последовательности:

1. Исходными данными принимаются характеристики системы теплопотребления $G_{общ}$ и $\Delta P_{потр}$.

2. Расчетные значения расходов смешиваемых теплоносителей G_1 и G_2 рассчитываются на основании расчетных температур теплоносителей на вводе, расчетных температур теплоносителей системы теплопотребления, а также расчетного коэффициента смешения

$$u = G_2/G_1\ ;\ G_1+G_2 = G_{общ} \qquad (3.33)$$

3. Тип смесительного насоса выбирается в зависимости от вида и конструктивных особенностей системы теплопотребления. Смесительный насос подбирается на следующие расчетные параметры системы теплопотребления:

$$G_н = G_{общ} \ \text{ и } \ P_н = \Delta P_{потр}. \qquad (3.34)$$

4. Регулируемый участок состоит в сумме из двух отрезков трубопроводов: подающего – между точкой «А» и точкой присоединения к магистрали «а»; обратного - между точкой «Б» и точкой присоединения к магистрали «б».

Желательно использовать РО с *линейной пропускной характеристикой*. Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО принимается равным

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Sigma\, \Delta P_{уч.}}{\dfrac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} \qquad (3.35)$$

5. Расчетный максимальный расход теплоносителя через РО при полном его открытии принимается равным

$$G_{max} = G_1. \qquad (3.36)$$

6. Дальнейшие расчеты и подбор РО выполняется по формулам (3.4)… (3.7).

7. Требуемый минимальный расчетный перепад давления ΔH на вводе, равный расчетным потерям давления, определяется по выражению:

$$\Delta H = 1{,}1 \times (\Delta P_{р.о.} + \Sigma \Delta P_{уч.}) \qquad (3.37)$$

8. В иных исходных условиях, например, при изначально задаваемом в исходных условиях значении ΔH, подбирается дополнительное оборудование - балансовые клапаны или регулятор перепада давления, сопротивление которых входит в сопротивление участков ввода теплоносителя $\Sigma \Delta P_{уч.}$.

Вторая схема узла смешения, показана на рис. 3.12 и рис. 3.13. Циркуляция теплоносителей происходит под действием только смесительного насоса, установленного на магистральном теплопроводе системы теплопотребления. Для такой схемы узла смешения нет необходимости в установке обратного клапана на перемычке.

На рис. 3.12. показано параллельное присоединение к источнику теплоты некоторого количества систем теплопотребления (на рисунке показаны три системы теплопотребления).

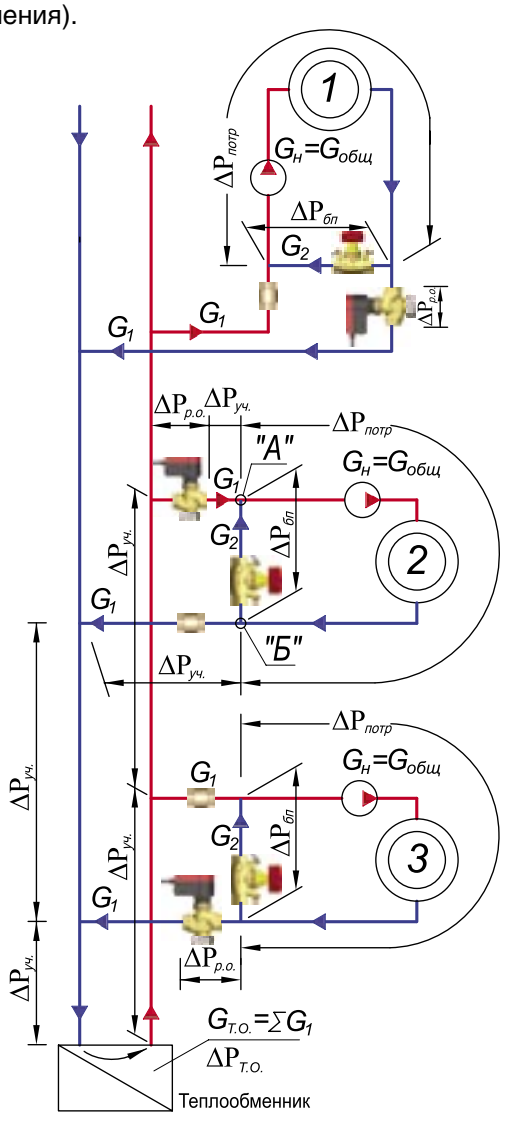


Рис. 3.12. Расчетная вторая схема для узлов смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления (при параллельном присоединении систем теплопотребления к теплообменнику или к газовому котлу)

Чтобы исключить взаимовлияние систем теплопотребления, устанавливается обратный клапан на подающем или обратном трубопроводе ввода. Местоположение обратного клапана следует выбирать из соображений беспрепятственного удаления воздуха из системы. Например, при установке обратного клапана на вертикальном теплопроводе, следует выбирать трубопровод с направлением движения теплоносителя «снизу-вверх».

Расход теплоносителя через источник теплоты непрерывно изменяется в зависимости от режимов автоматического функционирования каждой из систем теплопотребления. Поэтому следует выбирать такие типы водогрейных котлов, для которых изменяющийся в широком диапазоне расход теплоносителя через него не будет причиной неустойчивой работы котла. Для теплообменников переменный расход теплоносителя не является осложняющим фактором.

Для котлов, работающих на пеллетах, древесной щепе, древесных опилках, дровах, кусковом и гранулированном торфе и угле, расход теплоносителя через котел должен иметь определенное и постоянное значение. В этом случае необходимо разделять циркуляционные контуры источника теплоты и систем теплопотребления с помощью гидравлического разделителя, как это показано, например, на рис. 3.13.

При непосредственном присоединении систем теплопотребления к гидравлическому распределителю, установка обратного клапана не требуется (рис. 3.13). Это упрощает выпуск воздуха из системы, а также процесс опорожнения системы.

Кроме того, отсутствие обратного клапана способствует безопасной эксплуатации автоматизированных твердотопливных котлов при внезапном их отключении от электроэнергии. При отключении насосов продолжается частичная циркуляция теплоносителя через систему отопления за счет естественной циркуляции, способствуя тем самым охлаждению в котле горячих углей и раскаленных керамических массивов.

Вторая схема узла смешения, показанная на рис. 3.12 и 3.13, применяется для присоединения систем отопления, систем напольного отопления, низкотемпературных систем теплопотребления и др.

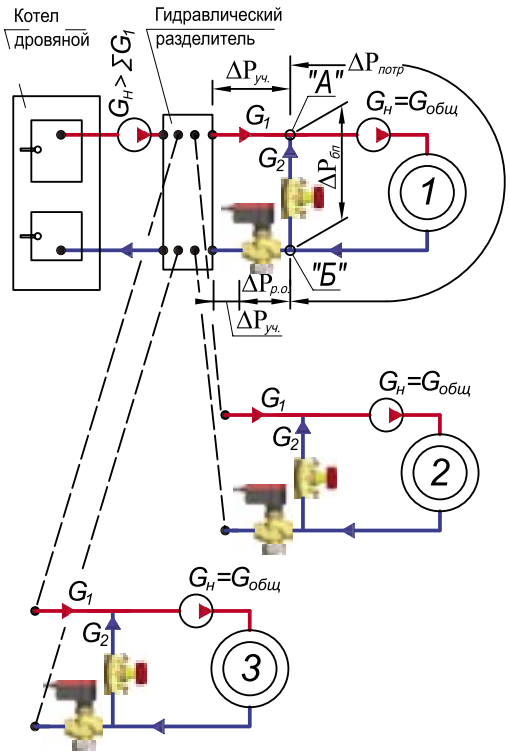


Рис.3.13. Расчетная вторая схема для узлов смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления (при параллельном присоединении систем теплопотребления к гидравлическому разделителю)

Методика подбора оборудования для *второй схемы* узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления

На рис. 3.12 в качестве примера обозначены участки для системы теплопотребления «2».

На рис. 3.13 в качестве примера обозначены участки для системы теплопотребления «1».

Методика подбора оборудования предлагается в следующей последовательности:

1. Исходными данными являются характеристики каждой системы теплопотребления $G_{общ}$ и $\Delta P_{потр}$.(рис. 3.12 и 3.13).

2. Расчетные значения расходов смешиваемых теплоносителей G_1 и G_2 каждой системы теплопотребления рассчитываются на основании расчетных температур теплоносителей на вводе, расчетных температур системы теплопотребления, а также расчетного коэффициента смешения

$$u = G_2/G_1 ; \quad G_1+G_2 = G_{общ} \qquad (3.38)$$

3. К установке следует подбирать РО с равнопроцентной пропускной характеристикой. Поэтому следует задаться требуемым авторитетом клапана в диапазоне

$$0.1<a_{vТРЕБ}<0,3. \qquad (3.39)$$

Рекомендуется изначально задаться значением $a_{vТРЕБ} = 0,2$.

4. Циркуляция через источник теплоты зависит от смесительного насоса и РО, поэтому в состав «регулируемого участка» по схеме рис. 3.12 входит теплообменник и участки от теплообменника до системы «2», а по схеме рис. 3.13 – гидравлический разделитель. Тогда, перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$ составляет:

- для схемы рис.3.12:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Т.О.} + \sum \Delta P_{уч.} \qquad (3.40)$$

где:

$\Sigma\Delta P_{уч.}$ – сумма потерь давления на участках подающего теплопровода от теплообменника до узла “А” системы «2», а также потерь давления на участках обратного теплопровода от узла “Б” системы «2» до теплообменника;

$\Delta P_{Т.О.}$ – потери давления в теплообменнике при расходе теплоносителя через него $G_{Т.О.} = \Sigma G_1$.

- для схемы рис. 3.13:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Г.Р.} + \sum \Delta P_{уч.} \qquad (3.41)$$

где:

$\Sigma\Delta P_{уч.}$ – сумма потерь давления на участках подающего теплопровода от гидравлического разделителя до узла “А” системы «1», а также потерь давления на участках обратного теплопровода от узла “Б” до гидравлического разделителя;

$\Delta P_{Г.Р.}$ – потери давления в гидравлическом разделителе при расходе теплоносителя через него G_1 системы «1».

Тогда, на основании (3.39) и (3.40) требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$,Па вычисляется по выражению:

- для схемы рис. 3.12:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{Т.О.} + \sum \Delta P_{уч.}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} \quad (3.42)$$

- для схемы рис. 3.13:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{Г.Р.} + \sum \Delta P_{уч.}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} \quad (3.43)$$

5. Дальнейшие расчеты, подбор типоразмера РО и определение $\Delta P_{р.о.}$ выполняется по (3.4)…(3.7).

6. Смесительный насос для каждой из систем теплопотребления подбирается на следующие расчетные параметры:

расчетная подача

$$G_н = G_{общ}, \quad (3.44)$$

а расчетный напор

- для схемы рис.3.12:

$$P_н = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Т.О.} + \Sigma \Delta P_{уч.} + \Delta P_{потр} \quad (3.45)$$

- для схемы рис.3.13:

$$P_н = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Г.Р.} + \Sigma \Delta P_{уч.} + \Delta P_{потр} \quad (3.46)$$

Тип смесительного насоса выбирается в зависимости от вида и особенностей системы теплопотребления.

7. Требуемое значение сопротивления байпаса определяется по выражениям:

- для схемы рис.3.12:

$$\Delta P_{бп} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Т.О.} + \Sigma \Delta P_{уч.} \quad (3.47)$$

- для схемы рис.3.13:

$$\Delta P_{бп} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{Г.Р.} + \Sigma \Delta P_{уч.} \quad (3.48)$$

Сопротивление байпаса обеспечивается подбором балансового вентиля с расчетным расходом теплоносителя G_2.

Вышеприведенные в главе 3.4 методики подбора двухходовых РО адаптированы к различным вариантам систем теплоснабжения, так как взаимовлияние гидравлических режимов системы теплоснабжения и присоединяемых к ней систем теплопотребления предопределяют особенность и последовательность соответствующей методики подбора.

Методика выбора трехходового РО, изложенная в разделе 3.3.2, в отличие от вышеприведенной методики подбора двухходового РО, не меняется в зависимости от вида системы теплоснабжения, к которой присоединяются узлы смешения. Однако взаимовлияние гидравлических режимов системы теплоснабжения и присоединяемых к ней систем теплопотребления определяет особенности в выборе исходных данных для расчета, а также в подборе смесительных насосов и балансовых устройств, что нашло отражение в следующей главе.

3.5 Особенности подбора оборудования для систем теплопотребления с трехходовым смесительным регулирующим органом

Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.2.

При автоматическом смешивании потоков теплоносителей G_1 и G_2 с помощью трехходового РО коэффициент смешения может изменяться $u=G_2/G_1$ в полном диапазоне - от нуля до бесконечности.

Смесительный насос может устанавливаться на подмешивающем или циркуляционном трубопроводе. Подбор типа и типоразмера насоса зависит от многих факторов, характер влияния которых в основном совпадает с описанием раздела 3.4. Ввиду этого обстоятельства многие положения настоящей главы не сопровождаются пояснениями.

3.5.1 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке

На рис. 3.14. показана расчетная схема узла смешения со смесительным насосом на перемычке. Такой узел смешения применяется при зависимом подключении системы отопления к тепловым сетям. Смесительный насос на перемычке не изменяет гидравлического режима тепловых сетей, поэтому такая схема применяется для теплоснабжения, например, от местной или коммунальной котельной.

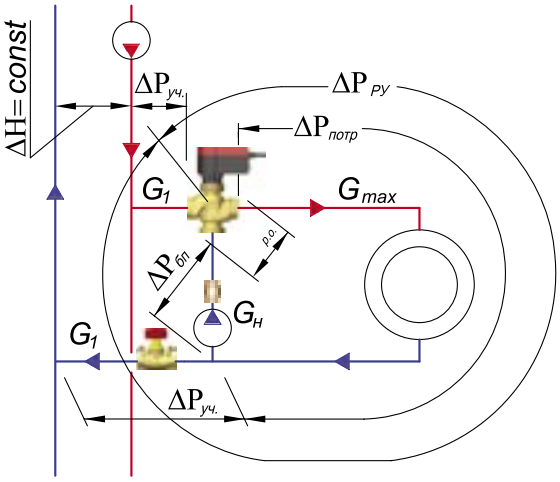


Рис. 3.14. Расчетная схема узла смешения со смесительным насосом на перемычке

Исходные условия:

- максимальный (или расчетный) расход воды для потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;
- потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$, Па;
- потери давления в подмешивающем трубопроводе (трубопроводы и запорная арматура) при расчетном расходе (G_{max}) $\Delta P_{бп.}$, Па;
- абсолютное давление перед РО P_1, МПа;
- температура воды перед РО T_1, К;
- абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;
- плотность воды ρ, кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.
- перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H=const$.

Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на перемычке предлагается в следующей последовательности:

1. Принимаем к установке трехходовой РО с линейной пропускной характеристикой. Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.2. В результате подбора получаем расчетную потерю давления трехходового клапана, Па. В качестве проектного решения следует обозначить, что минимальная степень открытия h/h_s трехходового клапана должна быть ограничена, например, значением $(h/h_s)_{min}=0.2$ с тем, чтобы исключить вариант полного закрытия байпаса и иметь гарантированный минимальный подмес.

2. Принимаем к установке смесительный насос с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе, либо насос с пологой характеристикой. Смесительный насос подбирается на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{max} \quad и \quad P_н = \Delta P_{РУ} \quad (рис.3.14).(3.49)$$

3. Требуемые суммарные потери давления на подводящих теплопроводах $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$, Па вычисляются по выражению:

$$\sum(\Delta P_{уч})_{ТРЕБ} = \Delta H - \Delta P_{потр} - \Delta P_{р.о} \quad (3.50)$$

Полученное значение $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$ используется для подбора балансового вентиля, устанавливаемого на подающем (или обратном) подводящем трубопроводе.

3.5.2 Методика подбора оборудования для узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе

Методика построена, по аналогии с разделом 3.4.2, на анализе двух структурно подобных узлов смешения.

Первая схема узла смешения, показана на рис. 3.15. Циркуляция теплоносителей происходит под действием двух насосных устройств:

- насоса системы теплоснабжения (тепловых сетей), создающего перепад давлений на вводе узла смешения;
- насоса смесительного, установленного на магистральном теплопроводе, который совмещает в себе функции смесительного и циркуляционного насоса.

Схема узла на рис. 3.15 показана в двух различных вариантах взаиморасположения оборудования, но с точки зрения методики подбора оборудования обе схемы являются равнозначными.

Такая схема узла смешения применяется при зависимом присоединении системы теплопотребления к местным или центральным тепловым сетям, а также для присоединения калориферов приточных вентсистем к системе теплоснабжения калориферов и др. Необходимо устанавливать обратный клапан на перемычке.

Следует учитывать, что в данной схеме, в отличие от схемы рис. 3.14, имеет место воздействие смесительного насоса на гидравлический режим системы теплоснабжения. С целью уменьшения этого влияния следует применять РО с достаточно высоким расчетным сопротивлением $\Delta P_{р.о.}$ с линейной пропускной характеристикой. При этом желательно предусмотреть автоматическое ограничение максимально допустимого значения G_{1max}, в том числе по максимально допустимому значению $t_{г\,max}$.

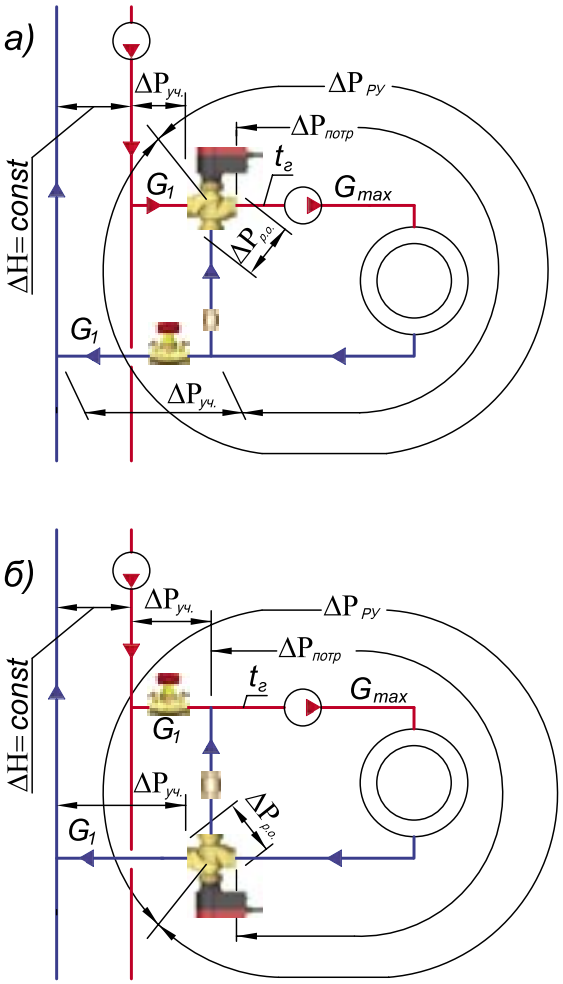


Рис. 3.15. Расчетная **первая схема** узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления

Исходные условия:

- максимальный (или расчетный) расход воды для потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;
- потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$, Па;
- потери давления в подмешивающем трубопроводе (трубопроводы и запорная арматура) при расчетном расходе (G_{max}) $\Delta P_{бп}$, Па;
- абсолютное давление перед РО P_1, МПа;
- температура воды перед РО T_1, К;
- абсолютное давление насыщенного пара $P_н$, МПа при температуре T_1., определяемое из таблицы 3.1;
- плотность воды ρ, кг/м^3 при T_1, определяемая из таблицы 3.2.
- перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H=const$.

Методика подбора оборудования для *первой схемы* узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе (рис.3.15) предлагается в следующей последовательности:

1. Принимаем к установке трехходовой РО *с линейной пропускной характеристикой.* Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.2. В результате подбора получаем расчетную потерю давления трехходового клапана $\Delta P_{р.о}$, Па.

2. Расчетные значения расходов смешиваемых теплоносителей G_1 и G_2 рассчитываются на основании расчетных температур теплоносителей на вводе, расчетных температур теплоносителей системы теплопотребления, а также расчетного коэффициента смешения

$$u=G_2/G_1\,; \quad G_1+G_2=G_{max} \qquad (3.51)$$

3. Тип смесительного насоса выбирается в зависимости от вида и конструктивных особенностей системы теплопотребления. Смесительный насос подбирается на следующие расчетные параметры системы теплопотребления:

$$(0{,}95\ldots1{,}10)\ \Delta P_{РУ}. \qquad (3.25)$$

$$G_н=G_{общ} \ \text{ и } \ P_н=(0{,}95\ldots1{,}10)\Delta P_{РУ}. \qquad (3.52)$$

4. Требуемые суммарные потери давления на подводящих теплопроводах $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$, Па вычисляются по выражению:

$$\sum(\Delta P_{уч})_{ТРЕБ} = \Delta H - \Delta P_{р.о} \qquad (3.53)$$

Полученное значение $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$ включает потери балансового вентиля, устанавливаемого на подающем (или обратном) подводящем трубопроводе.

Вторая схема узла смешения, показана на рис.3.16 и рис.3.17. Циркуляция теплоносителей происходит под действием только смесительного насоса, установленного на магистральном теплопроводе системы теплопотребления. Для такой схемы узла смешения нет необходимости в установке обратного клапана на перемычке.

На рис.3.16. показано параллельное присоединение к источнику теплоты систем теплопотребления (на рисунке показаны две системы теплопотребления). Чтобы исключить взаимовлияние систем теплопотребления, устанавливается обратный клапан на подающем или обратном трубопроводе ввода. Местоположение обратного клапана следует выбирать из соображений беспрепятственного удаления воздуха из системы. Например, при установке обратного клапана на вертикальном теплопроводе, следует выбирать трубопровод с направлением движения теплоносителя «снизу-вверх».

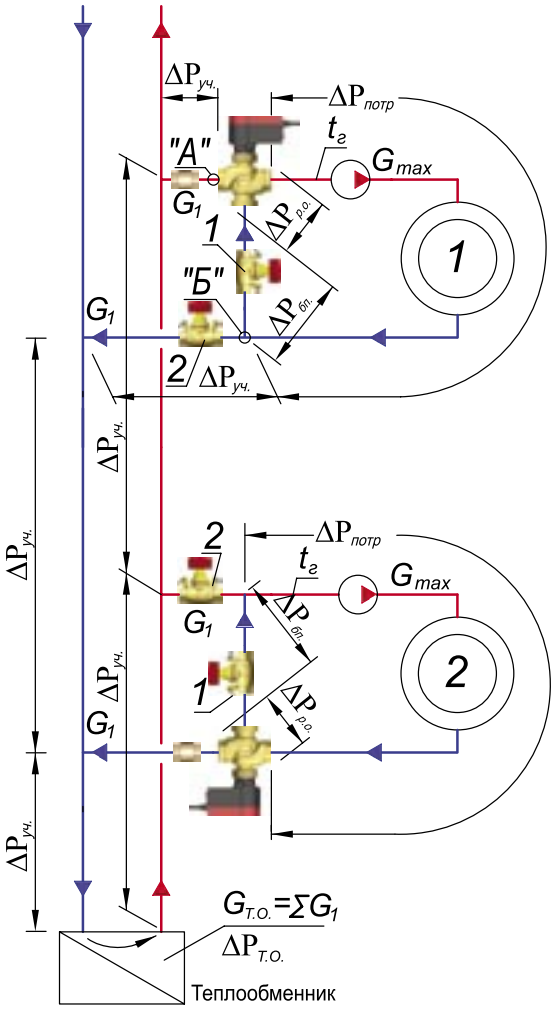


Рис.3.16. Расчетная **вторая схема** для узлов смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления (при параллельном присоединении систем теплопотребления к теплообменнику, к газовому котлу или к гидравлическому разделителю)

Расход теплоносителя через источник теплоты непрерывно изменяется в зависимости от режимов автоматического функционирования каждой из систем теплопотребления. Для теплообменников и гидравлических разделителей (и некоторых типов котлов) переменный расход теплоносителя не осложняет эксплуатацию источника теплоты.

Для котлов, работающих на пеллетах, древесной щепе, древесных опилках, дровах, кусковом и гранулированном торфе и угле, расход теплоносителя через котел должен иметь определенное и постоянное значение. В этом случае необходимо разделять циркуляционные контуры источника теплоты и систем теплопотребления с помощью гидравлического разделителя, как , например, это показано на рис. 3.17.

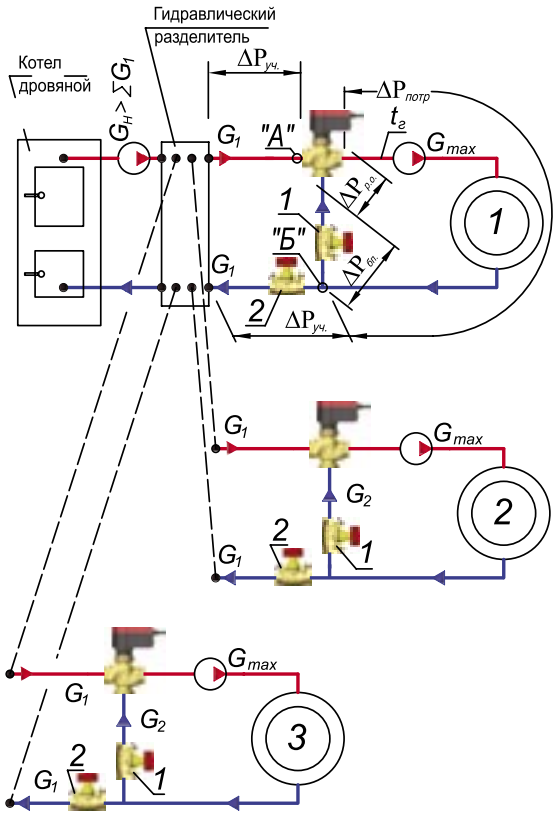


Рис.3.17. Расчетная **вторая схема** для узлов смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления (при параллельном непосредственном присоединении систем теплопотребления к гидравлическому разделителю)

При непосредственном присоединении систем теплопотребления к гидравлическому распределителю, установка обратного клапана не требуется (рис. 3.17). Это упрощает выпуск воздуха из системы, а также процесс опорожнения системы.

Кроме того, отсутствие обратного клапана способствует безопасной эксплуатации автоматизированных твердотопливных котлов при внезапном их отключении от электроэнергии. При отключении насосов продолжается частичная циркуляция теплоносителя через систему отопления за счет естественной циркуляции, способствуя тем самым охлаждению в котле горячих углей и раскаленных керамических массивов.

Показанная на рис.3.16 и 3.17 схема узла смешения **(вторая схема)**, применяется для присоединения систем отопления, систем напольного отопления, низкотемпературных систем теплопотребления и др.

Исходные условия:

- максимальный (или расчетный) расход воды для потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;
- потери давления потребителя (системы отопления или теплообменника с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$, Па;
- потери давления в подмешивающем трубопроводе (трубопроводы, запорная арматура и балансовый вентиль) при расчетном расходе (G_{max}) $\Delta P_{бп.}$, Па. Сопротивлением балансового вентиля 1 следует задаться произвольно, например, для схемы рис. 3.16 $\Delta P_{б.в.1}=(\Sigma\Delta P_{уч.}+\Delta P_{Т.О})$ при $G=G_{max}$, а для схемы рис. 3.17 $\Delta P_{б.в.1}$=3000Па при $G=G_{max}$. Для схемы рис. 3.17 можно не устанавливать вентиль 1.

Методика подбора оборудования для *Второй схемы* узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе системы теплопотребления

На рис.3.16 и 3.17 в качестве примера обозначены участки для систем теплопотребления «1».

Методика подбора оборудования предлагается в следующей последовательности:

1. Принимаем к установке трехходовой РО *с линейной или равнопроцентной пропускной характеристикой*. Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.2. Поэтому следует задаться требуемым авторитетом клапана $a_{vТРЕБ}$ в соответствии с принятой пропускной характеристикой. В результате подбора получаем расчетную потерю давления трехходового клапана $\Delta P_{р.о}$, Па.

2. Расчетные значения расходов смешиваемых теплоносителей G_1 и G_2 каждой системы теплопотребления рассчитываются на основании расчетных температур теплоносителей на вводе, расчетных температур системы теплопотребления, а также расчетного коэффициента смешения $u=G_2/G_1$; $G_1+G_2=G_{общ}$.

3. Циркуляция через источник теплоты зависит от смесительного насоса и РО, поэтому в состав «регулируемого участка» по схеме

рис. 3.16 входит теплообменник и участки от теплообменника до системы «1», а по схеме рис. 3.17 – гидравлический разделитель. Тогда, требуемый перепад давления для балансового вентиля 2 составит:

– для схемы рис. 3.16:

$$(\Delta P_{б.в.2})_{ТРЕБ} = \Delta P_{бп.} - (\Delta P_{Т.О.} + \Sigma \Delta P_{уч.}) \quad (3.54)$$

где:

$\Delta P_{бп.}$ – сумма потерь давления на подмешивающем трубопроводе, в том числе балансового вентиля 1;

$\Delta P_{Т.О.}$ – потери давления в теплообменнике при расходе теплоносителя через него $G_{Т.О.}=\Sigma G_1$;

$\Sigma \Delta P_{уч.}$ – сумма потерь давления на участках подающего теплопровода от теплообменника до узла “А” системы «1», а также потерь давления на участках обратного теплопровода от узла “Б” системы «1» до теплообменника (за исключением потерь давления в балансовом вентиле 2);

- для схемы рис. 3.17:

$$(\Delta P_{б.в.2})_{ТРЕБ} = \Delta P_{бп.} - (\Delta P_{Г.Р.} + \Sigma \Delta P_{уч.}) \quad (3.55)$$

где:

$\Delta P_{бп.}$ – сумма потерь давления на подмешивающем трубопроводе, в том числе балансового вентиля 1;

$\Delta P_{Г.Р.}$ – потери давления в гидравлическом разделителе при расходе теплоносителя через него G_1 системы «1».

$\Sigma \Delta P_{уч.}$ – сумма потерь давления на участках подающего теплопровода от гидравлического разделителя до узла “А” системы «1», а также потерь давления на участках обратного теплопровода от узла “Б” до гидравлического разделителя (за исключением потерь давления в балансовом вентиле 2).

3.5.3 Методика подбора оборудования для узла смешения трехтрубной системы водяного отопления

Трехтрубная система водяного отопления включает в себя источник теплоты (теплообменник или водогрейный котел), циркуляционный насос, а также отдельные отопительные приборы или системы теплопотребления, присоединяемые к трехтрубной системе теплоснабжения через смесительные трехходовые регулирующие органы, управляемые регуляторами температуры.

Система была разработана автором впервые при реконструкции однотрубной системы отопления цехов промышленного предприятия более десяти лет тому назад [13,15,23]. В настоящее время трехтрубная система используется для теплоснабжения жилых, общественных и промышленных зданий, позволяя создавать автоматизированное зонное отопление отдельных помещений по принципам качественного регулирования [14,23].

На рис. 3.18 показан пример реконструкции однотрубной системы отопления цехов промышленного предприятия путем создания зонных систем отопления отдельных цехов с регулированием температуры воздуха в помещениях.

В показанной на рис.3.18б системе отопления третий трубопровод обеспечивает подмес для смесительных регулирующих клапанов, так как он имеет температуру обратного теплопровода, а давление - подающего теплопровода.

В пределах одной трехтрубной системы, обслуживаемой одним циркуляционным насосом, могут быть различные системы теплопотребления:

– отдельные отопительные приборы,

– зонные системы отопления (по аналогии с представленными на рис.3.18),

– система напольного отопления, а также другие низкотемпературные водяные системы,

– калориферы систем воздушного отопления,

– теплообменники горячего водоснабжения.

Схема трехтрубной системы теплоснабжения для индивидуального жилого дома показана на рис. 3.19.

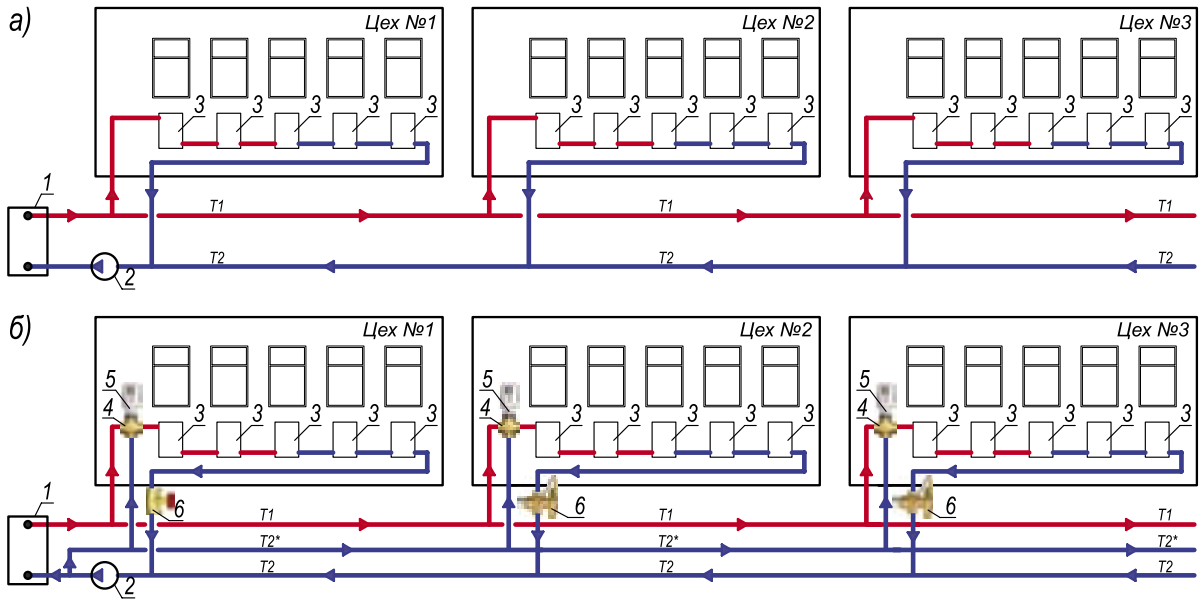


Рис.3.18. Трехтрубная система водяного отопления
а) однотрубная система водяного отопления (до реконструкции);
б) трехтрубная система водяного отопления (после реконструкции однотрубной);

1 – котел, теплообменник или гидравлический разделитель; **2** – насос с постоянной скоростью вращения ротора; **3** – отопительные приборы; **4** – трехходовой смесительный клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой; **5** – термостатическая головка; **6** – вентиль балансовый или регулятор расхода прямого действия.

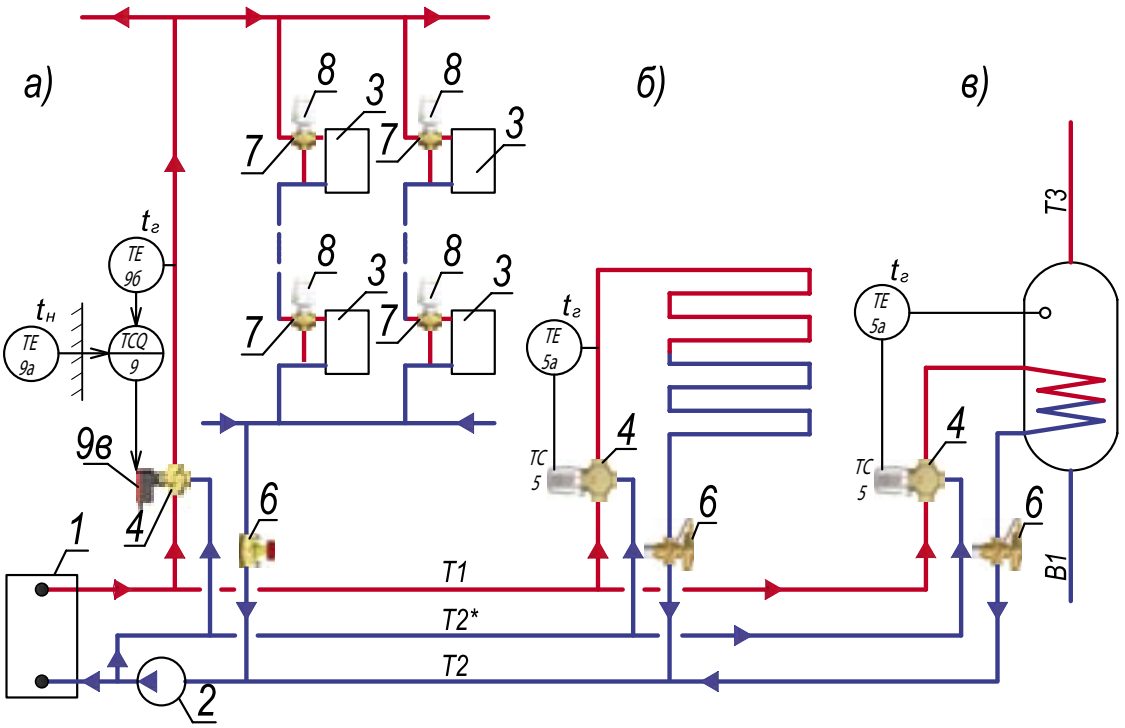


Рис.3.19. Трехтрубная система теплоснабжения индивидуального жилого дома
а) однотрубная система водяного отопления с термостатическими клапанами;
б) система напольного отопления;
в) бойлер горячего водоснабжения;

1 – котел, теплообменник или гидравлический разделитель; **2** – насос с постоянной скоростью вращения ротора; **3** – отопительные приборы; **4** – трехходовой смесительный клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой; **5** – термостатическая головка с дистанционным датчиком-термобаллоном; **6** – регулятор расхода прямого действия или балансовый вентиль; **7** – трехходовой термостатический клапан для однотрубных систем отопления; **8** – термостатическая головка; **9** – регулятор программируемый «следящий»; **9а** – датчик температуры наружного воздуха; **9б** – датчик температуры подающего теплоносителя; **9в** – сервопривод для трехходового клапана.

Схема проста в эксплуатации, так как в процессе автоматического регулирования расход теплоносителя для каждого потребителя теплоты не изменяется. Реализуется режим качественного регулирования, при котором с целью автоматического изменения регулируемого параметра изменяется температура теплоносителя за счет подмешивания обратного теплоносителя с помощью смесительных трехходовых регулирующих органов.

Переменный режим расхода теплоносителя испытывает на себе источник теплоты (поз.1 рис.3.18, 3.19). Поэтому необходимо применять котлы, для которых данная особенность не представляется проблемной, либо следует применять гидравлический разделитель для разделения циркуляционных контуров котла и трехтрубной системы отопления.

Методика подбора трехходового клапана 4 (рис.3.18, 3.19) отличается от вышеизложенных методик для узлов смешения. Несмотря на то, что клапан является смесительным, методика его подбора является схожей с методикой подбора трехходового регулирующего органа для схемы с байпасом, которая изложена в разделе 3.3.1.

Следует рассматривать раздельно две структурно подобные, но гидравлически отличающиеся схемы трехтрубных систем отопления.

Первая схема трехтрубной системы показана на рис.3.20. Данная схема рекомендуется при значительной разветвленности системы отопления и достаточно высокой расчетной мощности потребителей теплоты – стояков, зонных систем и др. Например, при расчетной мощности каждого из потребителей теплоты более 10кВт.

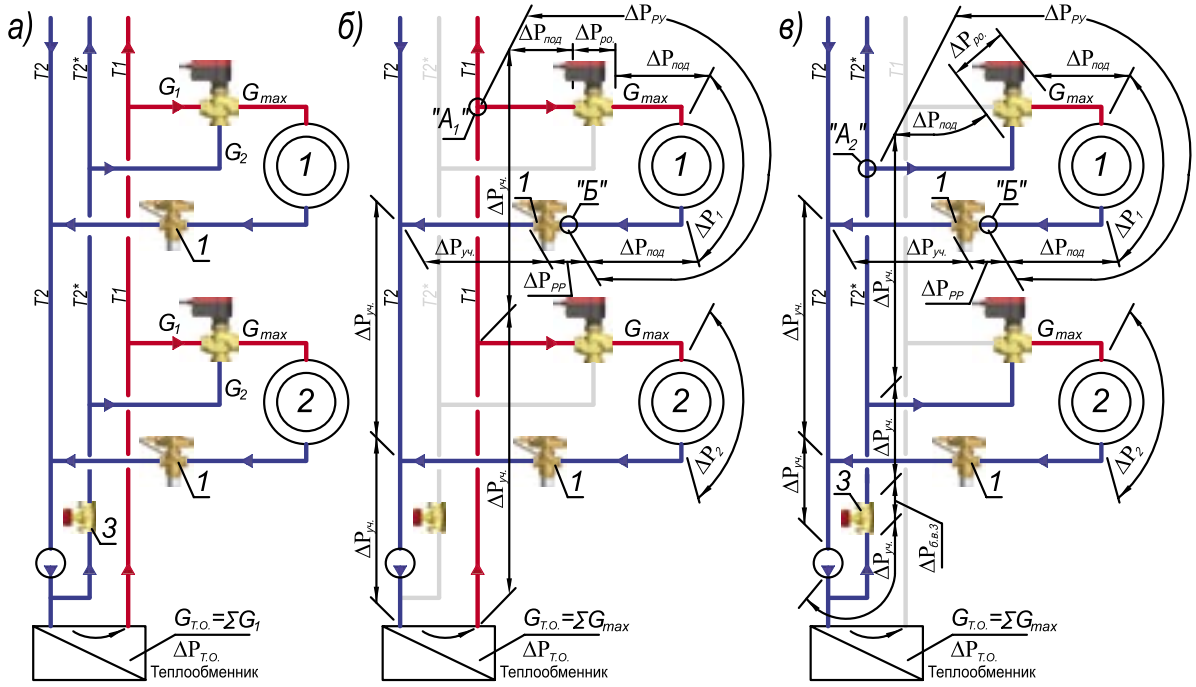


Рис. 3.20. Расчетная первая схема трехтрубной системы водяного отопления с использованием регуляторов расхода

а) структурный вид схемы трехтрубной системы водяного отопления;

б) расчетная схема при полностью открытом смесительном клапане;

в) расчетная схема при полностью закрытом смесительном клапане;

1 – регулятор расхода прямого действия;

3 – балансовый вентиль на магистральном подмешивающем трубопроводе.

Вторая схема трехтрубной системы, показанная на рис.3.21, рекомендуется при невысокой расчетной мощности потребителей теплоты – отопительных приборов, стояков, зонных систем, например до 5…10кВт, а также при невысокой расчетной общей мощности системы отопления, например, до 100кВт.

В трехтрубных системах (рис. 3.20 и рис. 3.21) отсутствует необходимость в применении обратных клапанов, так как используется единственный циркуляционный насос.

На рис. 3.20а и 3.21а показан общий структурный вид соответственно первой и второй схемы трехтрубной системы водяного отопления с двумя потребителями теплоты

«1» и «2». Схемы показывают взаимодействие смешиваемых потоков G_1 и G_2, которые в сумме для каждого потребителя составляют неизменное значение расчетного расхода теплоносителя G_{max}. Расходы G_1 и G_2 в гидравлическом расчете не применяются. Основной исходной величиной принимается значение G_{max}.

Расчетные схемы для первой и второй схемы трехтрубной системы показаны соответственно на рис. 3.20б, 3.20в и на рис. 3.21б, 3.21в.

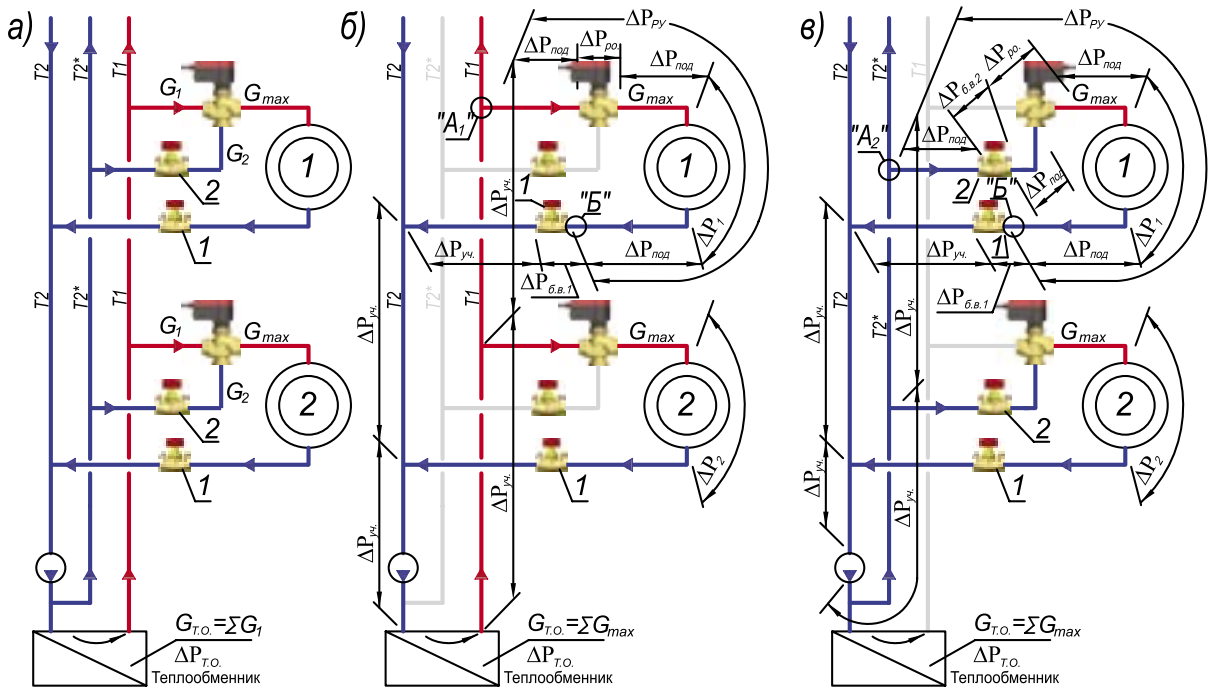


Рис.3.21. Расчетная вторая схема трехтрубной системы водяного отопления с использованием балансовых вентилей

а) структурный вид схемы трехтрубной системы водяного отопления;

б) расчетная схема при полностью открытом смесительном клапане;

в) расчетная схема при полностью закрытом смесительном клапане;

1 – балансовый вентиль на трубопроводе суммарного потока теплоносителя от потребителя теплоты;

2 – балансовый вентиль на подмешивающем трубопроводе. Устанавливается при наличии источника теплоты с высоким гидравлическим сопротивлением, например, при использовании пластинчатого теплообменника. При использовании гидравлического разделителя балансовый вентиль не устанавливается.

Методика подбора оборудования для *первой схемы* трехтрубной системы водяного отопления с использованием регуляторов расхода (на рис. 3.20б и 3.20в в качестве примера обозначены расчетные участки для системы теплопотребления «1»).

Исходные условия:

– максимальный (или расчетный) расход воды для каждого потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;

– потери давления системы отопления ΔP_1, ΔP_2, Па;

– потери давления в теплообменнике $\Delta P_{T.O.}$, Па при расчетном расходе теплоносителя через него $G_{T.O.}=\Sigma G_{max}$.

Методика гидравлического расчета предлагается в следующей последовательности:

1. За расчетное циркуляционное кольцо принимаем кольцо через потребитель с наиболее высоким из значений ΔP_1, ΔP_2. На схеме рис. 3.20 в качестве такого показано кольцо через потребитель «1».

2. Производим подбор регулятора расхода поз.1 с применением методики раздела 2.2 и определяем расчетные потери давления в регуляторе расхода ΔP_{PP}, Па.

3. Определяем для схемы рис.3.20б потери давления на каждом расчетном участке $\Delta P_{уч.}$, определяя диаметры трубопроводов по задаваемой скорости теплоносителя. Вычисляем суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.м.т.}$.

4. Определяем для схемы рис.3.20б потери давления на каждом участке подводок к системе отопления $\Delta P_{под}$, определяя диаметры трубопроводов по задаваемой скорости теплоносителя. Вычисляем суммарные потери давления на подводках $\Sigma\Delta P_{под.}$

5. Определяем для схемы рис.3.20в потери давления на каждом расчетном участке $\Delta P_{уч.}$ и на каждом участке подводок к системе отопления $\Delta P_{под}$, определяя диаметры трубопроводов по задаваемой скорости теплоносителя. Вычисляем суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов $\sum P_{уч.м.т.}$ и суммарные потери давления на подводках $\Sigma\Delta P_{под}$.

6. Принимаем к установке трехходовой РО *с равнопроцентной пропускной характеристикой*. Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.1. При подборе РО принимаем регулируемый участок между точками «А» и «Б» и соответственно потери давления на нем $\Delta P_{РУ}$, как сумму потерь давления на подводках $\Sigma\Delta P_{под}$ и системы отопления ΔP_1:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.} \qquad (3.56)$$

$$\Delta P_{потр.} = \Delta P_1 + \Sigma\Delta P_{под}$$

Следует задаться требуемым авторитетом клапана в диапазоне $0.1<a_{vТРЕБ}<0,3$. Рекомендуется изначально задаться значением $a_{vТРЕБ}=0,2$. В результате подбора получаем расчетную потерю давления трехходового клапана $\Delta P_{р.о}$, Па.

7. Балансовый вентиль 3 подбирается на расчетный расход $\Sigma G_{общ}$ и требуемую потерю давления:

$$(\Delta P_{б.в.3})_{ТРЕБ} = \Delta P_{Т.О.}. \qquad (3.57)$$

8. Циркуляционный насос подбирается на следующие расчетные параметры:

расчетная подача

$$G_н = \Sigma G_{max}, \qquad (3.58)$$

расчетный напор

$$P_н = \Delta P_{с.о.} = \sum\Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{РР} + \Delta P_{РУ} + \Delta P_{ТО} \qquad (3.59)$$

Методика подбора оборудования для *второй схемы* трехтрубной системы водяного отопления с использованием балансовых вентилей (на рис. 3.21б и 3.21в в качестве примера обозначены расчетные участки для системы теплопотребления «1»).

Исходные условия:

- максимальный (или расчетный) расход воды для каждого потребителя теплоты (системы отопления или теплообменника) G_{max}, кг/ч;
- потери давления системы отопления ΔP_1, ΔP_2 ,Па;
- потери давления в теплообменнике $\Delta P_{Т.О.}$, Па при расчетном расходе теплоносителя через него $G_{Т.О.}=\Sigma G_{общ}$.

Методика гидравлического расчета предлагается в следующей последовательности:

1. За основное расчетное циркуляционное кольцо принимаем кольцо через потребитель с наиболее высоким из значений ΔP_1, ΔP_2. На схеме рис. 3.21 в качестве такого показано кольцо через потребитель «1».

2. Определяем для схемы рис. 3.21б потери давления на каждом расчетном участке $\Delta P_{уч.}$, определяя диаметры трубопроводов по задаваемой скорости теплоносителя. Вычисляем суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.м.т.}$.

3. Производим подбор балансового вентиля 1, задаваясь требуемой потерей давления $(\Delta P_{б.в.1})_{ТРЕБ} = (0,2…0,3)\times \Delta P_{1.}$.

4. Определяем между точками «$А_1$» и «Б» сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$ в виде суммы потерь давления системы отопления ΔP_1 и суммарных потерь на подводках к ней $\Sigma\Delta P_{под}$:

$$\Delta P_{потр.} = \Delta P_1 + \Sigma\Delta P_{под} \qquad (3.60)$$

5. Принимаем к установке трехходовой РО *с равнопроцентной пропускной характеристикой.* Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.1. При подборе РО принимаем регулируемый участок между точками «$А_1$» и «Б» и соответственно потери давления на регулируемом участке составят:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.} \qquad (3.61)$$

Следует задаться требуемым авторитетом клапана в диапазоне $0.1<a_{vТРЕБ}<0,3$. Рекомендуется изначально задаться значением $a_{vТРЕБ}=0,2$. В результате подбора получаем расчетную потерю давления трехходового клапана $\Delta P_{ро.}$, Па.

6. Определяем расчетные потери системы отопления в виде суммы:

$$\Delta P_{с.о.} = \sum \Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{б.в.1} + \Delta P_{РУ} + \Delta P_{ТО}. \quad (3.62)$$

7. Определяем для схемы рис. 3.21в потери давления на каждом расчетном участке $\Delta P_{уч.}$, определяя диаметры трубопроводов по задаваемой скорости теплоносителя. Вычисляем суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов $\sum \Delta P_{уч.м.т.}$.

8. Определяем между точками «$А_2$» и «Б» суммарные потери давления $\Sigma \Delta P_{под}$ на подводках к системе отопления.

9. Определяем для балансового вентиля 2 требуемую потерю давления:

$$(\Delta P_{б.в.2})_{ТРЕБ} = \Delta P_{с.о.} - \Delta P_1 -$$

$$-\sum \Delta P_{уч.м.т.} - \Delta P_{ро} - \Sigma \Delta P_{под} - \Delta P_{б.в.1} \quad (3.63)$$

10. Подбираем балансовый вентиль 2 на требуемую потерю давления.

11. Остальные циркуляционные кольца рассчитываем аналогичным образом. Отличие относится только к балансовым вентилям 1, которые подбираются на основании предварительно вычисленного значения требуемого сопротивления $(\Delta P_{б.в.1})_{ТРЕБ}$, вычисленного в свою очередь по величине требуемого (располагаемого) сопротивления регулируемого участка $(\Delta P_{РУ})_{ТРЕБ}$.

12. Циркуляционный насос подбирается на следующие расчетные параметры подачи $G_н = \Sigma G_{общ}$ и напора $P_н = \Delta P_{с.о.}$.

3.6 Основные технические характеристики различных типов регулирующих клапанов

Регулирующие клапаны, выпускаемые фирмой ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х., предназначены для автоматического регулирования системами теплопотребления с применением исполнительных механизмов и автоматических регуляторов различных типов.

Основными техническими характеристиками регулирующих клапанов являются: конструкция, типоразмер, пропускная способность k_{vs}, м³/ч, форма пропускной характеристики и гидравлическая схема клапана.

Технические характеристики клапанов с соответствующими рекомендациями и схемами подключения детально изложены в каталогах, нормалях и пособиях фирмы ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х. В настоящем разделе ограничимся обзорной информацией основных характеристик некоторых моделей регулирующих клапанов с целью обоснованного дальнейшего выбора регулирующих клапанов в примерах расчета, изложенных в 4-й главе.

Обзорная информация сведена в таблицах 3.4 и 3.5.

В таблице 3.4 даны общие данные по «термостатическим клапанам» с линейной формой пропускной характеристики, которые управляются термостатами и термоприводами.

Таблица 3.4

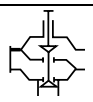
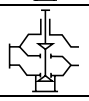
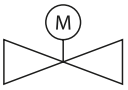
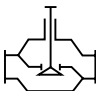
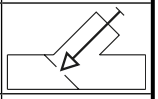
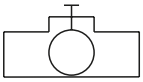
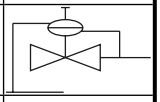
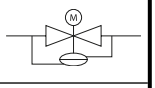
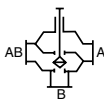
Основные технические характеристики термостатических клапанов ГЕРЦ *с приближенной к линейной форме пропускной характеристики* (управление с помощью термостатической головки или термопривода)

№№ п.п.	Артикул	Наименование Общие данные	Исполнение
1	2	2	4
1	1 7723	ГЕРЦ TS-90 Без предварительной настройки 3/8", 1/2", 3/4" и 1". k_{v2}, м³/ч 0,6; 0,7; 0,9	
2	1 7723	ГЕРЦ TS-90-V С плавной, скрытой преднастройкой 3/8", 1/2", 3/4". k_{v2}, м³/ч 0,03…0,55; 0,03…0,65	
3	1 7723	ГЕРЦ TS-90-Kv Повышенной защиты от разрегулировки 3/8", 1/2". k_{v2}, м³/ч 0,06; 0,12; 0,25; 0,5; 0,6	
4	1 7723	ГЕРЦ TS-90-E Повышенной пропускной способности 3/8", 1/2", 3/4". k_{v2}/k_{vs}, м³/ч 0,9/2,0	
5	1 7723	ГЕРЦ TS-E Повышенной пропускной способности 1/2", 3/4" и 1". k_{v2}/k_{vs}, м³/ч 1,5/5,1	
6	1 7523	ГЕРЦ TS-FV Со ступенчатой гидравлической настройкой 3/8", 1/2". k_{v2}/k_{vs}, м³/ч 0,02…0,03/0,39	
7	1 7623	ГЕРЦ TS-98-V С плавной, открытой преднастройкой 3/8", 1/2", 3/4". k_{v2}, м³/ч 0,14…0,55; 0,14…0,65	
8	1 7217	ГЕРЦ 7217 TS E Без предварительной настройки 1/2", 3/4" и 1". k_{vs}, м³/ч 4,9; 5,3; 7,6 ГЕРЦ 7217 TS 98 V С предварительной настройкой 1/2". k_{vs}, м³/ч 1,1	

В таблице 3.5 приводятся основные технические характеристики различных типов регулирующих клапанов *высокой пропускной способности*, которые управляются термостатами, электроприводами и термоприводами. В таблице также указывается форма пропускной характеристики и схема гидравлическая для каждого типа клапана.

Таблица 3.5

Основные технические характеристики регулирующих клапанов ГЕРЦ *высокой пропускной способности* (управление с помощью термостата, термопривода или электропривода)

№№ п.п.	Артикул. Пропускная характеристика	Наименование Общие данные	Исполнение	Схема клапана
1	2	3	4	5
1	1 7761 *приближенная к линейной*	CALIS-TS Разделительный 3-х ходовой термостатический клапан 15; 20. k_{vs}, м³/ч 2,75; 3,2		
2	1 7761 *приближенная к линейной*	CALIS-TS-3D Разделительный 3-х ходовой термостатический клапан 15; 20. k_{vs}, м³/ч 3,5; 4,2		
3	1 7761 *приближенная к линейной*	CALIS-TS-RD Разделительный 3-х ходовой термостатический клапан 15; 20; 25; 32. k_{vs}, м³/ч 3,0; 3,3; 6,44; 6,44		
4	1 7762 1 7763 *равнопроцентная*	ГЕРЦ 7762, 7763 3-х ходовой термостатический клапан для смешения или разделения 15; 15; 20. k_{vs}, м³/ч 2,5; 4,0; 5,0		
5	1 7723 82	ГЕРЦ зонный клапан для совместной работы с термоприводом или термоголовкой с дистанционной регулировкой 15 kvs , м3/ч 1,87		
6	1 7760 0X 1 7760 1X *равнопроцентная*	Двухходовой термостатический клапан 15; 15; 20. k_{vs}, м³/ч 2,5; 4,0; 5,0		
7	1 7760 5X *равнопроцентная*	Двухходовой термостатический клапан 15; 20. k_{vs}, м³/ч 2,81; 3,21		
8	1 7217 TS-V	Балансировочный и регулирующий клапан ГЕРЦ 15; 20 k_{vs}, м³/ч 1,90;0,47;1,00;3,90		
9	1 2117 5x	ГЕРЦ двусторонний шаровой кран для точного регулирования в системах водоснабжения или климатизации 15;20;25;32;40;50 kvs, м3/ч 5-50		
10	1 4002-FIX-TS	Регулятор перепада давления для поддержания постоянного перепада давления 23 кПА 15;20;25;32;40;50 k_{vs}, м³/ч 2,66-14,95		
11	1 4006 1x	ГЕРЦ KOMBI -клапан-регулятор расхода, для непрерывного регулирования 15;20;25;32;40;50 k_{vs}, м³/ч 04,5		
12	1 4037 *равнопроцентная или приближенная к линейной* (с электроприводом арт.1 7712 11)	ГЕРЦ 4037 3-х ходовой регулирующий клапан для смешения или разделения, а также в качестве двухходового клапана 15; 20; 25; 32; 40; 50. k_{vs}, м³/ч 4,0; 6,3; 10; 16; 25; 40.		
13	1 4219 *схожая с равнопроцентной*	Запорно-регулирующая заслонка ГЕРЦ 4219 50; 65; 80; 100; 120; 150; 200; 250; 300 k_{vs}, м³/ч 91; 206; 436; 660; 1300; 2100; 4100; 6090; 9570.		

В гидравлических расчетах расчетный расход теплоносителя является основным исходным параметром. Как правило, задается расчетная тепловая мощность Q_t, кВт системы теплопотребления. Расчетный расход теплоносителя G, кг/ч системы теплопотребления в этом случае определяется по выражению:

$$G = 3600\ Q_t/(c\Delta t) \text{ или } G = 860\ Q_t/\Delta t, \quad (3.64)$$

где:

с - удельная теплоемкость воды, *с=4,2кДж/(кг·°С)*;

$\Delta t = (t_g - t_o)$ – расчетная разность температур подающего и обратного теплоносителя, °С.

4. Примеры подбора регулирующих органов для водяных систем тепло-холодоснабжения

В настоящем разделе приводятся примеры подбора регулирующих органов для различных систем теплопотребления с различными вариантами исходных условий. Гидравлические расчеты и подбор оборудования выполнены с использованием вышеприведенных методик.

4.1. Примеры подбора регулирующих клапанов для теплового оборудования индивидуального теплового пункта

Индивидуальные тепловые пункты предназначены для присоединения систем теплопотребления (отопления, теплоснабжения установок систем вентиляции, горячего водоснабжения и технологических теплоиспользующих установок здания или его части) к наружным и внутренним сетям централизованного теплоснабжения. Тепловое оборудование в ИТП может проектироваться в разнообразном сочетании. Мы использовали в приводимых примерах достаточно простые варианты, позволяющие применять вышеприведенные методики подбора регулирующих органов для различных систем теплопотребления.

4.1.1 Пример подбора оборудования ИТП и узла смешения со смесительным насосом на перемычке

Требуется подобрать регулирующие клапаны, а также регуляторы прямого действия и смесительный насос для ИТП, схема которого приведена на рис.4.1. На схеме с целью ее упрощения не показаны диаметры трубопроводов, дренажные, воздуховыпускные и предохранительные устройства, приборы контроля температуры и давления теплоносителей.

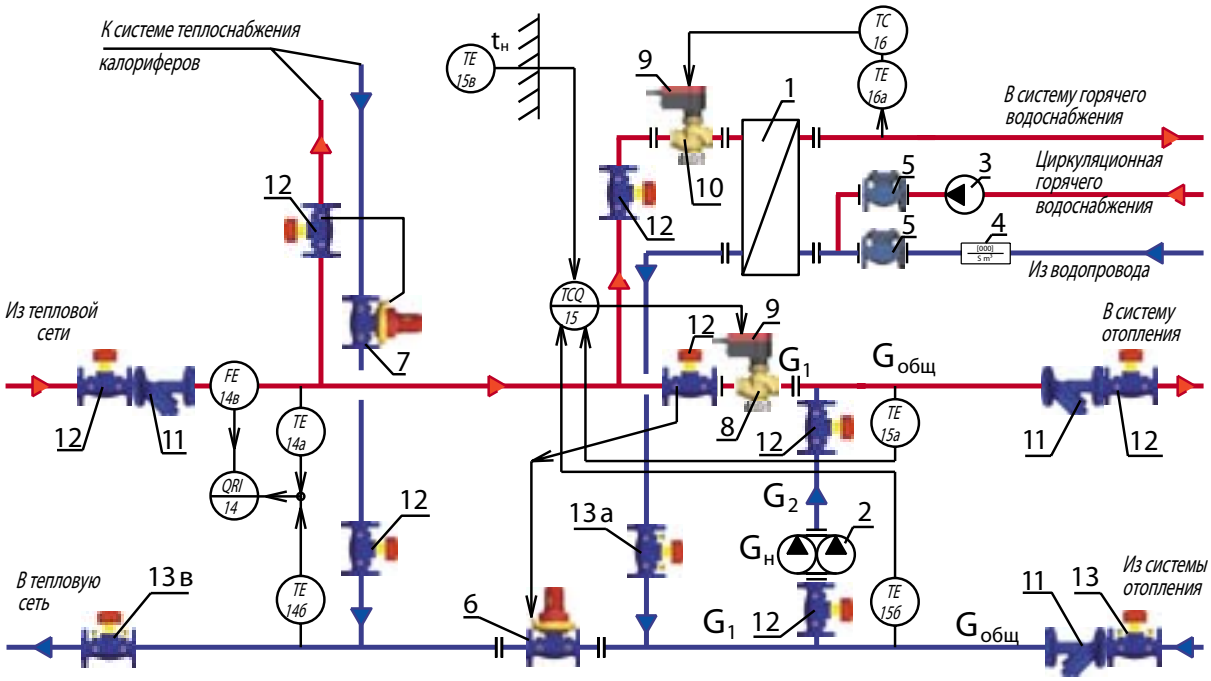


Рис. 4.1. Схема ИТП с узлом смешения при установке смесительного насоса на перемычке

1 – теплообменник горячего водоснабжения; **2** – насос смесительный системы отопления; **3** – насос циркуляционный горячего водоснабжения; **4** – водомер; **5** – обратный клапан; **6** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002 для системы отопления и теплообменника 1; **7** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4007F для теплоснабжения калориферов; **8** – клапан регулирующий ГЕРЦ арт.14037; **9** – электропривод ГЕРЦ арт.1771211; **10** – клапан регулирующий теплообменника ГЕРЦ арт.14037; **11** – фильтр-грязевик ГЕРЦ 4111; **12** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF; **13, 13а, 13в** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF; **14** – счетчик учета теплоты; **15** – «следящий» регулятор температуры теплоносителя по графику ЦКР; **16** – регулятор температуры горячей воды.

Исходные данные:

1. Параметры теплоносителя тепловых сетей на вводе в ИТП: расчетные температуры теплоносителя $T_г$=130^{0}С, $T_О$=70^{0}С; абсолютное давление теплоносителя $P_г$=8бар (0,8МПа), $P_О$=5бар (0,5МПа). Располагаемая разность давлений составляет 0,8-0,5=0,3МПа (300000Па).

2. Расчетные параметры системы отопления: расчетная тепловая мощность Q_t=200 кВт; расчетные параметры теплоносителя $t_г$=80^{0}С, $t_О$=60^{0}С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$= 16000Па.

Расчетный расход теплоносителя системы отопления $G_{общ}$,кг/ч определяем по выражению (3.64):

$$G_{общ} = 860 \times Q_t / \Delta t = 860 \times 200/(80\text{-}60) = 8600 \text{кг/ч}.$$

Расчетный расход теплоносителя тепловых сетей для системы отопления G_1,кг/ч :

$$G_1 = 860 \times 200/(130\text{-}70) = 2870 \text{кг/ч}.$$

Расчетный расход теплоносителя на подмесе G_2,кг/ч :

$$G_2 = G_{общ} - G_1 = 8600\text{-}2870 = 5730 \text{кг/ч}.$$

3. Расчетные характеристики теплообменника горячего водоснабжения: расчетная тепловая мощность Q_t=100кВт; расчетные параметры теплоносителя $T_г$=130^{0}С, $T_О$=70^{0}С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$= 30000Па.

Расчетный расход теплоносителя тепловых сетей для теплообменника горячего водоснабжения G_{max}, кг/ч определяем по выражению (3.64):

$$G_{max} = 860 \times 100/(130\text{-}70) = 1440 \text{кг/ч}.$$

4. Расчетные параметры системы теплоснабжения калориферов: расчетная тепловая мощность Q_t=250кВт; расчетные параметры теплоносителя $T_г$=130^{0}С, $T_О$=70^{0}С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$= 28000Па.

Расчетный расход теплоносителя тепловых сетей для системы теплоснабжения калориферов $G_{потр}$, кг/ч определяем по выражению (3.64):

$$G_{потр} = 860 \times 250/(130\text{-}70) = 3590 \text{кг/ч}.$$

Расчетный расход теплоносителя на вводе тепловых сетей составляет

$$G_{общ} = 2870+1440+3590 = 7900 \text{кг/ч}.$$

Задаемся диаметрами трубопроводов ввода тепловых сетей и потребителей, задаваясь скоростью движения теплоносителя не более 1,0м/с. Принимаем диаметр трубопровода:

- для ввода – d65мм;
- теплоснабжения калориферов – d40мм;
- теплообменника – d25мм;
- системы отопления – d65мм;
- подмеса – d65мм.

Для подбора регулирующих органов воспользуемся методиками, изложенными в разделах 2.2, 3.2.1 и 3.4.1. Ввиду незначительной длины трубопроводов, можно не учитывать эти потери давления, особенно в настоящем примере, где перепад давления для потребителей задается постоянным с помощью регуляторов перепада давления.

Определим потери давления арматуры на вводе тепловых сетей:

- вентиль запорный (поз.12) d65мм ШТРЕМАКС-AGF, арт.1421847, и вентиль балансовый (поз.13в) d65мм ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.1421847, k_{vs}=60,3м^3/ч; расчетный перепад давления при открытом вентиле определяем по выражению (4.9)[12]:

$$\Delta P_в = 0{,}1 \times (7900/60{,}3)^2 = 1700 \text{Па};$$

- фильтр-грязевик (поз.11) d65мм, арт.1411187, k_{vs} = 64,3м^3/ч; расчетный перепад давления:

$$\Delta P_ф = 0{,}1 \times (7900/64{,}3)^2 = 1500 \text{Па}.$$

С учетом потери давления в двух вентилях и в фильтре расчетный перепад давления «до» регуляторов перепада давления (поз.6 и 7) составит:

$$\Delta P_{расп} = 300000\text{-}(2 \times 1700)\text{-}1500 = 295100 \text{Па}.$$

Полученный результат показывает, что в данном случае при подборе регулирующих органов потери давления в запорной арматуре можно было бы не учитывать ввиду относительной незначительности значений. Однако этот вывод не может быть повсеместной рекомендацией. Необходимо, в зависимости от разности давлений на вводе тепловых сетей и вида применяемой арматуры, оценивать расчетным путем значимость потерь давления в ней.

Вентиль балансовый поз.13в проектируется для использования в полностью открытом положении. Но при выполнении наладочных работ необходимо будет частично его прикрыть для создания дросселирующего эффекта в «помощь» регуляторам перепада давления поз.6 и 7. При уменьшении потерь давления на регуляторах поз.6 и 7 за счет создания потерь давления на вентиле

поз.13в, повысится качество работы регуляторов перепада давления и, как следствие, повысится качество работы регулирующих клапанов систем теплопотребления.

Система теплоснабжения калориферов рассчитывается из условия обеспечения задаваемого перепада давления

$$\Delta P_{зад} = \Delta P_{потр} = 28000\text{Па}.$$

Согласно (2.4), минимальные потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается работоспособность регулятора перепада давления (поз.7), должны быть не менее

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} = | \Delta P_{зад} | = 28000\text{Па}.$$

В данном примере потери давления на регуляторе поз.7 будут значительно выше и должны составлять

$$\Delta P_{РЕГ} = \Delta P_{расп} - \Delta P_{потр} =$$

$$= 295100 - 28000 = 267100\text{Па (2,67бар)}.$$

Для исходных условий $G_{потр}$=3590кг/ч и $\Delta P_{зад}$=28000Па (280мбар) принимаем к установке регулятор перепада давления ГЕРЦ 4007F, d40, арт.1400715, значение гидравлической настройки 290 (рис. 4.2).

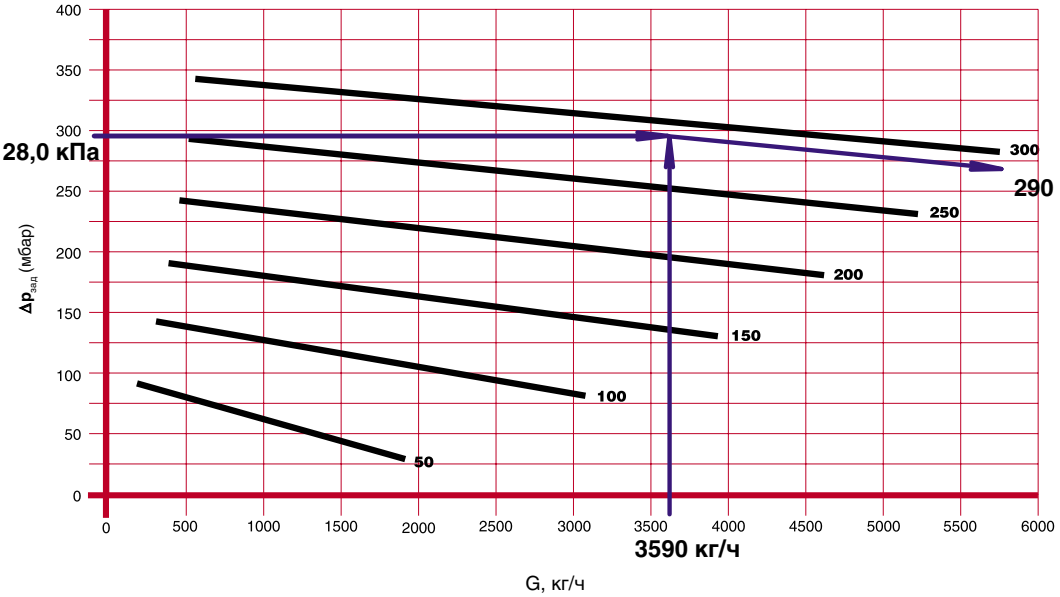


Рис. 4.2. Определение значения гидравлической настройки регулятора перепада давления ГЕРЦ 4007F, d40, арт.1400715 (поз. 7 рис. 4.1) для системы теплоснабжения калориферов при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=3590кг/ч и $\Delta P_{зад}$=28000Па (280мбар).

Принятый к установке регулятор перепада давления не надо проверять на возникновение кавитации, так как он установлен на обратном трубопроводе, температура теплоносителя в котором ниже 100 ^{0}C.

Система отопления совместно с теплообменником обеспечивается стабилизированным перепадом давления с помощью регулятора перепада давления поз.6 (рис.4.1.). Для подбора этого регулятора предварительно необходимо подобрать смесительный насос 2 и регулирующий клапан 8.

Согласно методики раздела 3.4.1, принимаем к установке спаренный насос с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе. Режим работы каждого из насосов: «основной» - «резервный». Насос подбираем на расчетные параметры (3.29):

$$G_н = G_{общ} \quad и \quad P_н = \Delta P_{потр} + \Delta P_{кл\ 13}.$$

Балансовый вентиль поз.13 с сопротивлением $\Delta P_{кл\ 13}$ предлагается применить в данной системе как дополнительное устройство, позволяющее при наладке измерять и задавать расход теплоносителя в системе отопления.

Принимаем к установке вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF, d65 с измерительными клапанами, арт.1421847. Потерей давления балансового вентиля задаемся, например, $\Delta P_{кл13}$=3800Па при $G_{общ}$=8600кг/ч и значении гидравлической преднастройки n=5,0 (рис. 4.3).

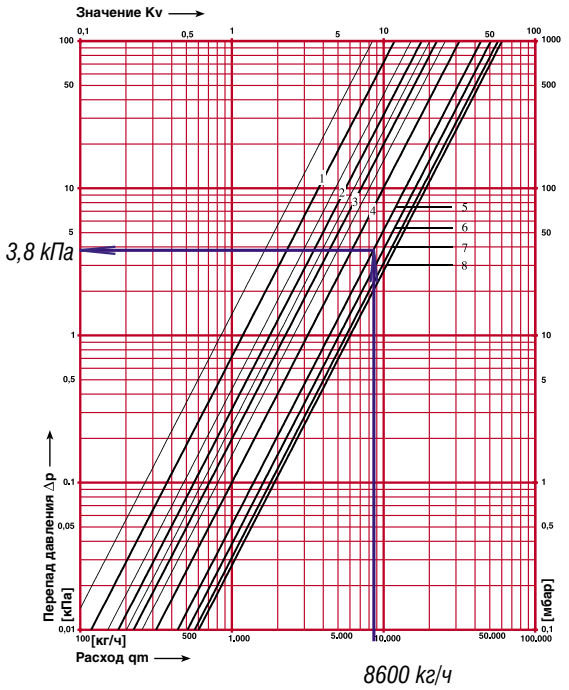


Рис. 4.3. Определение гидравлических характеристик вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d65 с измерительными клапанами, арт.1421847 (поз.13 рис.4.1).

Таким образом, смесительный насос подбираем на следующие параметры:

$G_н = G_{общ}$ = 8600кг/ч, примерно 8,7м³/ч;

$P_н = \Delta P_{потр} + \Delta P_{кл\ 13}$ = 16000+3800 = 19800Па, то есть, примерно 2,0м в.ст.

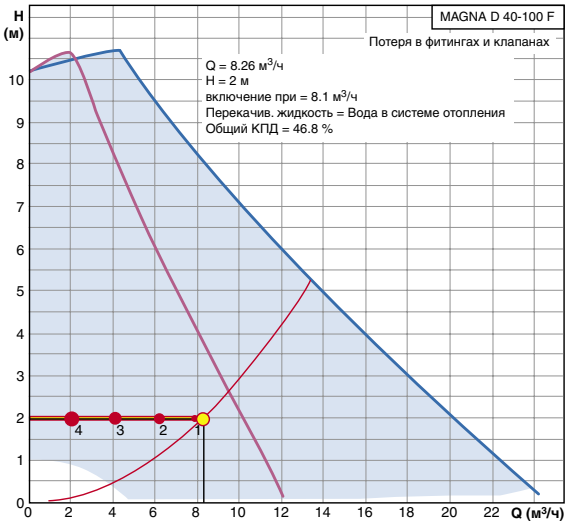


Рис. 4.4. Расчетная характеристика смесительного насоса MAGNA D 40-100F (поз. 2 рис. 4.1)

Схема подбора насоса показана на рис.4.4. К установке принимаем сдвоенный насос фирмы GRUNDFOS марки MAGNA D 40-100F с задаваемым напором 2,0м в.ст.

Регулирующий клапан 8 (рис.4.1) подбираем согласно (3.30) и (3.31).

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на клапане 8 принимается равным

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = (0{,}8 \times \Delta P_{потр}) =$$
$$= 0{,}8 \times 19800 = 15840 Па.$$

Расчетный максимальный расход теплоносителя через РО при полном его открытии принимается равным

$$G_{max} = G_1 = 2870 кг/ч.$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяем по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{2870}{935\sqrt{0{,}1 \times 15840}} 10^2 = 7{,}7 м^3/ч$$

Для данной схемы узла смешения со смесительным насосом на перемычке полученное значение $k_{vsТРЕБ}$=7,7м³/ч следует рассматривать как максимально возможное. К установке подбирается РО с линейной пропускной характеристикой. Принимаем к установке регулирующий клапан арт.1403720, d20, k_{vs}=6,3м³/ч с приводом арт.1771211, переключатель которого необходимо установить в положение линейной пропускной характеристики.

Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.8 в открытом состоянии определяем по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times (2870/6{,}4)^2 = 20110 Па\ (20{,}1 кПа).$$

Принятый к установке регулирующий клапан надо проверить на возникновение кавитации. Исходные данные для расчета:

– абсолютное давление перед регулирующим клапаном P_1=0,8 МПа;

– абсолютное давление насыщенного пара при температуре $T_г$=130°С составляет $P_н$=0,271МПа (таблица 3.1);

– коэффициент начала кавитации $K_к$=0,6 (таблица 3.3).

Определяем перепад давления на регуляторе, при котором возникает кавитация, по выражению (3.7):

$$\Delta P_к = 0{,}6 \times (0{,}8 - 0{,}271) \times 10^6 = 317400 Па$$
(3,17бар)

Кавитация исключается, так как $\Delta P_{р.о.} < \Delta P_{к}$ (0,20бар<3,17бар).

Для подбора регулятора перепада давления поз.6 (рис.4.1.) определим требуемый после него перепад давления для узла смешения по выражению (3.32):

$$(\Delta P_{заг})_{ТРЕБ} = \Delta P_{р.о.} + P_{н} =$$

$$= 20110+19800 = 39910\text{Па (40кПа)}.$$

Значение $\Delta P_{заг}$ = 40кПа является также располагаемым перепадом давления для системы теплоснабжения теплообменника.

Таким образом, ***система теплоснабжения теплообменника*** имеет располагаемый перепад давления, равный создаваемому регулятором поз. 6 (рис. 4.1.) перепаду давления:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{заг} = 40000\text{Па (40кПа)}.$$

Регулирующий клапан 10 (рис. 4.1) подбираем по методике раздела 3.2.1.

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на клапане 10 определяем по выражению (3.2):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = 40000\text{-}30000=10000\text{Па}.$$

Требуемое значение авторитета клапана $a_{v\ ТРЕБ}$ определяется по выражению (3.3):

$$a_{V ТРЕБ} = \frac{10000}{10000+30000} = 0{,}28$$

Данное значение находится достаточно близко к диапазону 0,3<a_v<0,4, для которого можно выбрать любую из двух форм пропускной характеристики (линейную или равнопроцентную). Можно продолжить подбор РО, но данный диапазон 0,3<a_v<0,4 является нежелательным и, при возможности, надо выйти за его пределы в направлении a_v<0,3 или a_v>0,4. В настоящем примере такая возможность имеется.

Для подбора РО *с линейной пропускной характеристикой* следует иметь требуемый авторитет $a_{vТРЕБ}$>0,4. Зададимся $a_{vТРЕБ}$=0,45. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на регулирующем органе $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{ро.ТРЕБ})_{min} = \frac{30000}{\frac{1}{0{,}45} - 1} = 24545\ Па$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяем по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{1440}{935\sqrt{0{,}1\times 24545}} 10^{2} = 3{,}1\ м^3/ч$$

Принимаем к установке регулирующий клапан арт.1403715, d15, k_{vs}=4,0м³/ч с приводом арт.1771211, переключатель которого необходимо установить в положение *линейной пропускной характеристики*. Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.10 в открытом состоянии определяем по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о} = 0{,}1\times(1440/4{,}0)^2 = 12960\text{Па (13кПа)}.$$

Потеря давления на РО меньше требуемой, поэтому следует установить балансовый вентиль 13а, потери давления которого должны составлять:

$$(\Delta P_{кл\ 13а})_{ТРЕБ} = 24545\text{-}12960=11590\text{Па}$$

Принимаем к установке вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF, d25 с измерительными клапанами, арт.1421843.

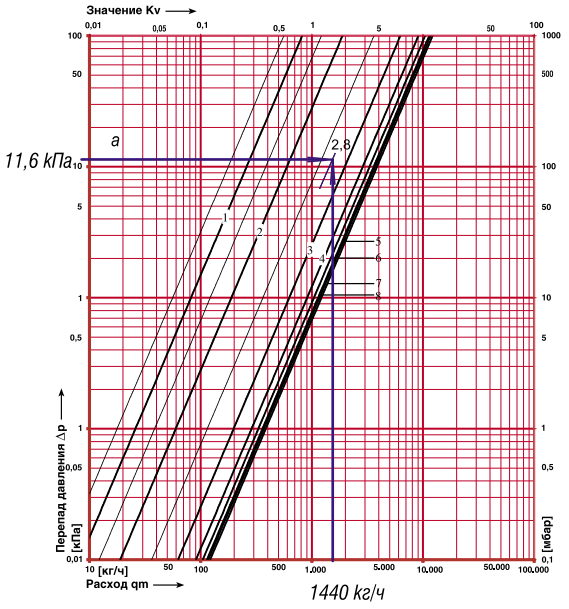


Рис. 4.5. Определение гидравлических характеристик вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d25 с измерительными клапанами, арт.1421843 (поз.13а рис.4.1).

Для создания потери давления на балансовом вентиле $\Delta P_{кл13а}$=11590Па (11,6кПа) при расходе G_{max}=1440кг/ч необходимо установить значение гидравлической преднастройки n=2,8 (рис.4.5).

В связи с внесенными поправками в подбор РО теплообменника, внесем соответствующие поправки в исходные данные для подбора регулятора перепада давления поз.6 (рис.4.1). Определим требуемый после него перепад давления по выражению (3.32):

$$\Delta P_{зад} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{кл\ 13а} + P_{н} =$$

$$= 20110+11590+19800 = 56650\text{Па (56,7кПа).}$$

Требуемый расход через регулятор перепада давления состоит из суммы расчетных расходов теплоносителя тепловых сетей для системы отопления и теплообменника:

$$\Sigma G_{потр} = 2870+1440=4310\text{кг/ч .}$$

Для исходных условий $\Sigma G_{потр}$=4310кг/ч и $\Delta P_{зад}$=56650Па (56,7кПа) принимаем к установке регулятор перепада давления ГЕРЦ, 4002, d50, арт.1400266, значение гидравлической настройки 5,7 (рис.4.6).

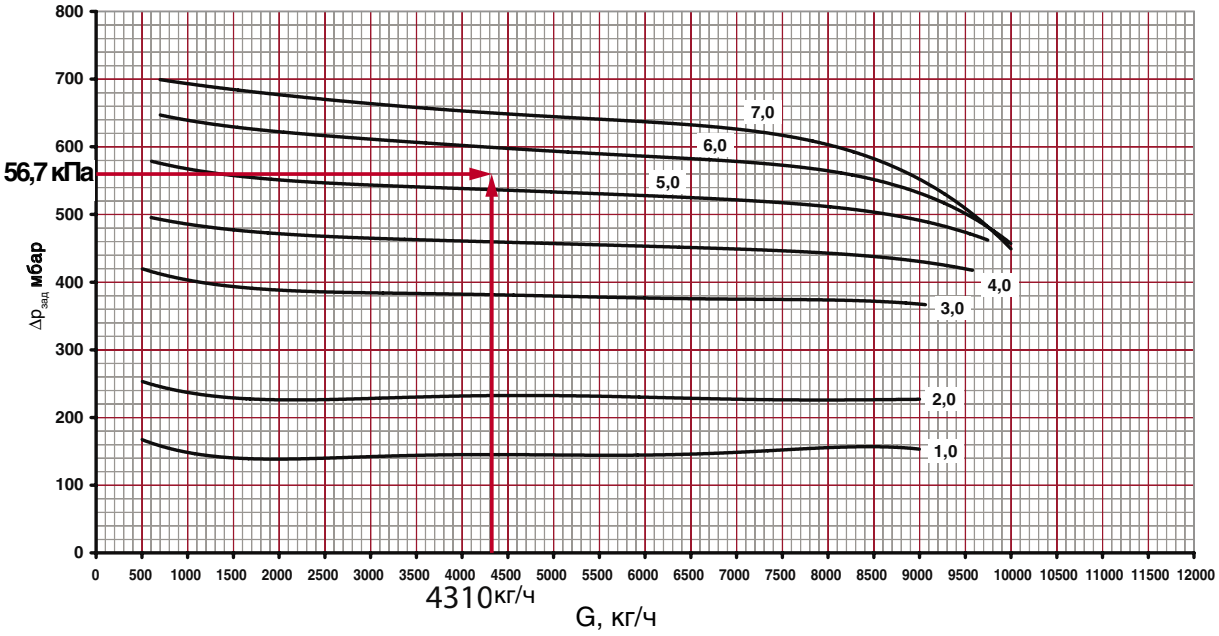


Рис. 4.6. Определение значения гидравлической настройки регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d50, арт.1400266 (поз. 6 рис. 4.1) для систем отопления и теплоснабжения теплообменника при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=4310кг/ч и $\Delta P_{зад}$= 56,7кПа.

Согласно (2.4), минимальные потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается работоспособность регулятора перепада давления (поз.6), должны быть не менее

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} = / \Delta P_{зад} / = 56650\text{Па.}$$

Работоспособность регулятора обеспечена тем, что сопротивление принятого регулятора перепада давления выше минимально допустимого и равно разности перепада давления «до него» и создаваемого регулятором перепада давления «после него»:

$$\Delta P_{РЕГ} = 295100\text{-}56650 = 238450\text{Па (2,38бар).}$$

Принятый к установке регулятор перепада давления не надо проверять на возникновение кавитации, так как он установлен на обратном трубопроводе, температура теплоносителя в котором ниже 100^{0}С.

Следует также внести поправки в подбор РО поз. 8 системы отопления, так как значение $\Delta P_{зад}$ регулятора перепада давления поз.6 увеличилось на 11590Па. Технически это можно решить либо путем установки дополнительного балансового вентиля перед РО поз.8, либо увеличением сопротивления балансового вентиля поз.13 при соответствующем увеличении напора смесительного насоса.

Последний вариант более практичен и может и без предварительных пересчетов быть просто реализован в период пусковой наладки оборудования ИТП, так как с помощью вентиля 13 можно контролировать расход теплоносителя.

4.1.2 Пример подбора оборудования ИТП и узла смешения со смесительным насосом на магистральном теплопроводе

Требуется подобрать регулирующие клапаны, а также регуляторы прямого действия и смесительный насос для ИТП, схема которого приведена на рис.4.7. На схеме с целью ее упрощения не показаны диаметры трубопроводов, дренажные, воздуховыпускные и предохранительные устройства, приборы контроля температуры и давления теплоносителей.

В отличие от схемы рис.4.1, для узла смешения используется трехходовой смесительный клапан 8. В данном случае обеспечивается полный диапазон коэффициента смешения, но при этом имеется вероятность попадания перегретой воды в систему отопления. Этому можно воспрепятствовать, например, путем программирования регулятора 15 на ограничение максимального расхода сетевой воды, на ограничение температуры подающего теплоносителя системы отопления. Смесительный насос 2 монтируется на магистральном теплопроводе.

Принимаем исходные данные данного примера расчета идентичными предыдущему примеру.

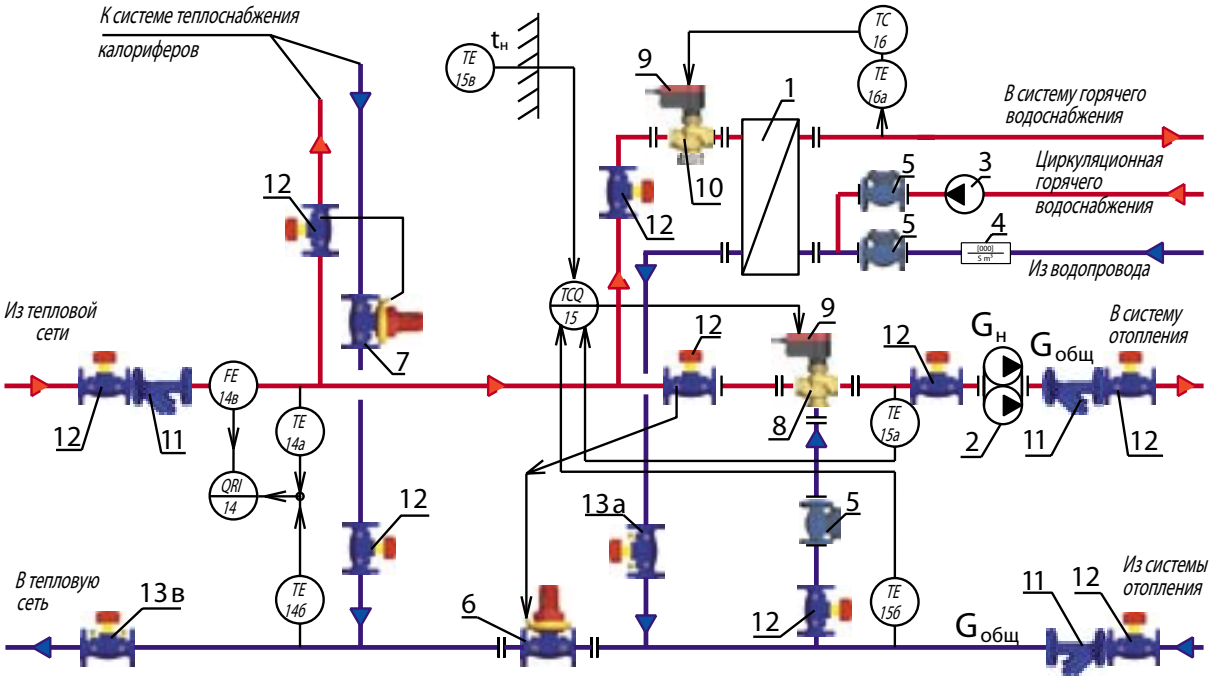


Рис. 4.7. Схема ИТП с узлом смешения при установке смесительного насоса на магистральном теплопроводе

1 – теплообменник горячего водоснабжения; **2** – насос смесительный системы отопления; **3** – насос циркуляционный горячего водоснабжения; **4** – водомер; **5** – обратный клапан; **6** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002 для системы отопления и теплообменника 1; **7** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4007F для системы теплоснабжения калориферов; **8** – клапан регулирующий трехходовой ГЕРЦ арт.14037; **9** – электропривод ГЕРЦ арт.1771211; **10** – клапан регулирующий теплообменника поз.1, ГЕРЦ арт.14037; **11** – фильтр-грязевик ГЕРЦ4111; **12** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF; **13а, 13в** – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF; **14** – счетчик учета теплоты; **15** – «следящий» регулятор температуры теплоносителя по графику ЦКР; **16** – регулятор температуры воды горячего водоснабжения.

Исходные данные:

1. Параметры теплоносителя тепловых сетей на вводе в ИТП: температура теплоносителя $T_Г$=130°С, $T_О$=70°С; абсолютное давление $P_г$=8бар (0,8МПа), $P_О$=5бар (0,5МПа). Располагаемая разность давлений составляет 0,8-0,5=0,3МПа (300000Па).

2. Параметры теплоносителя системы отопления: тепловая мощность Q_t=200кВт; температура теплоносителя $t_г$=80°С, $t_О$=60°С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$ = 16000Па.

Расчетный расход теплоносителя системы отопления G_{max} = 8600кг/ч.

Расчетный расход воды тепловых сетей для системы отопления G_1=2870кг/ч.

Расчетный расход теплоносителя на подмесе G_2=5730кг/ч.

3. Расчетные характеристики теплообменника горячего водоснабжения: тепловая мощность Q_t=100кВт; температура теплоносителя $T_Г$=130^{0}С, $T_О$=70^{0}С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$= 30000Па.

Расчетный расход воды тепловых сетей для теплообменника G_{max}=1440кг/ч.

4. Расчетные параметры системы теплоснабжения калориферов: расчетная тепловая мощность Q_t=250кВт; температура теплоносителя $T_Г$=130^{0}С, $T_О$=70^{0}С; расчетные потери давления $\Delta P_{потр}$=34000Па.

Расчетный расход воды тепловых сетей для системы теплоснабжения калориферов $G_{потр}$, 3590кг/ч.

Расчетный расход теплоносителя на вводе тепловых сетей составляет $G_{общ}$=7900кг/ч.

5. Задаемся диаметрами трубопроводов, принимая скорость теплоносителя не более 1,0м/с. Диаметры трубопроводов:

- для ввода – d65мм;
- теплоснабжения калориферов – d40мм;
- теплообменника – d25мм;
- системы отопления – d65мм;
- подмеса – d65мм.

6. С учетом потери давления в двух вентилях и в фильтре расчетный перепад давления «до» регуляторов перепада давления (поз.6 и 7) составляет $\Delta P_{расп}$=295100Па.

Вентиль балансовый поз.13в проектируется для использования в полностью открытом положении. Но при выполнении наладочных работ необходимо будет частично его прикрыть для создания дросселирующего эффекта в «помощь» регуляторам перепада давления поз.6 и 7. При уменьшении потерь давления на регуляторах поз.6 и 7 за счет создания потерь давления на вентиле поз.13в, повысится качество работы регуляторов перепада давления и, как следствие, повысится качество работы регулирующих клапанов систем теплопотребления.

Подбор регулятора перепада давления ***системы теплоснабжения калориферов*** выполняется по предыдущему примеру расчета идентичным образом (смотри раздел 4.1.1). Таким образом, как и в предыдущем примере, для исходных условий $G_{потр}$=3590кг/ч и $\Delta P_{зад}$=34000Па (340мбар) принимаем к установке регулятор перепада давления ГЕРЦ 4007F, d40, арт.1400715, значение гидравлической настройки 290 (рис.4.2).

Система отопления совместно с теплообменником обеспечивается стабилизированным перепадом давления с помощью регулятора перепада давления поз.6 (рис.4.7.). Для подбора этого регулятора перепада давления предварительно необходимо подобрать регулирующий трехходовой смесительный клапан 8 и смесительный насос 2.

Для подбора трехходового смесительного клапана 8 воспользуемся методикой разделов 3.3.2 и 3.5.2.

Принимаем к установке трехходовой РО с *линейной пропускной характеристикой*. Поэтому значение авторитета клапана должно быть $a_{vТРЕБ}$>0,4. Задаемся значением авторитета клапана $a_{vТРЕБ}$=0,5.

Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на регулирующем органе $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{ро.ТРЕБ})_{min} = \frac{16000}{\frac{1}{0,5} - 1} = 16000\ Па$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяем по выражению (3.20):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{8600}{935\sqrt{0,1 \times 16000}} 10^2 = 23\ м^3/ч$$

Исходя из условия a_v>0,4 следует рассматривать значение $k_{vsТРЕБ}$=23м^3/ч как максимально допустимое. Поэтому принимаем к установке регулирующий клапан с ближайшим значением k_{vs}=16,0м^3/ч арт.1403732, d32, с приводом арт.1771211, переключатель передаточного механизма которого необходимо установить в положение линейной пропускной характеристики. Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.8 в открытом состоянии определяем по выражению (3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times (8600/16,0)^2 = 28890Па\ (29кПа).$$

Принятый к установке регулирующий клапан надо проверить на возникновение кавитации. Исходные данные для расчета:

– абсолютное давление перед регулирующим клапаном P_1=0,8 МПа;

– абсолютное давление насыщенного пара при температуре $T_Г$=130^{0}С составляет $P_Н$=0,271МПа (таблица 3.1);

– коэффициент начала кавитации $K_к$=0,6 (таблица 3.3).

Определяем перепад давления на регуляторе, при котором возникает кавитация, по выражению (3.23):

$$\Delta P_к = 0,6 \times (0,8-0,271) \times 10^6 = 317400Па\ (3,17бар)$$

Кавитация исключается, так как $\Delta P_{р.о.} < \Delta P_к$ (0,29 бар<3,17 бар).

Тип смесительного насоса выбирается в зависимости от вида системы отопления. Например, для однотрубной системы отопления принимаем насос с постоянной скоростью вращения. Смесительный насос подбирается на следующие расчетные параметры системы теплопотребления (3.52):

$$G_н = G_{общ} = 8600\text{кг/ч}\ (8{,}7\text{м}^3/\text{ч});$$

$$P_н = \Delta P_{РУ} = \Delta P_{потр} + \Delta P_{р.о.} =$$
$$= 16000 + 28890 = 44890\text{Па},$$

то есть, примерно 4,5м в.ст.

Режим работы каждого из насосов сдвоенного насоса 2 (рис. 4.7): «основной» - «резервный». Схема подбора насоса показана на рис. 4.8. К установке принимаем сдвоенный насос фирмы GRUNDFOS марки UPSD 40-60F. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 9{,}85\text{м}^3/\text{ч}, \quad P_н = 4{,}7\ \text{м в.ст.}$$

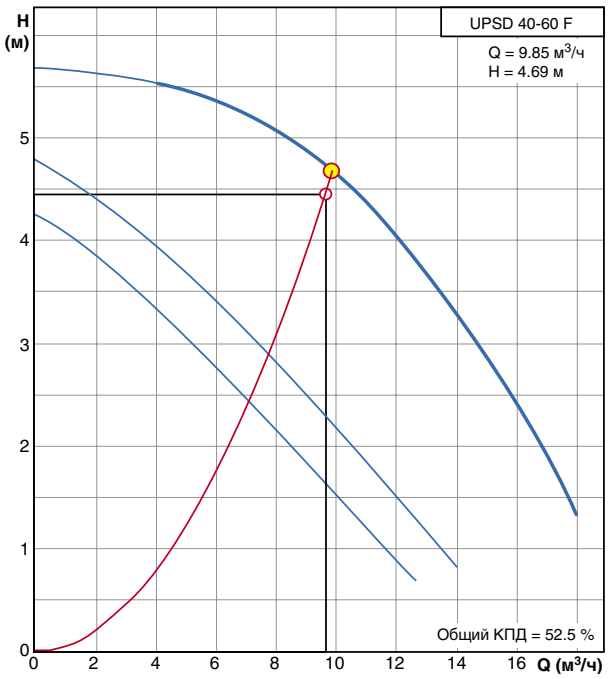


Рис.4.8. Расчетная характеристика смесительного насоса UPSD 40-60F (поз.2 рис.4.7)

Для подбора регулятора перепада давления поз. 6 (рис. 4.7.) определим требуемый после него перепад давления. Из (3.53) следует, что

$$(\Delta P_{заг})_{ТРЕБ} = \Delta P_н = 47000\text{Па}\ \ (47\text{кПа}).$$

Значение $\Delta P_{заг}$=47кПа является также располагаемым перепадом давления для системы теплоснабжения теплообменника.

Таким образом, система теплоснабжения теплообменника имеет располагаемый перепад давления, равный создаваемому регулятором поз.6 (рис.4.7.) перепаду давления:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{заг} = 47000\text{Па}\ (40\text{кПа}).$$

Регулирующий клапан 10 (рис.4.7) подбираем по методике раздела 3.2.1.

Требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на клапане 10 определяем по выражению (3.2):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = 47000\text{-}30000 = 17000\text{Па}.$$

Требуемое значение авторитета клапана $a_{v\ ТРЕБ}$ определяется по выражению (3.3):

$$a_{V\,ТРЕБ} = \frac{17000}{17000 + 30000} = 0{,}36$$

Данное значение находится в диапазоне $0{,}3<a_v<0{,}4$, для которого можно выбрать любую из двух форм пропускной характеристики (линейную или равнопроцентную), так как в этом диапазоне они дают примерно одинаковую нелинейность.

Поэтому желательно при выборе регулирующего клапана определиться в выборе приоритетной зоны:

либо $a_v>0{,}4$ – для клапанов с линейной пропускной характеристикой,

либо $0.1<a_v<0{,}3$ – для клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой.

Принимаем РО (поз. 10 рис. 4.7) с равнопроцентной пропускной характеристикой. Задаемся значением авторитета клапана, например, равным $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на регулирующем органе $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{ро.ТРЕБ})_{min} = \frac{30000}{\frac{1}{0{,}2} - 1} = 7500\,Па$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяем по выражению (3.4):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{1440}{935\sqrt{0{,}1\times 7500}}10^2 = 5{,}6\ \text{м}^3/\text{ч}$$

Исходя из условия $0.1<a_v<0,3$ принимаем к установке регулирующий клапан со значением k_{vs}=6,3м³/ч арт.1403720, d20, с приводом арт.1771211, переключатель передаточного механизма которого необходимо установить в положение *равнопроцентной пропускной характеристики*.

Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.10 в открытом состоянии определяем по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1\times(1440/6,3)^2 = 5224\text{Па (5,2кПа)}.$$

Определим потери давления, которые должен создать балансовый вентиль (поз.13а рис.4.7):

$$(\Delta P_{кл\ 13а})_{ТРЕБ} = 17000\text{-}5224= \\ = 11776\text{Па (11,8кПа)}$$

Принимаем к установке вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF, d25 с измерительными клапанами, арт.1421843.

Для создания потери давления на балансовом вентиле $\Delta P_{кл13а}$=11,8кПа при расходе G_{max} = 1440кг/ч необходимо установить значение гидравлической преднастройки n=2,8 (рис.4.9).

Требуемый расход через регулятор перепада давления состоит из суммы расчетных расходов теплоносителя тепловых сетей для отопления и теплообменника:

$\Sigma G_{потр}$=2870+1440=4310кг/ч .

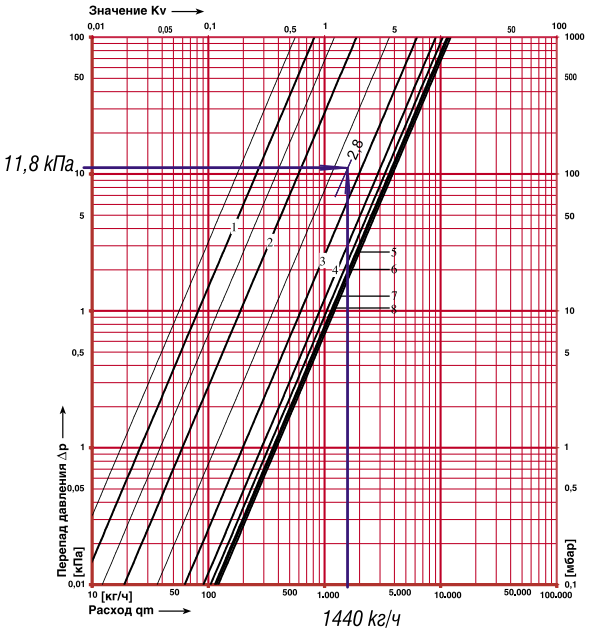


Рис. 4.9. Определение гидравлических характеристик вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d25 с измерительными клапанами, арт.1421843 (поз.13а рис.4.7).

Для исходных условий $\Sigma G_{потр}$=4310кг/ч и $\Delta P_{зад}$=47000Па (47,0кПа) принимаем к установке регулятор перепада давления ГЕРЦ, 4002, d50, арт.1400266.

Значение гидравлической настройки регулятора равно 4,2 (рис.4.10).

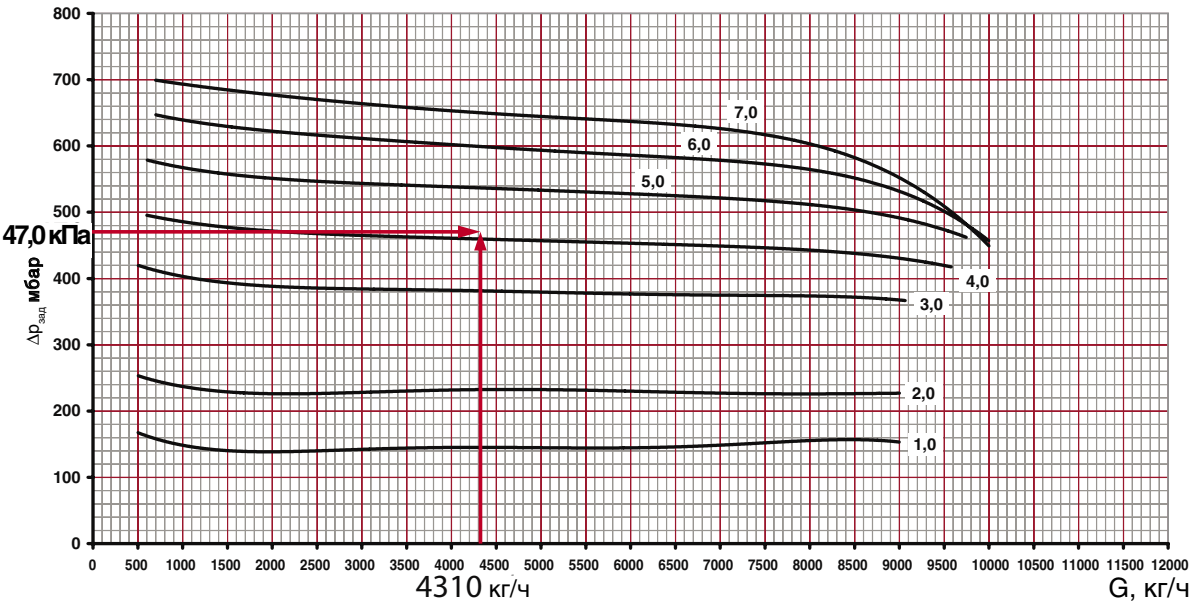


Рис. 4.10. Определение значения гидравлической настройки регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d50, арт.1400266 (поз.6 рис.4.7) для отопления и теплообменника при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=4310кг/ч и $\Delta P_{зад}$=47,0кПа.

Согласно (2.4), минимальные потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается работоспособность регулятора перепада давления (поз.6), должны быть не менее

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} = / \Delta P_{заг} / = 47000Па.$$

Работоспособность регулятора обеспечена тем, что сопротивление принятого регулятора перепада давления выше минимально допустимого и равно разности перепада давления «до него» и создаваемого регулятором перепада давления «после него»:

$$\Delta P_{РЕГ} = 295100\text{-}56650=238450Па\ (2{,}38бар).$$

Принятый к установке регулятор перепада давления не надо проверять на возникновение кавитации, так как он установлен на обратном трубопроводе, температура теплоносителя в котором ниже 100^{0}С.

4.2. Примеры подбора регулирующих клапанов для систем теплоснабжения и холодоснабжения вентиляционных приточных систем

Нагревание и охлаждение воздуха, подаваемого приточными системами (системами приточной вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления), осуществляется с помощью водо-воздушных теплообменников, которые называют калориферами и воздухоохладителями. Автоматическое изменение величины теплового потока, передаваемого воздуху калорифером или отбираемого от него воздухоохладителем, осуществляется путем изменения расхода теплоносителя с помощью регулирующего клапана.

4.2.1. Пример подбора регулирующих клапанов для системы теплоснабжения калориферов вентиляционных приточных систем

Гидравлический расчет системы теплоснабжения калориферов выполняется исходя из суммарной расчетной тепловой нагрузки всех калориферов вентиляционных установок. Реальный гидравлический режим работы системы непредсказуем, так как зависит от режимов автоматического регулирования каждой установки, в результате чего на теплопроводах и распределительных гребенках могут возникнуть значительные колебания перепада давления. Возможны различные конструктивные решения, позволяющие предотвратить указанные явления.

На рис.4.11 показана схема системы теплоснабжения калориферов приточных систем с различными типами узлов регулирования «1», «2», «3».

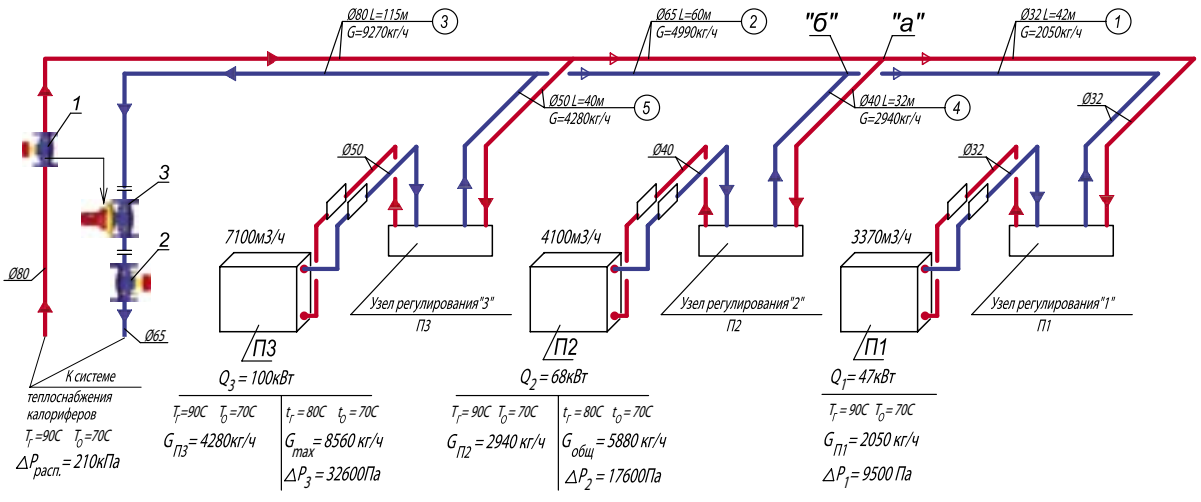


Рис. 4.11. Схема системы теплоснабжения калориферов приточных систем П1…П3 с исходными данными для гидравлического расчета и подбора оборудования

1 – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF; **2** – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF; **3** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002.

На схемах с целью упрощения не показаны дренажные, воздуховыпускные и предохранительные устройства, приборы контроля температуры и давления теплоносителей.

Источник теплоты – котельная с параметрами теплоносителя 90/70^{0}С.

В качестве примера в настоящем расчете рассматриваются различные типы узлов регулирования. При проектировании системы теплоснабжения калориферов применяют, как правило, единый для всех калориферов тип узла регулирования.

Узел регулирования «1» показан на рис. 4.12 в виде двух равнозначных вариантов конструктивного решения.

В данном случае используем методику, изложенную в разделе 3.2.2.

Определим гидравлическое сопротивление участка №1 (рис. 4.11), который является «регулируемым участком» для калорифера системы П1. Диаметром участка задаемся, ориентируясь на расчетную скорость теплоносителя [приложение А]. Потери давления определяем по удельным потерям давления, а местные сопротивления (тройники, отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

Участок №1.

- расчетный расход 2050кг/ч;
- общая длина 42м;
- диаметр – d32мм;
- скорость теплоносителя 0,62м/с;
- удельная потеря давления 200Па/м.

Потеря давления в трубопроводах участка

$$\Delta P_{уч.1} = 1{,}3\times(200\times42) = 10920\text{Па}.$$

Для определения потери давления ΔP, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде пропускной способности, можно использовать расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0{,}1(G/k_v)^2,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м^3/ч.

Определим расчетные потери давления вентиля поз.3 (d32 арт.1421854, k_v =20,1 м^3/ч) и фильтра поз.5 (d32 арт.1411184, k_v =21,5 м^3/ч):

$$\Delta P_{в.3} = 0{,}1\cdot(2050/20{,}1)^2 = 1040\text{Па}.$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0{,}1\cdot(2050/21{,}5)^2 = 909\text{Па}.$$

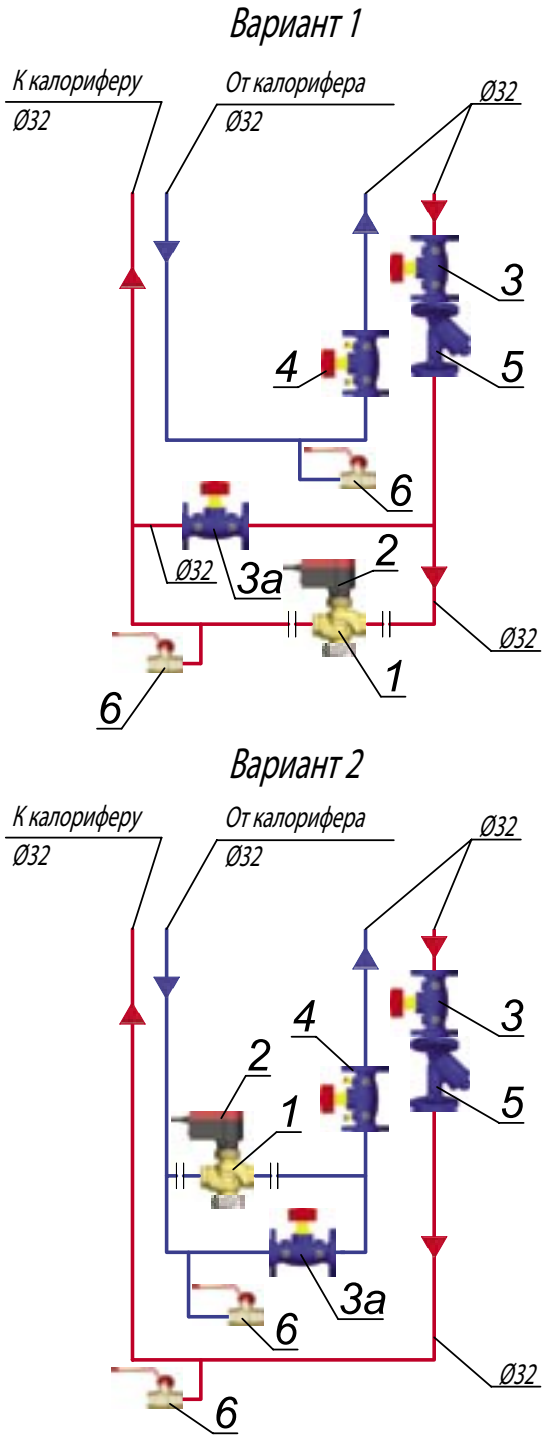


Рис. 4.12. Узел регулирования «1» в виде двух равнозначных вариантов 1 и 2

1 – клапан ГЕРЦ арт.14037;
2 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211;
3 – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF;
3а – вентиль запорный ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF (закрыт);
4 – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF;
5 – фильтр-грязевик ГЕРЦ, арт.14111;
6 – кран дренажный.

Вентиль балансовый с измерительными клапанами (поз.4) позволяет проводить измерения расхода теплоносителя, что необходимо при пусковой наладке системы. Для повышения точности измерения вентиль не должен быть полностью открытым. Поэтому зададим ограничение по максимальному открытию вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 2050кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа. Установим, например, значение гидравлической преднастройки n=3,5 (рис.4.13), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.4}$=9,5кПа, то есть более 5кПа.

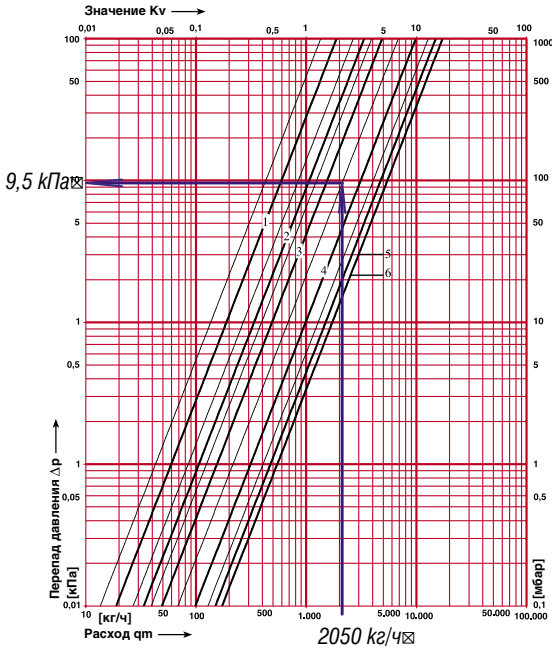


Рис. 4.13. Определение сопротивления вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d32 с измерительными клапанами, арт.1421844 (поз.4 рис.4.13).

Сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.П1}$ вычисляем в виде суммы:

$$\Delta P_{потр.П1} = \Delta P_1+\Delta P_{в.3}+\Delta P_{ф.5.}+\Delta P_{в.4}+\Delta P_{уч.1} =$$
$$= 9500+1040+909+9500+10920 = 31870\text{Па}.$$

Учитывая достаточно высокое значение сопротивления потребителя, следует задаться для регулирующего клапана поз.1 малым значением авторитета a_v, что позволит уменьшить общие потери давления узла регулирования «1» и системы теплоснабжения калориферов в целом. Поэтому принимаем к установке регулирующий клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой, для которой следует принимать авторитет клапана в диапазоне $0.1<a_v<0,3$.

Задаемся значением авторитета клапана, например, равным $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на регулирующем органе $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{ро.ТРЕБ})_{min} = \frac{31870}{\frac{1}{0,2} - 1} = 7970\,Па$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяем по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{2050}{965\sqrt{0,1\times 7970}} 10^2 = 7,5\ м^3/ч$$

Исходя из условия $0.1<a_v<0,3$ принимаем к установке регулирующий клапан со значением k_{vs}=6,3м³/ч арт.1403720, d20, с приводом арт.1771211, переключатель передаточного механизма которого необходимо установить в положение *равнопроцентной пропускной характеристики*.

Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.1 в открытом состоянии определяем по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о} = 0,1\times(2050/6,3)^2 = 10590\text{Па}\ (10,6\text{кПа}).$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ.П1}$, Па определяется по выражению (3.10):

$$\Delta P_{РУ.П1} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.П1} =$$
$$= 10590+31870 = 42460\text{Па}\ (42,5\text{кПа}).$$

Суммарное сопротивление системы теплоснабжения калориферов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ равно задаваемому на регуляторе поз.3 (рис.4.11) перепаду давления, $\Delta P_{зад}$:

$$\Delta P_{зад} = \Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{РУ.П1}+\Delta P_{уч.2}+\Delta P_{уч.3}$$

Определим гидравлическое сопротивление $\Delta P_{уч.2}$ участка №2 и $\Delta P_{уч.3}$ участка №3 (рис. 4.11):

Участок №2.
– расчетный расход 4990кг/ч;
– общая длина 60м;

– диаметр – d65мм;
– скорость теплоносителя 0,35м/с;
– удельная потеря давления 22Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах участка

$$\Delta P_{уч.2} = 1{,}3\times(120\times22) = 3430\text{Па}.$$

Участок №3.
– расчетный расход 9270кг/ч;
– общая длина 115м;
– диаметр – d80мм;
– скорость теплоносителя 0,45м/с;
– удельная потеря давления 30Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах участка

$$\Delta P_{уч.3} = 1{,}3\times(30\times115) = 4490\text{Па}.$$

Суммарное сопротивление системы теплоснабжения калориферов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ равно:

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{РУ.П1}+\Delta P_{уч.2}+\Delta P_{уч.3} =$$
$$= 42460+3430+4490 =$$
$$= 50380\text{Па (50,4кПа)}.$$

Таким образом, с помощью задатчика регулятора поз.3 (рис. 4.11) необходимо установить перепад давления $\Delta P_{зад} = 50{,}4$кПа для расчетного расхода теплоносителя 9270кг/ч.

Для этих исходных условий принимаем к установке регулятор перепада давления ГЕРЦ, 4002, d50, арт.1400266.

Значение гидравлической настройки регулятора равно 5,5 (рис. 4.14).

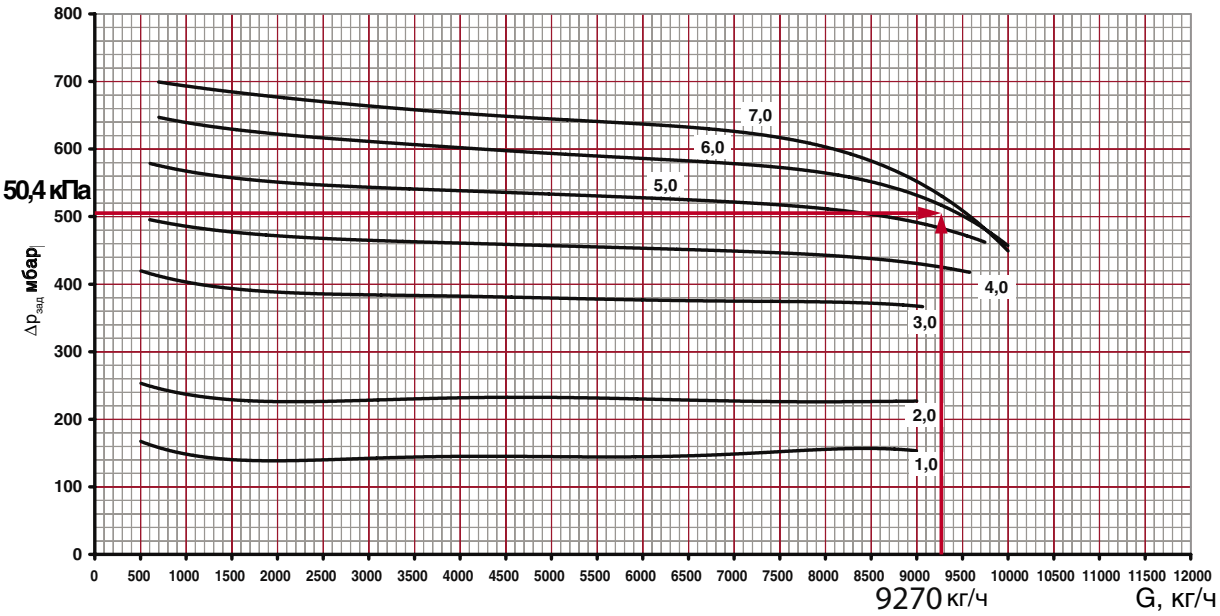


Рис. 4.14. Определение значения гидравлической настройки регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d50, арт.1400266 (поз. 3 рис. 4.11) для системы теплоснабжения калориферов при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$ = *9270кг/ч и* $\Delta P_{зад} = 50{,}4$кПа.

Минимально требуемые потери давления на регуляторе $\Delta P_{РЕГ}$, принимаемые по выражению (2.4), равны

$$\Delta P_{РЕГ} = |\Delta P_{зад}| = 50{,}4\text{кПа}$$

По выражению (2.3) определяем суммарные расчетные минимальные потери давления системы теплоснабжения калориферов совместно с регулятором

$$(\Sigma\Delta P)_{min} = \Sigma\Delta P_{уч.} + \Delta P_{РЕГ} =$$
$$= 50{,}4 + 50{,}4 = 100.8\text{кПа}$$

Располагаемый минимальный расчетный перепад давления в точках присоединения *ситемы теплоснабжения калориферов* к магистральным теплопроводам $(\Delta P_{РАСП})_{min}$ определяем по выражению (2.5):

$$(\Delta P_{РАСП})_{min} = 1{,}1\times100{,}8 = 111\text{кПа}.$$

Устойчивая работа регулятора (поз.3 рис.4.11) будет обеспечена при условии $\Delta P_{РАСП} > (\Delta P_{РАСП})_{min}$. Так как 210кПа>111кПа, то подбор регулятора можно признать законченным.

Однако следует иметь ввиду, что с увеличением разницы этих значений увеличивается зона неравномерности $\boldsymbol{2\varepsilon}$ и, соответственно, снижается точность регулирования. Поэтому предусматривается установка вентиля балансового фланцевого поз. 2 (рис. 4.11)

ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами d80, арт.1421848, с помощью которого можно частично «погасить» излишний перепад давления и производить измерения расхода теплоносителя при наладке системы.

Выполним подбор оборудования для узла регулирования «2» системы П2 и для узла регулирования «3» системы П3.

Чтобы показать принципы подбора различных систем теплоснабжения в настоящем примере рассмотрим разные типы узлов регулирования в пределах одной системы.

При реальном проектировании для системы теплоснабжения калориферов применяют, как правило, единый для всех калориферов тип узла регулирования.

Узел регулирования «2» показан на рис. 4.15. Подобные узлы применяют, как правило, при использовании перегретой воды.

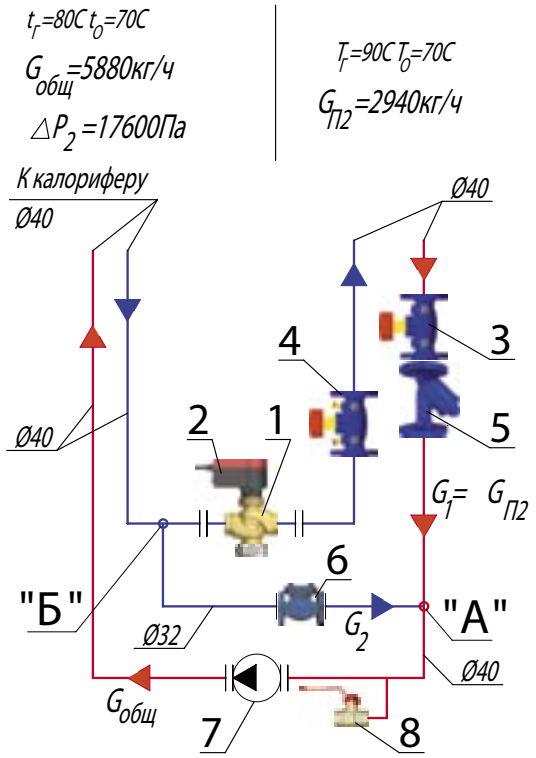


Рис. 4.15. Узел регулирования «2»

1 – клапан ГЕРЦ арт. 14037;
2 – электропривод ГЕРЦ арт. 1771211;
3 – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF;
4 – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт. 4218 GMF;
5 –фильтр-грязевик ГЕРЦ, арт. 14111;
6 – клапан обратный d32;
7 – насос смесительный;
8 – кран дренажный.

Подбор оборудования для узла регулирования «2» производим по методике, изложенной в разделе 3.4.2 (рис. 3.11.б). Регулируемый участок №4 состоит из двух отрезков трубопроводов: подающего – между точкой «А» и точкой присоединения к магистрали «а»; обратного - между точкой «Б» и точкой присоединения к магистрали «б». На регулируемом участке находится арматура поз. 1, 4, 3, 5 (рис. 4.15).

Требуемый минимальный расчетный перепад давления ΔН регулируемого участка №4 определяется по выражению (3.37):

$$\Delta H = 1{,}1\times(\Delta P_{р.о.} + \Sigma\Delta P_{уч.}).$$

В настоящем примере $\Sigma\Delta P_{уч.}$ определяется следующей суммой:

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{в.3} + \Delta P_{в.4} + \Delta P_{ф.5} + \Delta P_{уч.4}.$$

Определяем гидравлическое сопротивление $\Delta P_{уч.4}$ участка №4:

– расчетный расход 2940кг/ч;
– общая длина 32м;
– диаметр – d40мм;
– скорость теплоносителя 0,62м/с;
– удельная потеря давления 150Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах участка

$$\Delta P_{уч.4} = 1{,}3 \times (120\times32) = 4990\text{Па}.$$

Для определения потери давления ΔР, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде k_v , м³/ч, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0{,}1(G/k_v)^2,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Определим расчетные потери давления вентиля поз.3 (d40 арт.1421855, k_v=30,4 м³/ч) и фильтра поз.5 (d40 арт.1411185, k_v=30 м³/ч):

$$\Delta P_{в.3} = 0{,}1\cdot(2940/30{,}4)^2 = 935\text{Па}.$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0{,}1\cdot(2940/30)^2 = 960\text{Па}.$$

Вентиль балансовый с измерительными клапанами (поз. 4) позволяет проводить измерения расхода теплоносителя, что необходимо при пусковой наладке системы. Для повышения точности измерения вентиль не должен быть полностью открытым. Поэтому зададим ограничение по максимальному открытию вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа

(при расчетном расходе 2940кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3,5 (рис.4.16), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.4}$=6кПа (6000Па), то есть более 5кПа.

Тогда значение $\Sigma\Delta P_{уч.}$ вычисляется следующей суммой

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = 935+6000+960+4990 = 12885\text{Па}.$$

Задаемся для подбора регулирующим клапаном *с линейной пропускной характеристикой* с авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,5. По выражению (3.35) для РО определяем требуемое минимальное расчетное значение перепада давления:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{12885}{\frac{1}{0,5} - 1} = 12885\ Па$$

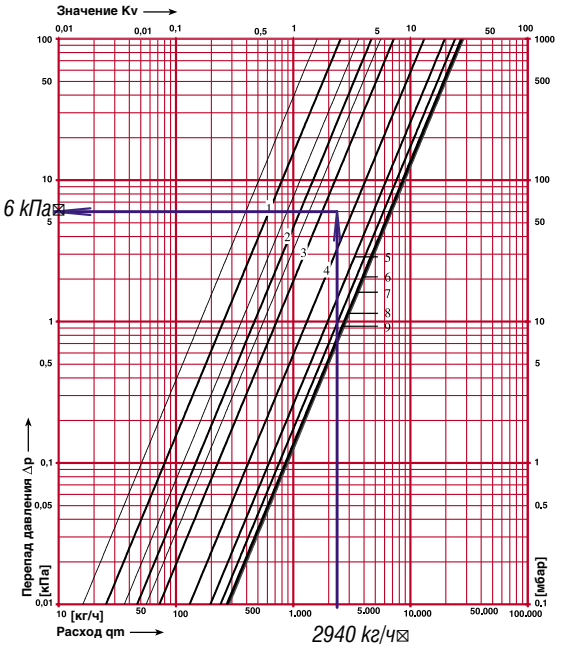


Рис. 4.16. Определение сопротивления вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d40 с измерительными клапанами, арт. 1421845 (поз.4 рис.4.15).

Расчетный максимальный расход теплоносителя через РО при полном его открытии определяем по выражению (3.36) и принимается равным

$$G_{max} = G_{1.} = 2940\text{кг/ч}.$$

Требуемая расчетная условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{2940}{978\sqrt{0,1 \times 12885}} 10^2 = 8,4\text{м}^3/\text{ч}$$

Принимаем к установке регулирующий клапан арт. 1403725, d20, k_{vs}=10,0м^3/ч с приводом арт. 1771211, переключатель которого необходимо установить в положение линейной пропускной характеристики. Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз. 1 в открытом состоянии определяем по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о} = 0,1\times(2940/10,0)^2 = 8640\text{Па (8,6кПа)}.$$

Определим действительное значение авторитета клапана по выражению (3.1):

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$

$$= \frac{8640}{8640+12885} = 0,41 > 0,40$$

то есть выбранный тип, и типоразмер клапана соответствует заданным гидравлическим параметрам регулируемого участка №4.

Тогда, по выражению (3.37) требуемый минимальный расчетный перепад давления ΔН регулируемого участка №4 равен:

$$\Delta H = 1,1 \times (8640+10885) = 21480\text{Па}.$$

Располагаемый расчетный перепад давления $(\Delta P_{РУ.П2})_{расп.}$ регулируемого участка №4 равен расчетному перепаду давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ.П1}$:

$$(\Delta P_{РУ.П2})_{расп} = \Delta P_{РУ.П1} = 42460\text{Па},$$

то есть, на 42460-21480=20980Па (21,0кПа) больше требуемого минимального расчетного перепада давления. Этот излишний перепад давления следует «погасить» балансовым вентилем поз.4 (рис.4.15).

Ранее показанную на рис.4.16 преднастройку вентиля следует изменить, задаваясь расчетными значениями $\Delta P_{в.4}$ = 6+21=27кПа и $G_{в.4.}$ = 2940кг/ч.

Необходимо установить преднастройку вентиля на значение n=2,0 (рис.4.17).

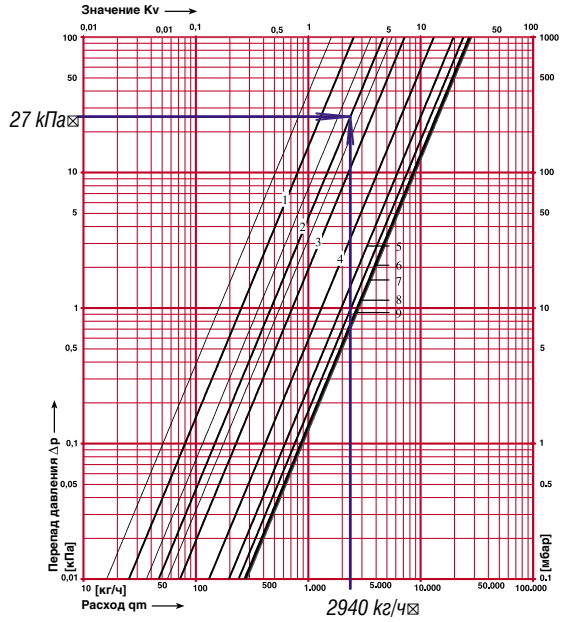


Рис. 4.17. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d40 с измерительными клапанами, арт.1421845 (поз.4 рис.4.15) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$ = 27кПа и $G_{в.4}$ = 2940кг/ч.

Подбор смесительного насоса производим, согласно (3.34) на расчетные параметры системы теплопотребления:

$$G_н = G_{общ} = 5880кг/ч\ (5{,}9\ м^3/ч);$$
$$P_н = \Delta P_{потр} = 17600Па\ (1{,}8\ м\ в.ст.)$$

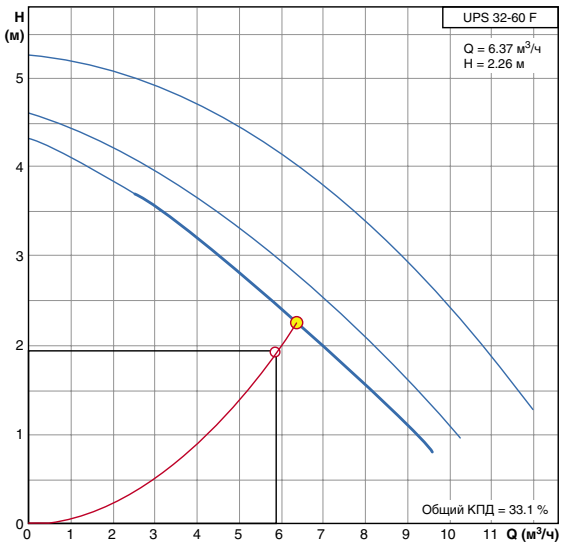


Рис.4.18. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 32-60F (поз. 7 рис. 4.15)

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 32-60F. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 6{,}37 м^3/ч, \quad P_н = 2{,}26\ м\ в.ст.$$

Узел регулирования «3», показанный на рис.4.19, является универсальным и может быть рекомендован для любых систем теплоснабжения.

Подбор оборудования для узла регулирования «3» производим по методике, изложенной в разделе 3.5.2 (рис. 3.15.б).

1. Принимаем к установке трехходовой РО *с линейной пропускной характеристикой.* Подбор трехходового РО производится в соответствии с методикой раздела 3.3.2.

Расчетным регулируемым участком является замкнутое циркуляционное кольцо через калорифер и подмешивающий трубопровод в крайнем положении РО, при котором полностью открыт подмес и перекрыт трубопровод сетевой воды.

Определим необходимые для расчета исходные данные:

а) Максимальный (или расчетный) расход воды для потребителя теплоты - калорифера G_{max} = 8560кг/ч.

б) Потери давления потребителя (калорифера с подводящими теплопроводами и арматурой) $\Delta P_{потр.}$, Па состоят из сопротивления калорифера $\Delta P_з$ и трубопроводов к нему d50 мм длиной 8 м $\Delta P_{трубопр.}$. Удельная потеря давления R=360Па/м при G=8560кг/ч и d50мм [приложение А].

$$\Delta P_з = 32600Па\ (32{,}6кПа);$$
$$\Delta P_{трубопр.} = 1{,}3 \times 360 \times 8 = 3744Па\ (3{,}8кПа);$$
$$\Delta P_{потр.}, = 32600+3744 = 36350Па\ (36{,}4кПа).$$

2. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$, Па состоят из сопротивления обратного клапана $\Delta P_{ок}$ (k_{vs}=30м³/ч поз.7 рис.4.19) и трубопроводов d40мм длиной 1м $\Delta P_{трубопр.}$. Удельная потеря давления R=1050Па/м при G=8560кг/ч и d40мм [приложение А].

$$\Delta P_{ок} = 0{,}1 \times (8560/30)^2 = 8140Па\ (8{,}2кПа);$$
$$\Delta P_{трубопр.} = 1{,}3 \times 1050 \times 1 = 1370Па\ (1{,}4кПа);$$
$$\Delta P_{бп.} = 8140+1370 = 9510Па\ (9{,}5кПа).$$

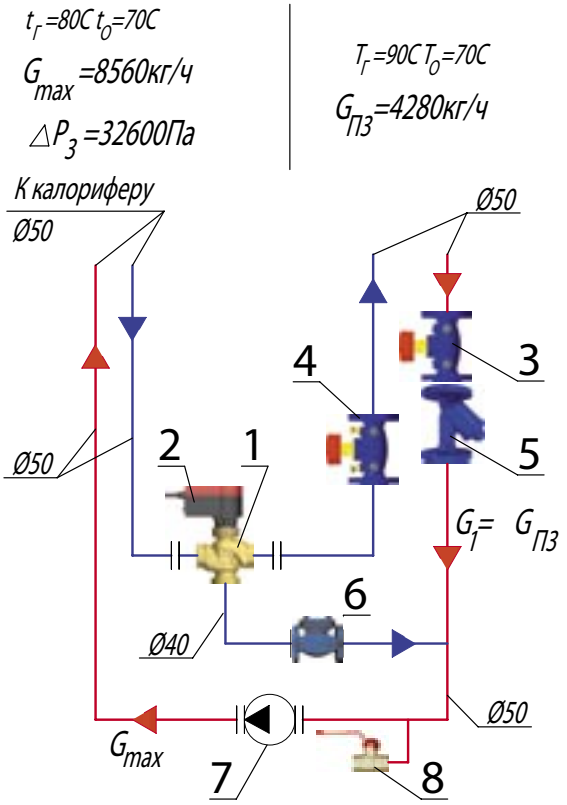


Рис. 4.19. Узел регулирования «3»
1 – клапан трехходовой ГЕРЦ арт.14037;
2 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211;
3 – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF;
4 – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF;
5 – фильтр-грязевик ГЕРЦ, арт.14111;
6 – клапан обратный d40;
7 – насос смесительный;
8 – кран дренажный.

3. Задаемся требуемым значением авторитета клапана $a_{vТРЕБ}$=0,5. Тогда по выражению (3.19) определяем требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО (поз.1 рис. 4.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{36350 + 9510}{\frac{1}{0,5} - 1} =$$

=45860Па (45,9кПа).

4. По выражению (3.20) определяем требуемую условную пропускную способность трехходового клапана (поз.1 рис. 4.19):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{8560}{978\sqrt{0,1 \times 45860}} 10^2 = 12,9 м^3/ч.$$

5. В соответствии с условиями (3.21) принимаем к установке клапан трехходовой ГЕРЦ арт.1403732 d32, k_{vs}=16,0м³/ч с приводом арт.1771211, переключатель которого необходимо установить в положение *линейной пропускной характеристики*. Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.1 в открытом состоянии определяем по выражению (3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times (8560/16,0)^2 = 28630Па\ (28,6кПа).$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + (\Delta P_{потр} + \Delta P_{бп})} =$$

$$= \frac{28630}{28630 + (36350 + 9510)} = 0,36$$

то есть выбранный типоразмер клапана имеет авторитет в диапазоне нелинейности $0,3<a_v<0,4$.

В такой ситуации имеются два варианта дальнейших действий:

1-й вариант: предполагается сохранение изначально принятой линейной расходной характеристики РО. Тогда следует принять клапан с меньшей пропускной способностью: клапан трехходовой ГЕРЦ арт.1403725 d25, k_{vs}=10,0м³/ч. В этом случае расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.1 в открытом состоянии будет равен:

$$\Delta P_{р.о.}=0,1 \times (8560/10,0)^2=73270Па\ (73,3кПа).$$

При этом расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па, равный требуемому циркуляционному напору проектируемого насоса $P_Н$ должен составлять по выражению (3.24)

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} = P_Н =$$
$$= 73,3 + 36,4 + 9,5 = 119,2кПа\ (12м\ в.ст.).$$

Значение $P_Н$=12м в.ст. является слишком высоким требуемым напором для подбора насоса, поэтому рассмотрим второй вариант.

2-й вариант: предполагается принятие *равнопроцентной* расходной характеристики РО. Тогда следует принять клапан с большей пропускной способностью: клапан трехходовой ГЕРЦ арт.1403740 d40, k_{vs}=25,0м³/ч. В этом случае расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.1 в открытом состоянии будет равен:
$\Delta P_{р.о.}$= 0,1 × (8560/25,0)² = 11724Па (11,7кПа).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \left(\Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}\right)} =$$

$$= \frac{11724}{11724 + (36350 + 9510)} = 0{,}2$$

то есть выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов *с равнопроцентной пропускной характеристикой* $0.1<a_v<0{,}3$. Поэтому окончательно принимаем к установке клапан трехходовой ГЕРЦ арт.1403740 d40, k_{vs}=25,0м³/ч с приводом арт.1771211, переключатель которого необходимо установить в положение равнопроцентной пропускной характеристики.

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па равен требуемому циркуляционному напору проектируемого насоса $P_Н$ и определяется по выражению (3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} = P_Н =$$
$$= 11{,}7 + 36{,}4 + 9{,}5 = 57{,}6 \text{ кПа (5,8м в.ст.).}$$

6. Смесительный насос подбираем, согласно (3.52), на следующие расчетные параметры системы теплопотребления:

$$G_н = G_{общ} = 8560 \text{ кг/ч (8,6м}^3\text{/ч);}$$
$$P_н = \Delta P_{РУ} = 57{,}6 \text{ кПа (6м в.ст)}$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 32-120F (рис.4.20). Рабочая точка насоса:

$$G_н = 8{,}7\text{м}^3\text{/ч}, \quad P_н = 6{,}58 \text{ м в.ст.}$$

7. Расчетный перепад давления ΔH для участка №5 определим, прибавляя потерю давления участка №2 к располагаемому перепаду между точками «а» и «б» (рис.4.11).

Потеря давления участка №2:

$$\Delta P_{уч.2} = 3430\text{Па.}$$

Располагаемый перепад между точками «а» и «б» (рис.4.11) равен расчетному перепаду давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ.П1}$, Па (уч.№1 рис.4.11):

$$\Delta P_{РУ.П1} = 42460 \text{ Па (42,5 кПа).}$$

Расчетный перепад давления ΔH для участка №5 равен:

$$\Delta H = \Delta P_{уч.2} + \Delta P_{РУ.П1} = 3430 + 42460 = 45890\text{Па}$$

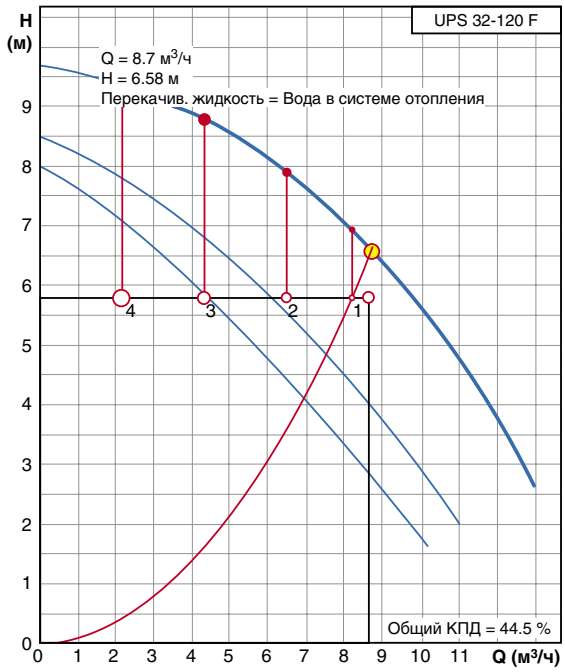


Рис. 4.20. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 32-120F (поз.7 рис.4.19)

.

8. Требуемые суммарные потери давления на подводящих теплопроводах участка №5 $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$, Па вычисляем по выражению (3.53):

$$(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ} = \Delta H - \Delta P_{р.о} =$$
$$= 45890 - 11724 = 34166\text{Па (34,2кПа).}$$

Полученное значение $(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ}$ включает потери давления в трубопроводах участка №5, потери вентиля 3, фильтра 5 и балансового вентиля 4 (рис. 4.19).

9. Для определения потери давления ΔP, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде k_v, м³/ч, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0{,}1(G/k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Определим расчетные потери давления вентиля поз.3 (d50 арт.1421856, k_v=36,9м³/ч) и фильтра поз.5 (d50 арт.1411186, k_v=42м³/ч):

$$\Delta P_{в.3} = 0{,}1\cdot(4280/36{,}9)^2 = 1345\text{Па.}$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0{,}1\cdot(4280/42)^2 = 1040\text{Па.}$$

10. Потеря давления в трубопроводах

участка №5 определяем по удельным потерям давления [приложение А], а местные сопротивления (тройники, отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

– расчетный расход 4280 кг/ч;
– общая длина 40 м;
– диаметр – d50 мм;
– скорость теплоносителя 0,56м/с;
– удельная потеря давления 90 Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах

$$\Delta P_{уч.5} = 1{,}3 \times (90 \times 40) = 4680\text{Па}.$$

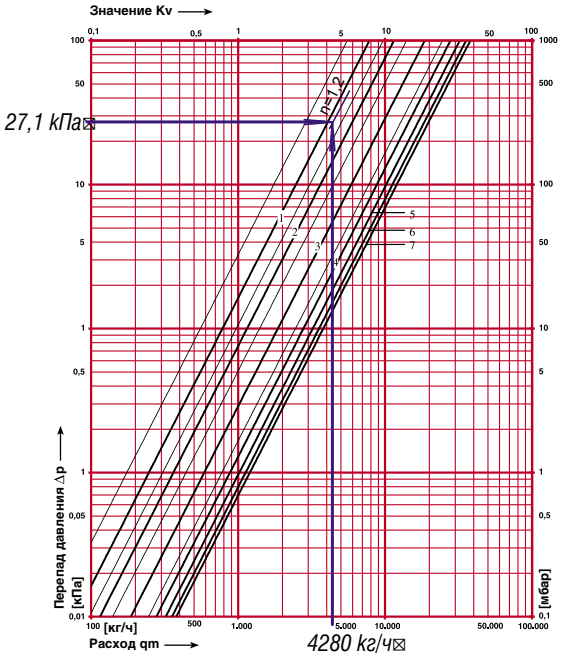


Рис. 4.21. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d50 с измерительными клапанами, арт.1421846 (поз.4 рис.4.19) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$=27,1кПа и $G_{в.4}$= 4280кг/ч.

11. Вентиль балансовый с измерительными клапанами (поз.4) позволяет «погасить» требуемые потери давления, а также проводить измерения расхода теплоносителя, что необходимо при пусковой наладке системы.

Требуемая потеря давления балансового вентиля поз.4 определяем следующим образом:

$$(\Delta P_{в.4})_{ТРЕБ} = (\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ} - \Delta P_{уч.5} - \Delta P_{в.3} - \Delta P_{ф.5} =$$
$$= 34166\text{-}4680\text{-}1345\text{-}1040 = 27100\text{Па (27,1кПа)}.$$

Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF показано графически на рис. 4.21. Следует установить значение гидравлической преднастройки вентиля n=1,2.

Резюме по разделу 4.2.1

1. Узел регулирования «1» рекомендуется применять для рециркуляционных систем воздушного отопления, для воздушно-тепловых завес, для калориферов второго подогрева, в том числе, устанавливаемых после теплоутилизаторов.

2. Узел регулирования «2» рекомендуется применять при использовании перегретого теплоносителя тепловых сетей. Его применение не желательно при расчетной температуре системы теплоснабжения менее 100°С, так как значительно снижается расчетная температура подающего теплоносителя непосредственно для калориферов.

3. Узел регулирования «3» является универсальным и может быть рекомендован для любых систем теплоснабжения калориферов приточных установок и кондиционеров, а также систем воздушного отопления.

4.2.2. Пример подбора регулирующих клапанов для системы холодоснабжения воздухоохладителей приточных установок и кондиционеров

Система холодоснабжения воздухоохладителей представляет собой циркуляционную систему между испарителем чиллера и воздухоохладителями кондиционеров. Для устойчивой работы чиллера требуется постоянный и непрерывный расход холодоносителя. Величина этого расхода задается при выборе типоразмера чиллера.

Необходимость обеспечивания постоянного расхода воды предопределяет конструктивные решения схем систем холодоснабжения. Применяют различные по сложности схемы, в том числе с применением перепускных автоматизированных устройств и баков – аккумуляторов.

На рис. 4.22 показан один из вариантов схемы системы холодоснабжения воздухоохладителей кондиционеров с узлами регулирования.

На схеме с целью упрощения ее графического изображения не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, расширительный бак, системы подпитки и дренажа, виброизолирующие вставки и другое оборудование. Показан один циркуляционный насос, хотя, как правило, устанавливают параллельно два насоса, работающих в режиме «основной – резервный».

Холодоносителем является вода с температурой в подающей магистрали $t_П$=+6^{0}С и в обратной магистрали $t_О$=+12^{0}С.

Расчетная холодопроизводительность чиллера равна 58кВт.

Расчетное гидравлическое сопротивление испарителя чиллера 23000Па.

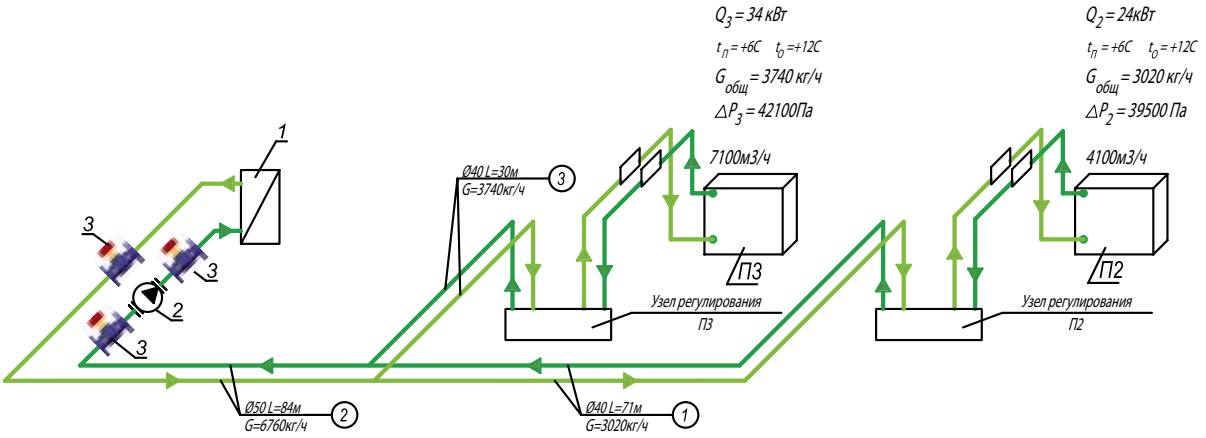


Рис. 4.22. Схема системы холодоснабжения воздухоохладителей кондиционеров П2 и П3 с исходными данными для гидравлического расчета и подбора оборудования

1 – испаритель чиллера; **2** – насос циркуляционный водяной; **3** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF.

Узел регулирования кондиционеров П2 и П3 показан на рис.4.23.

В данном случае используем методику, изложенную в разделе 3.3.1. В примере расчета будем использовать обозначения рис.3.8. Трехходовой РО разделяет общий поток $G_{общ.}$ по двум параллельным регулируемым участкам, которые соединяются между собой в двух узлах: в узле разделения потоков и в узле смешивания потоков. Между этими узлами перепад давления остается постоянным в процессе регулирования. Общий поток $G_{общ.}$ разделяется на поток через потребителя G_1 и на поток через байпас G_2.

Расчетными принимаем два регулируемых участка, соответствующие двум крайним положениям регулирующего органа.

1. Регулируемым участком №1 при положении полного открытия РО (см. рис. 3.8) является последовательно соединенные регулирующий орган и потребитель. Расчетным принимаем максимальный расход воды G_{1max},*кг/ч*

$$G_{1max} = G_{общ} = 3020 \text{ кг/ч}.$$

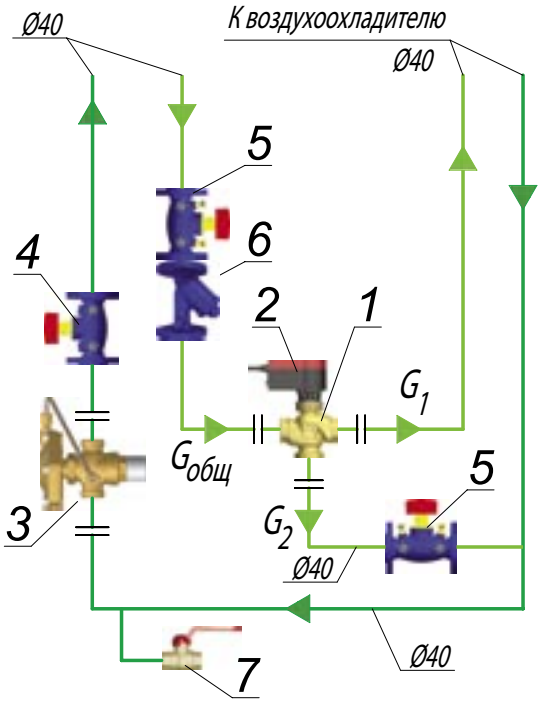


Рис. 4.23. Узел регулирования воздухоохладителей кондиционеров П2 и П3
1 – клапан ГЕРЦ арт.14037;
2 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211;
3 – регулятор расхода арт.1400126;
4 – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF;
5 – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF;
6 – фильтр-грязевик ГЕРЦ, арт.14111;
7 – кран дренажный.

Потери давления потребителя (воздухоохладителя П2 с подводящими трубопроводами) составляют

$$\Delta P_{потр.} = \Delta P_2 = 39500\text{Па}.$$

Учитывая достаточно высокое значение сопротивления потребителя, следует задаться для регулирующего клапана поз.1 малым значением авторитета a_v , что позволит уменьшить общие потери давления узла регулирования и системы холодоснабжения в целом. Поэтому принимаем к установке регулирующий клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой, для которой следует принимать авторитет клапана в диапазоне $0.1<a_v<0,3$.

Задаемся значением авторитета клапана, например, равным $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на регулирующем органе $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{ро.1ТРЕБ})_{min} = \frac{39500}{\frac{1}{0,2} - 1} = 9875\text{Па}$$

Требуемую расчетную условную пропускную способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяем по выражению (3.12):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{3020}{996\sqrt{0,1\times 9875}} 10^2 = 9,7\ \text{м}^3/\text{ч}$$

Принимаем к установке регулирующий клапан со значением k_{vs}=10,0м³/ч арт.1403725, d25, с приводом арт.1771211, переключатель передаточного механизма которого необходимо установить в положение равнопроцентной пропускной характеристики.

Расчетный перепад давления на регулирующем клапане поз.1 в открытом состоянии определяем по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.1} = 0,1\times(3020/10,0)^2 = 9120\text{Па (9,1кПа)}.$$

Расчетное значение потерь давления на регулируемом участке определяется по выражению (3.14):

$$\Delta P_{РУ1} = \Delta P_{РО1} + \Delta P_{потр} =$$
$$9120 + 39500 = 48620\text{Па (48,6кПа)}.$$

2. Регулируемым участком №2 при положении полного закрытия РО (см. рис.3.8) является байпас с регулирующим органом поз.1 и балансовым вентилем поз.5 (рис.4.23). Расчетным принимаем максимальный расход воды G_{2max},кг/ч

$$G_{2max} = G_{общ} = 3020\ \text{кг/ч}.$$

Регулируемые участки №2 и №1 соединяются между собой в двух узлах: в узле разделения потоков и в узле смешивания потоков. Поэтому расчетные потери давления на этих участках принимаем одинаковыми

Учитывая, что расчетные расходы регулируемых участков №1 и №2 также равны между собой, расчетные потери давления РО в открытом и закрытом положениях также будут одинаковы

$$\Delta P_{р.о.1} = \Delta P_{р.о.2} = 9120\text{Па}.$$

Тогда требуемое сопротивление балансового вентиля поз.5 будет определяться следующим образом

$$\Delta P_{в.5} = \Delta P_{РУ2} - \Delta P_{р.о.2} = 48620-9120 = 39500\text{Па}.$$

Определение значения гидравлической преднастройки вентиля поз.5 графическим методом показано на рис. 4.24.

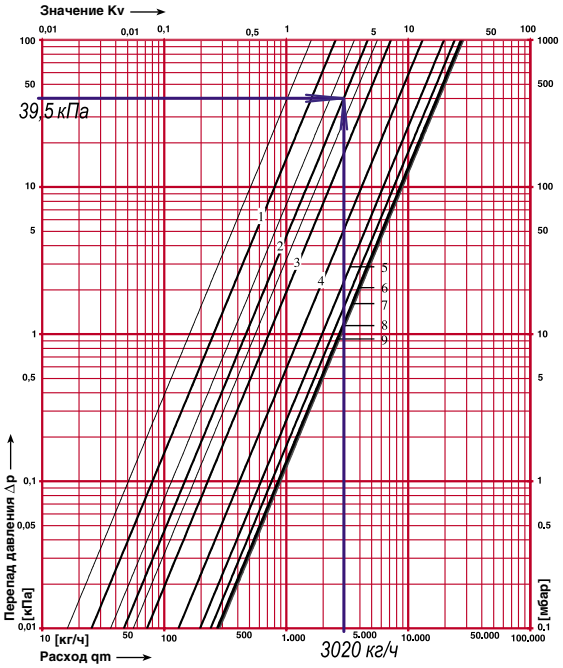


Рис 4.24. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d40 с измерительными клапанами, арт.1421845 (поз.5 рис.4.23) при расчетных значениях $\Delta P_{в.5}$=39,5кПа и $G_{в.5}$= 3020кг/ч.

Необходимо установить преднастройку балансового вентиля поз. 5 на значение *n*=2,1 (рис. 4.24).

3. Участок №1 (рис.4.22) включает в себя регулируемый участок №1 с потерями давления $\Delta P_{РУ1}$=48620Па(48,6кПа), а также трубопровод d40 длиной 71м (рис. 4.22) с установленной на нем арматурой (рис. 4.23): регулятор расхода поз. 3, запорный вентиль поз. 4, балансовый вентиль поз. 5 и фильтр-грязевик поз. 6. Определим потери давления каждого из вышеуказанных элементов:

а) потеря давления в трубопроводах определяем по удельным потерям давления [приложение А], а местные сопротивления (тройники, отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

- расчетный расход 3020 кг/ч;
- общая длина 71 м;
- диаметр – d40 мм;
- скорость воды 0,64м/с;
- удельная потеря давления 160 Па/м.

Потеря давления в трубопроводах

$$\Delta P_{уч} = 1{,}3 \times (160 \times 71) = 14770 \text{ Па } (14{,}8 \text{ кПа}).$$

б) регулятор расхода поз.3 (рис.4.23) следует подобрать для обеспечения расхода G= 3020кг/ч. На рис. 4.25 показана последовательность выбора типоразмера регулятора расхода и определения его гидравлической настройки

Гидравлическое сопротивление регулятора расхода определим в соответствии с рекомендациями раздела 2.2. Минимальные расчетные потери давления на регуляторе расхода принимаем равными $\Delta P_{РЕГ}$=20кПа.

в) для определения потери давления запорного вентиля поз.4 (d40 арт.1421855, k_v = 30,4 м^3/ч) используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0{,}1(G/k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход воды на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м^3/ч.

$$\Delta P_{в.4} = 0{,}1 \cdot (3020/30{,}4)^2 = 990 \text{Па} (1{,}0 \text{кПа}).$$

г) расчетные потери давления фильтра поз.6 (d40 арт.1411185, k_v =30 м^3/ч):

$$\Delta P_{ф.6} = 0{,}1 \cdot (3020/30)^2 = 1015 \text{Па} (1{,}0 \text{кПа}).$$

д) вентиль балансовый с измерительными клапанами (поз.5) позволяет производить измерения расхода воды, что необходимо при пусковой наладке системы. Для повышения точности измерения вентиль не должен быть полностью открытым. Поэтому зададим ограничение по максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 3020кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=4 (рис. 4.26), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.5}$=6кПа, то есть более 5кПа.

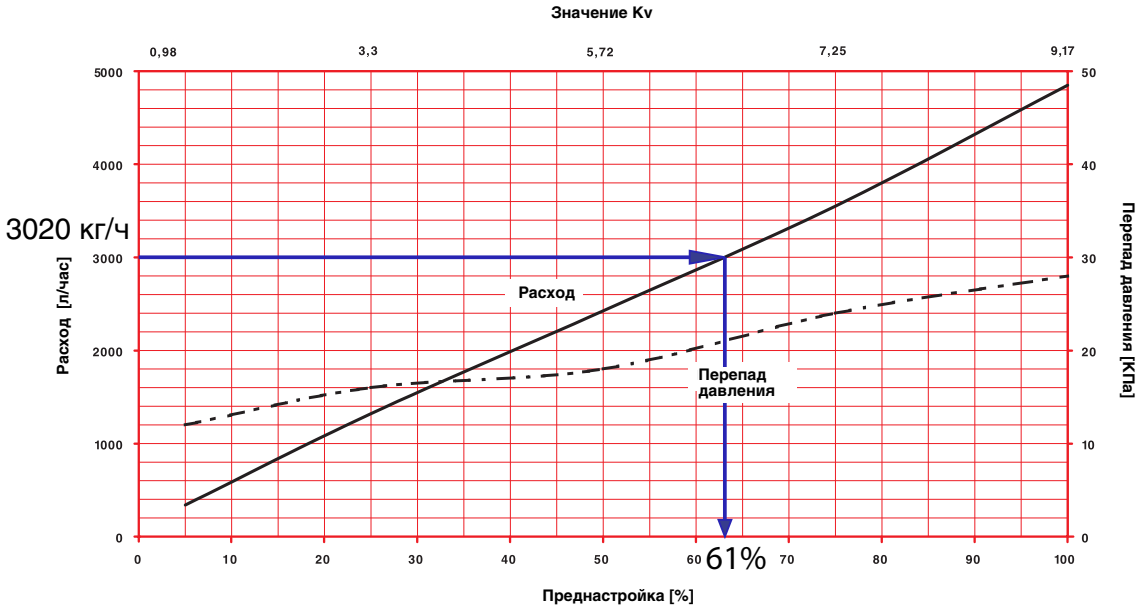


Рис. 4.25. Определение значения гидравлической настройки регулятора расхода ГЕРЦ 4001, d50, арт.1400126 (поз.3 рис. 4.23 для воздухоохладителя установки П2 при расчетном значении $G_{общ}$=3020кг/ч.)

Расчетное минимальное сопротивление участка №1 (рис. 4.22) в соответствии с выражением (2.2) определится следующим образом:

$$\Delta P_{уч.1} = 1{,}2\ (\Delta P_{РУ1}+\Delta P_{уч} + \Delta P_{РЕГ}+\Delta P_{в.4}+\Delta P_{ф.6}+\Delta P_{в.5}) =$$

$$= 1{,}2(48{,}6+14{,}8+20{,}0+1{,}0+1{,}0+6{,}0)= 92{,}6\ кПа.$$

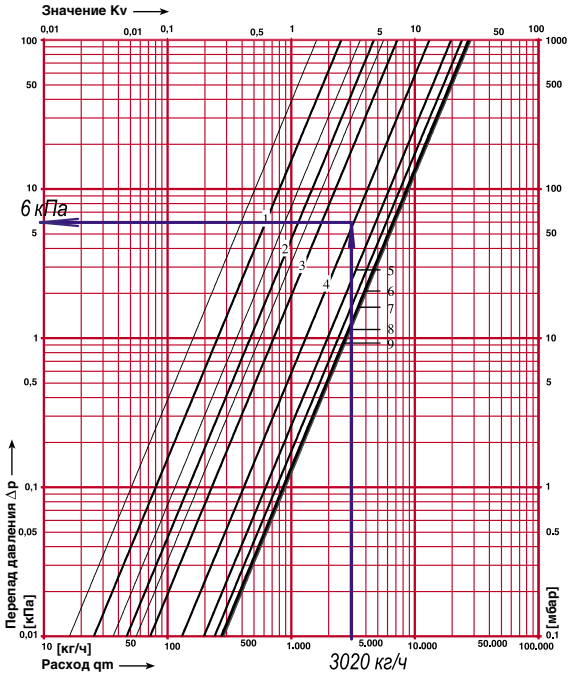


Рис. 4.26. Определение сопротивления вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d40 с измерительными клапанами, арт.1421845 (поз.5 рис.4.23).

4. Расчетное минимальное сопротивление участка №3 (рис. 4.22) определяется в той же последовательности, как и приведенный выше расчет для участка №1 (рис. 4.22), а именно:

- выполняется подбор оборудования и определение гидравлических сопротивлений для регулируемых участков №1 и №2 при расчетном расходе воды 3740кг/ч;
- определяются потери давления трубопровода d40 длиной 30м (рис. 4.22) при расчетном расходе воды 3740кг/ч;
- определяются потери давления регулятора расхода поз.3, запорного вентиля поз.4, балансового вентиля поз.5 и фильтра-грязевика поз.6 (рис. 4.23) при расчетном расходе воды 3740кг/ч.

С целью сокращения объема излагаемого материала мы не показываем расчет минимального сопротивления участка №3, но приводим результат расчета:

$$\Delta P_{уч.3} = 1{,}2\ (\Delta P_{РУ1} + \Delta P_{уч} + \Delta P_{РЕГ} + \Delta P_{в.4} + \Delta P_{ф.6} + \Delta P_{в.5}) = 93{,}5\ кПа.$$

5. Расчетный участок №2 (рис. 4.22) включает в себя испаритель чиллера поз.1, трубопровод d50 длиной 84м (рис. 4.22) с установленными на нем тремя запорными фланцевыми вентилями поз. 3 (рис. 4.22) ШТРЕМАКС-AGF, арт. 4218 AGF.

Определим потери давления каждого из вышеуказанных элементов:

а) испаритель чиллера поз.1 при расчетном расходе воды 6760кг/ч имеет сопротивление $\Delta P_{исп}$=23кПа;

б) потеря давления в трубопроводах опре-

деляем по удельным потерям давления [приложение А, 12]., а местные сопротивления (тройники, отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

- расчетный расход 6760кг/ч;
- общая длина 84м;
- диаметр – d50мм;
- скорость воды 0,9м/с;
- удельная потеря давления 220Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах

$$\Delta P_{уч}=1,3\times(220\times84)=24020\text{Па}(24,0\text{кПа}).$$

в) для определения потери давления трех запорных вентилей поз.3 (d50 арт.1421856, k_v =36,9 м^3/ч) используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0,1(G/ k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход воды на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м^3/ч.

$$3 \times \Delta P_{в.3} = 3 \times 0,1 \times (6760/36,9)^2 = 10070 \text{ Па } (10,1\text{кПа}).$$

Расчетное сопротивление участка №2 (рис. 4.22) определяется суммой:

$$\Delta P_{уч.2} = \Delta P_{исп} + \Delta P_{уч} + 3 \times \Delta P_{в.3} = 23,0 + 24,0 + 10,1 = 57,1 \text{ кПа}$$

6. Расчетным циркуляционным кольцом можно принять кольцо через участки №1 и №2 или кольцо через участки №3 и №2. Так как сопротивление участка №3 больше сопротивления участка №1 (93,5кПа>92,6кПа), то расчетным циркуляционным кольцом принимаем кольцо через участки №3 и №2. Тогда расчетные потери давления в расчетном циркуляционном кольце системы холодоснабжения составят

$$\Delta P_{СХ} = \Delta P_{уч.3} + \Delta P_{уч.2} = 93,5 + 57,1 = 150,6 \text{ кПа}.$$

7. Циркуляционный насос подбираем на следующие расчетные параметры системы холодоснабжения:

$$G_н = G_{уч.3} = 6760 \text{ кг/ч } (6,8 \text{ м}^3/\text{ч});$$

$$P_н = \Delta P_{СХ} = 150,6 \text{ кПа } (15,1 \text{ м в.ст.}).$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки TP 40-190/2. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 7,06\text{м}^3/\text{ч}, \quad P_н = 16,3 \text{ м в.ст.}$$

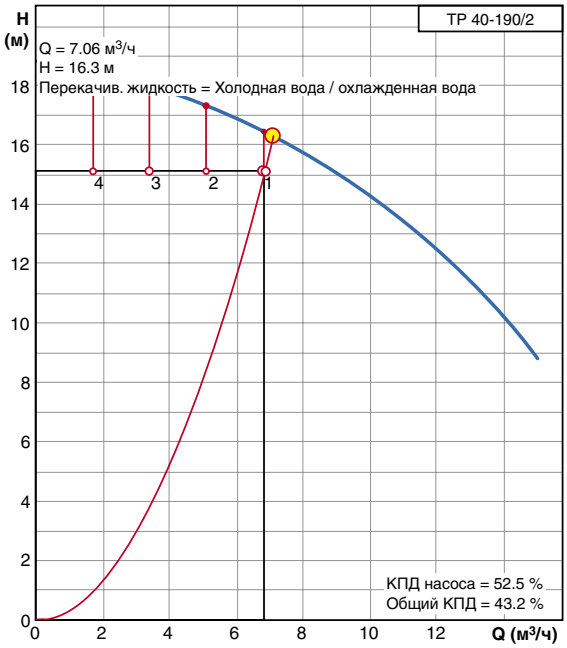


Рис. 4.27. Расчетная характеристика циркуляционного насоса TP 40-190/2 (поз.2 рис.4.22)

8. Участки №3 и №1 должны иметь одинаковое сопротивление. Расчетное сопротивление участка №3 больше сопротивления участка №1 (93,5кПа>92,6кПа). Однако выполнять гидравлическую увязку с помощью балансового вентиля нет необходимости, так как в рабочем режиме эту функцию выполнит автоматический регулятор расхода узла регулирования П2. Его сопротивление автоматически увеличится на величину невязки.

4.3. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления к индивидуальной котельной через распределительные гребенки

Распределительные гребенки являются наиболее распространенным техническим решением для присоединения различных систем теплопотребления к котельной. На рис. 4.28 показан вариант схемы присоединения систем теплопотребления к котлу номинальной мощностью 95 кВт с горелкой, работающей на растительном масле.

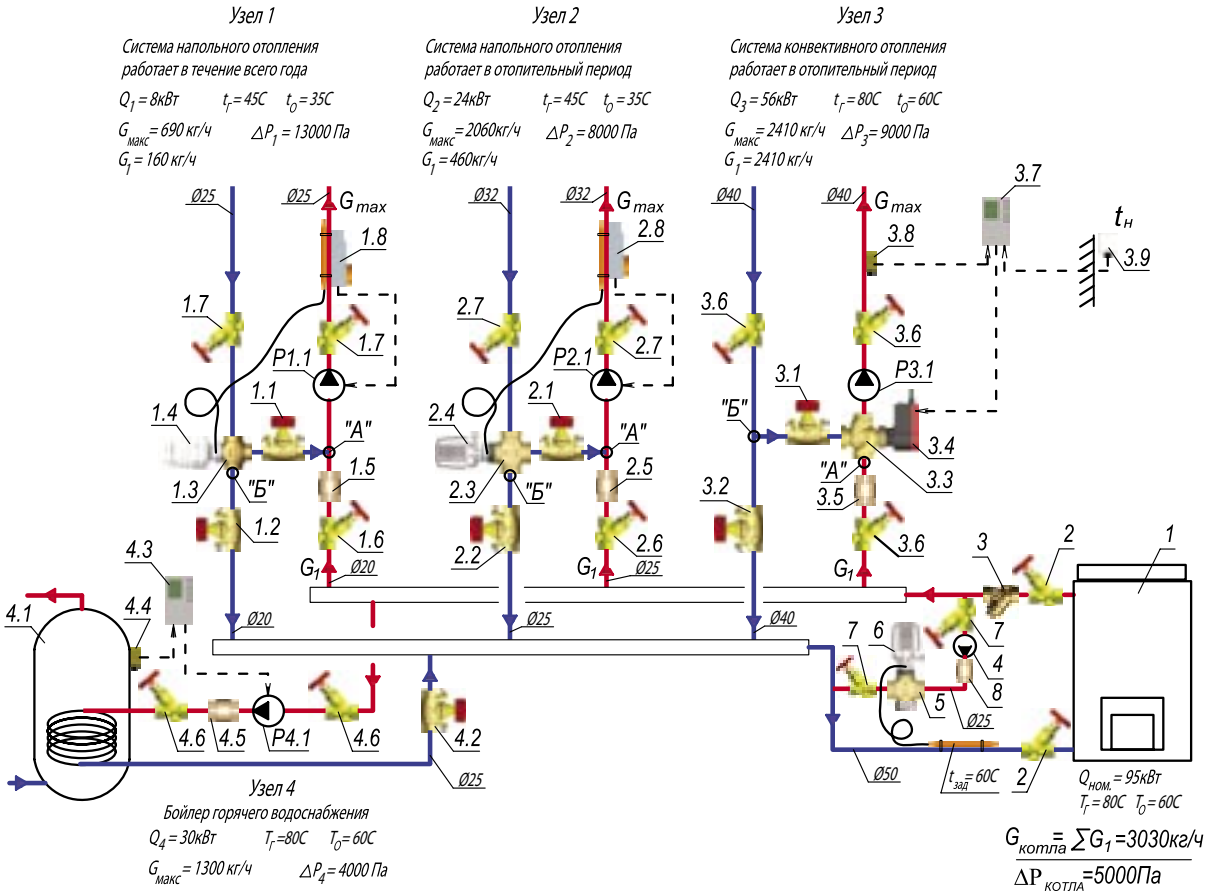


Рис. 4.28. Расчетная схема трубопроводов котельной с распределительными гребенками

Узел обвязки котла: 1 – котел 95кВт с горелкой на растительном масле; 2 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d50 арт.1411516; 3 – фильтр-грязевик ГЕРЦ d50 арт.1411116; 4 – насос подмешивающий; 5 –клапан CALIS-TS-RD арт.17761; 6 – термостатическая головка с накладным датчиком диапазон 40…70°С арт.1742100; 7 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513; 8-обратный клапан;

Узел 1: Р1.1 – насос смесительный; 1.1, 1.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d20 арт.1421702; 1.3 – клапан ГЕРЦ арт.17762 (или клапан CALIS-TS-RD арт.17761); 1.4 – термостатическая головка с накладным датчиком 40…70°С арт.1942198 (или 20…50°С арт.1742006); 1.5 – обратный клапан d20; 1.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d20 арт.1411512; 1.7 – вентиль ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513; 1.8 – термореле защиты арт.1810000;

Узел 2: Р2.1 – насос смесительный; 2.1, 2.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d25 арт.1421703; 2.3 – клапан CALIS-TS-RD арт.17761; 2.4 – термостатическая головка с накладным датчиком диапазон 20…50°С арт.1742006; 2.5 – обратный клапан d25; 2.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513; 2.7 – вентиль ШТРЕМАКС-А d32 арт.1411514; 2.8 – термореле защиты арт.1810000;

Узел 3: Р3.1 – насос смесительный; 3.1, 3.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d40 арт.1421705; 3.3 – клапан регулирующий ГЕРЦ арт.14037; 3.4 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211; 3.5 – обратный клапан d40; 3.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d40 арт.1411515; 3.7 – электронный «следящий» регулятор температуры арт.1779323; 3.8 – датчик накладной арт.1779300; 3.9 – датчик наружной температуры арт.1779301;

Узел 4: Р4.1 – насос циркуляционный; 4.1 – бойлер горячего водоснабжения; 4.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d25 арт.1421703; 4.3 – электронный регулятор арт.1779323; 4.4 – датчик накладной арт.1779300; 4.5 – обратный клапан d25; 4.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513.

С целью упрощения графического изображения расчетной схемы на рис.4.28 не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, мембранный расширительный бак, системы подпитки и дренажа, компенсаторы теплового удлинения, неподвижные опоры и другое оборудование.

Схема условно разделена на пять узлов:

- один узел представляет собой обвязку источника тепловой энергии – водогрейного котла номинальной мощности 95кВт с горелкой на растительном масле;
- четыре других узла представляют собой узлы регулирования четырех различных систем теплопотребления.

Основные исходные данные, необходимые для подбора арматуры и регулирующих клапанов, представлены непосредственно на расчетной схеме рис. 4.28.

Узел обвязки котла.

Состоит из присоединительных к подающей и обратной гребенкам трубопроводов Ø50 с установленными на них запорными вентилями поз.2 и фильтром поз.3. Диаметром трубопроводов задаемся, ориентируясь на расчетную скорость теплоносителя [приложение А]. Потери давления определяем по удельным потерям давления, а местные сопротивления (отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Исходные данные для гидравлического расчета следующие:

- расчетный расход 3030 кг/ч;
- общая длина 9 м;
- диаметр – d50 мм;
- скорость теплоносителя 0,41 м/с;
- удельная потеря давления 50 Па/м.

Потеря давления в трубопроводах обвязки котла:

$$\Delta P_{уч.к.} = 1{,}3\times(50\times9) = 590 \text{ Па}.$$

Для определения потери давления ΔP, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде пропускной способности, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0{,}1(G/ k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Определим расчетные потери давления двух вентилей поз.2 (d50, арт.1411516, k_v =87 м³/ч) и фильтра поз.3 (d50, арт.1411116, k_v =42 м³/ч):

$$2\Delta P_{в.2} = 2\cdot0{,}1\cdot(3030/87)^2 = 245\text{Па}.$$

$$\Delta P_{ф.3} = 0{,}1\cdot(3030/42)^2 = 520\text{Па}.$$

Суммарные расчетные потери давления узла обвязки котла составят:

$$\Sigma\Delta P_{уч.к.} = \Delta P_{уч.к.} + 2\cdot\Delta P_{в.2} + \Delta P_{ф.3} =$$
$$= 590+245+520=1355\text{Па}.$$

Байпасная линия с насосом поз.4 и регулирующим клапаном поз.5 предназначена для автоматического поддержания температуры теплоносителя на входе в котел не менее 60⁰С. Расчетный расход (в данном случае максимальный) определяется на основании прогнозируемого анализа совместной работы узлов 1…4 во все периоды года. В данном примере примем за расчетный (максимальный) расход 1000кг/ч.

Расчетное циркуляционное кольцо для насоса поз.4 состоит из последовательных участков обвязки котла и байпасной линии. В этом случае расчетный расход теплоносителя обвязки котла следует принять равным 3030+1000=4030кг/ч, а суммарные расчетные потери давления узла обвязки котла при пересчете составят:

$$\sum\Delta P_{уч.к.} = \frac{1355}{3030^2} \times 4030^2 = 2400 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления байпасной линии $\Sigma\Delta P_{уч.бп.}$ состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.бп.}$, потерь давления в двух запорных вентилях поз.7 и в регулирующем двухходовом клапане поз.5.

Исходные данные для гидравлического расчета следующие:

- расчетный расход 1000кг/ч;
- общая длина 1,5м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,46м/с [приложение А];
- удельная потеря давления 140Па/м [приложение А].

Потеря давления в трубопроводах байпасной линии обвязки котла:

$$\Delta P_{уч.бп.} = 1{,}3 \times (140 \times 1{,}5) = 280 \text{ Па}.$$

Определим расчетные потери давления двух вентилей поз.7 (d25, арт.1411513, k_v=18 м³/ч) и двухходового регулирующего клапана поз.5 с линейной пропускной характеристи-

кой (d20, арт.1776139, k_v = 3,3 м³/ч):

$$2\Delta P_{в.7} = 2 \cdot 0{,}1 \cdot (1000/18)^2 = 620 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{кл.з} = 0{,}1 \cdot (1000/3{,}3)^2 = 9180 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления байпасной линии составят:

$$\Sigma\Delta P_{уч.бп.} = \Delta P_{уч.бп.} + 2 \cdot \Delta P_{в.7} + \Delta P_{кл.з} =$$
$$= 280 + 620 + 9180 = 10080 \text{ Па.}$$

Тогда расчетные потери давления в расчетном циркуляционном кольце насоса поз.4 составят

$$\Sigma\Delta P_{ц.к.} = \Sigma\Delta P_{уч.к.} + \Sigma\Delta P_{уч.бп.} =$$
$$= 2400 + 10080 = 12480 \text{ Па (12,5 кПа).}$$

Подмешивающий насос с электронным управлением скорости вращения поз.4 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{бп.} = 1000 \text{ кг/ч (1,0 м}^3\text{/ч);}$$
$$P_н = \Sigma\Delta P_{ц.к.} = 12{,}5 \text{ кПа (1,3 м в.ст.).}$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки ALPHA+25-40 180. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 1{,}02 \text{м}^3\text{/ч}, \quad P_н = 1{,}51 \text{ м в.ст.}$$

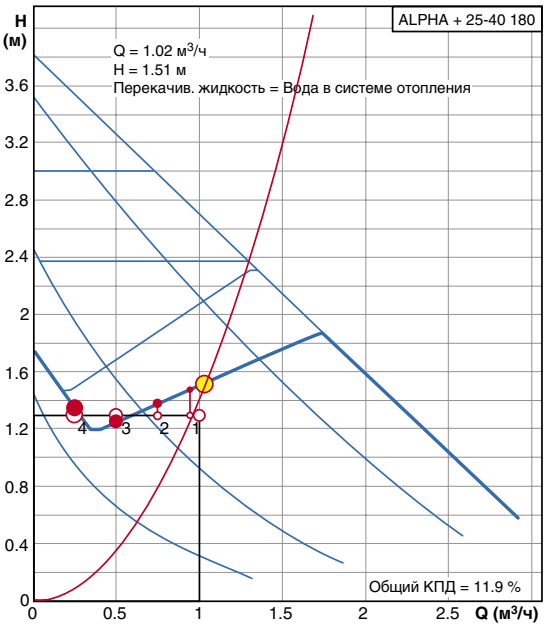


Рис. 4.29. Расчетная характеристика подмешивающего насоса ALPHA +25-40 180 (поз.4 рис. 4.28)

Узел 1.

Представляет собой узел регулирования системы напольного отопления, которая эксплуатируется в течение всего года.

Подбор трехходового РО и другого оборудования системы теплопотребления производим в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис. 3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис. 3.16.

Основные исходные данные узла 1 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.28.

Подбор трехходового РО узла смешения производим по методике раздела 3.3.2 (расчетная схема рис. 3.9) со следующими исходными данными:

- расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты $t_г$=45 °С, $t_О$=35 °С;
- максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=690кг/ч;
- потери давления потребителя (системы напольного отопления) с подводящими теплопроводами и арматурой – по направлению движения теплоносителя от узла «А» до клапана поз. 1.3 (в том числе: два вентиля поз. 1.7) $\Delta P_{потр.} = \Delta P_1$ = 13000Па;
- расчетная температура теплоносителя от котла 80 °С:
- расчетный расход теплоносителя от котла G_1=160кг/ч.

Следует определить также следующие дополнительные исходные данные:

1. Суммарные потери давления $\Sigma\Delta P_{уч.}$ теплопроводов (с расчетными расходами G_i) между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой.
2. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (параметры байпаса).

Суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.}$ и потерь давления в двух вентилях поз. 1.6 и поз. 1.2.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 160 кг/ч;
- общая длина 5м;
- диаметр – d20мм;
- скорость теплоносителя 0,13м/с [приложение А];
- удельная потеря давления 20Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (20 \times 5) = 130 \text{ Па.}$$

Определим расчетные потери давления запорного вентиля поз. 1.6 (d20, арт. 1411512, k_v = 10,5 м³/ч).

$$\Delta P_{в.1.6.} = 0{,}1\cdot(160/10{,}5)^2 = 20\text{Па}.$$

Балансовый вентиль поз. 1.2 (d20, арт. 1421702) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 160кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

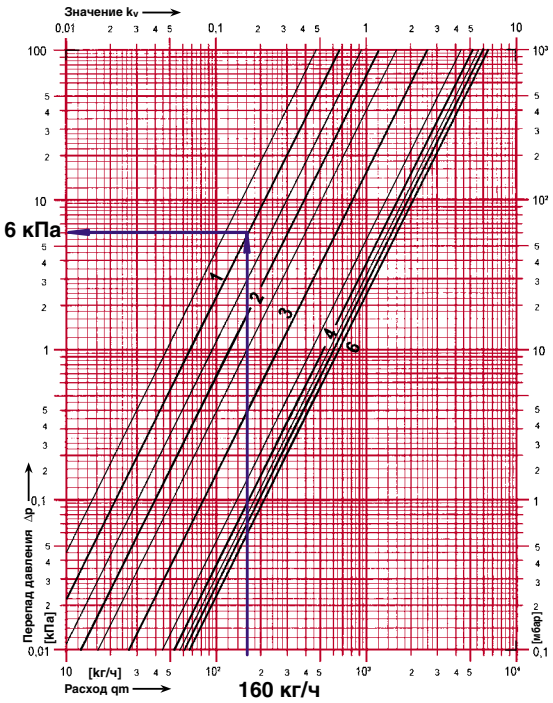


Рис. 4.30. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 с измерительными клапанами, поз. 1.2 рис. 4.28.

Установим значение гидравлической преднастройки n=1 (рис. 4.30), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.1.2}$=6кПа, то есть более 5кПа.

Таким образом, суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой будут равны

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{уч.} + \Delta P_{в.1.6.} + \Delta P_{в.1.2} =$$

$$= 130 + 20 + 6000 = 6150 \text{ Па (6,15 кПа)}.$$

Требуемые потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (в байпасе) при $G = G_{max}$, в соответствии с рекомендациями раздела 3.5.2 для схемы рис. 3.16, примем равными требуемым потерям давления балансового вентиля поз. 1.1:

$$\Delta P_{бп.} = \Delta P_{б.в.1.1} = (\Sigma\Delta P_{уч.} + \Sigma\Delta P_{уч.к.}) =$$

$$= 6150 + 2400 = 8550 \text{ Па (8,55 кПа)}.$$

Для балансового вентиля поз.1.1 определим значение гидравлической преднастройки n=2,8, при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.1.1}$=8,65кПа при расчетном расходе G_{max}, = 690кг/ч (рис. 4.31).

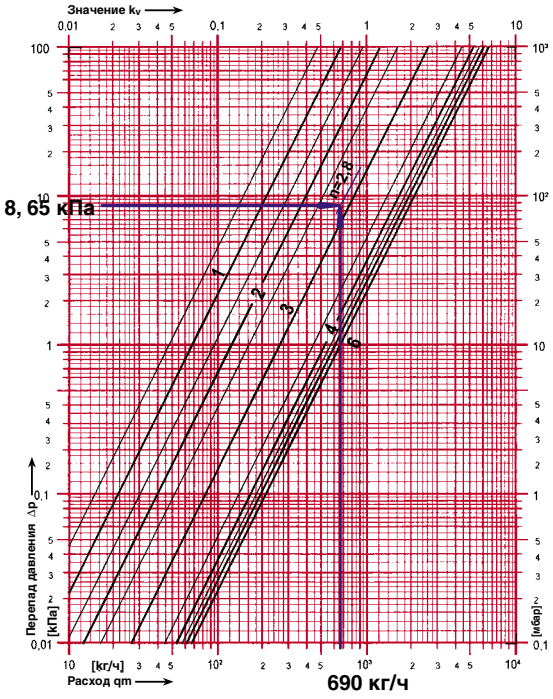


Рис. 4.31. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт. 1421702 с измерительными клапанами, поз. 1.1 рис. 4.28.

Таким образом, определив гидравлические параметры теплопроводов между котлом и точками «А» и «Б», а также трубопровода подмеса (байпаса), мы завершили формирование исходных данных для подбора трехходового РО поз.1.3 и для подбора смесительного насоса Р1.1.

Трехходовой РО подбираем по методике раздела 3.3.2. Изначально мы применяем в схеме узла 1 регулирующий клапан CALIS-TS-RD арт.17761, который имеет линейную пропускную характеристику (таблица 3.5). Поэтому, в соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана a_v>0,4. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,5. Тогда требуемое минимальное

расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_1 + \Delta P_{бл}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} = \frac{13000 + 8550}{\frac{1}{0,5} - 1} = 21550\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 = \frac{690}{992\sqrt{0,1 \times 21550}}10^2 = 1,5м^3/ч$$

В типоразмерах трехходовых клапанов CALIS-TS-RD самое малое значение условной пропускной способности k_{vs}=3,0м³/ч имеет клапан арт.1776138, то есть в два раза более требуемого. Поэтому следует признать, что данный тип клапана с линейной пропускной характеристикой не соответствует существующим исходным данным. Следует выбрать РО с равнопроцентной пропускной характеристикой.

Принимаем к установке трехходовой клапан арт. 17762 с равнопроцентной пропускной характеристикой (таблица 3.5). К нему следует применить термостатическую головку ГЕРЦ-ДИЗАЙН с накладным датчиком (диапазон 40…70 ˚С) с присоединительной резьбой М30х1,5, арт.1942198 (поз. 1.4). В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$ =0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_1 + \Delta P_{бл}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} = \frac{13000 + 8550}{\frac{1}{0,2} - 1} = 5390\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 = \frac{690}{992\sqrt{0,1 \times 5390}}10^2 = 3,0м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан арт.1776251, d15, k_{vs}=2,5м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.22):

.

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \text{ x } (\frac{690}{2,5})^2 = 7620\,Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению(3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бл} = 7650 + 13000 + 8550 = 29170\,Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бл}} = \frac{7620}{7620 + 13000 + 8550} = 0,26.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Смесительный насос поз. Р1.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{max} = 690 \text{ кг/ч } (0,7 \text{ м}^3/\text{ч});$$

$$P_н = \Delta P_{РУ} = 7620 + 13000 + 8550 = 29170 \text{ Па } (3,0 \text{ м в.ст.}).$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-50 180. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 0.714 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad P_н = 3.46 \text{ м в.ст.}$$

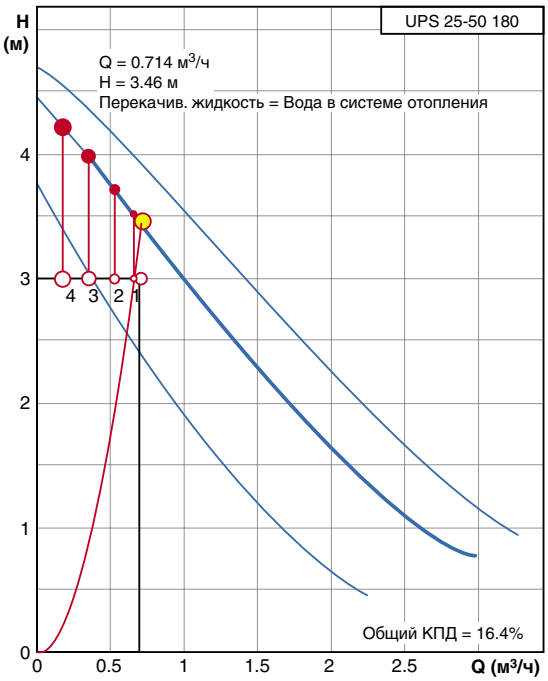


Рис. 4.32. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 25-50 180 (поз.Р1.1 рис. 4.28)

Узел 2.

Представляет собой узел регулирования системы напольного отопления, которая эксплуатируется в отопительный период.

Подбор трехходового РО и другого оборудования системы теплопотребления производим в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис. 3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис. 3.16.

Основные исходные данные узла 2 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.28.

Подбор трехходового РО узла смешения производим по методике раздела 3.3.2 (расчетная схема рис.3.9) со следующими исходными данными:

- расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты $t_г$=45 ^{0}С, $t_О$=35 ^{0}С;
- максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=2060кг/ч;
- потери давления потребителя (системы напольного отопления) с подводящими теплопроводами и арматурой – по направлению движения теплоносителя от узла «А» до клапана поз.2.3 (в том числе: два вентиля поз.2.7) $\Delta P_{потр.} = \Delta P_2$ =8000Па;
- расчетная температура теплоносителя от котла 80 ˚С:
- расчетный расход теплоносителя от котла G_1=460кг/ч.

Следует выявить также следующие дополнительные исходные данные:

1. Суммарные потери давления $\Sigma\Delta P_{уч.}$ теплопроводов (с расчетными расходами G_1) между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой.
2. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (параметры байпаса).

Суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.}$ и потерь давления в двух вентилях поз. 2.6 и поз. 2.2.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 460кг/ч;
- общая длина 6м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,21м/с [приложение А];
- удельная потеря давления 30Па/м [приложение А, 12].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (30 \times 6) = 240 \text{ Па}.$$

Определим расчетные потери давления запорного вентиля поз.2.6 (d25, арт. 1411513, k_v=18 м^3/ч).

$$\Delta P_{в.2.6.} = 0{,}1 \cdot (460/18)^2 = 70 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз. 2.2 (d25, арт. 1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 460кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,6 (рис. 4.33), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.2.2}$=5кПа.

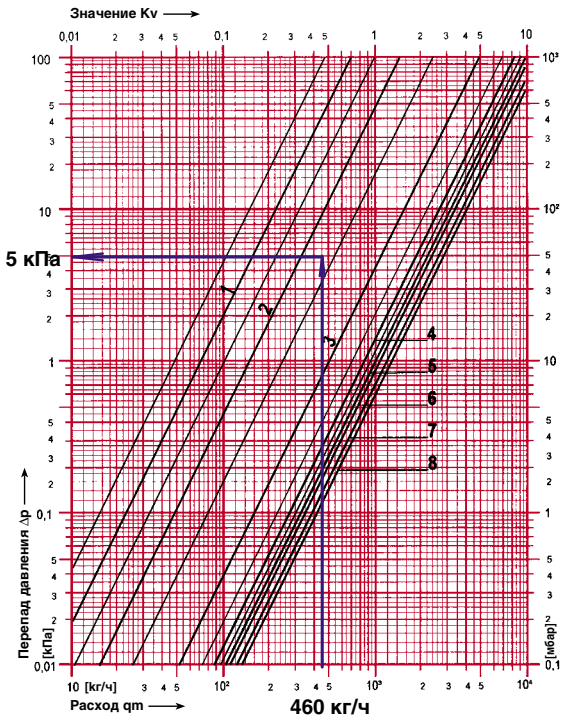


Рис. 4.33. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт. 1421703 с измерительными клапанами, поз. 2.2 рис. 4.28.

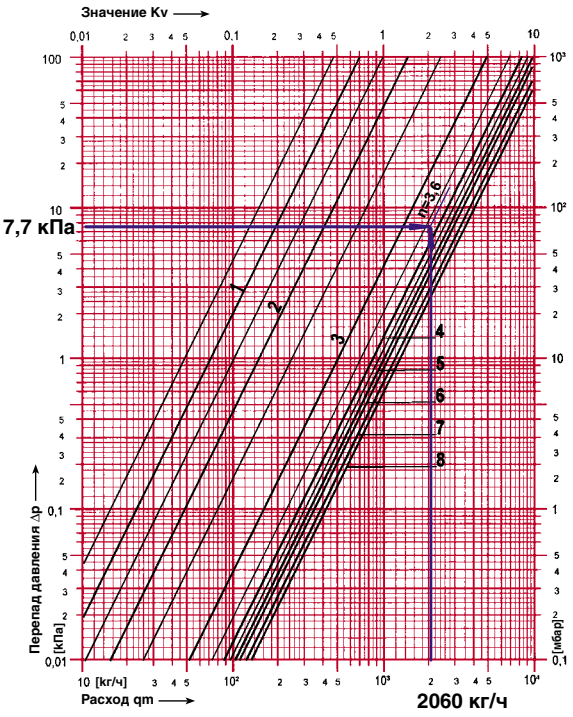


Рис. 4.34. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт. 1421703 с измерительными клапанами, поз. 2.1 рис. 4.28.

Таким образом, суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой будут равны

$$\Sigma\Delta P_{уч} = \Delta P_{уч.} + \Delta P_{в.2.6.} + \Delta P_{в.2.2} =$$

$$= 240 + 70 + 5000 = 5310\text{Па (5,3 кПа)}.$$

Требуемые потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (в байпасе) при $G = G_{max}$, в соответствии с рекомендациями раздела 3.5.2 для схемы рис. 3.16, примем равными требуемым потерям давления балансового вентиля поз.2.1:

$$\Delta P_{бп} = \Delta P_{б.в.2.1} = (\Sigma\Delta P_{уч.} + \Sigma\Delta P_{уч.к.}) =$$

$$= 5310 + 2400 = 7710\text{Па (7,7 кПа)}.$$

Для балансового вентиля поз. 2.1 определим значение гидравлической преднастройки n=3,6, при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.2.1}$=7,7кПа при расчетном расходе G_{max},=2060кг/ч (рис. 4.34).

Таким образом, определив гидравлические параметры теплопроводов между котлом и точками «А» и «Б», а также трубопровода подмеса (байпаса), мы завершили формирование исходных данных для подбора трехходового РО поз. 2.3 и для подбора смесительного насоса Р2.1.

Трехходовой РО подбираем по методике раздела 3.3.2. Изначально мы использовали в схеме узла 2 регулирующий клапан CALIS-TS-RD арт. 17761, имеющий линейную пропускную характеристику (таблица 3.5). Поэтому, в соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана a_v>0,4. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,5. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_2 + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$

$$= \frac{8000 + 7710}{\frac{1}{0{,}5} - 1} = 15710\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 =$$

$$= \frac{2060}{992\sqrt{0{,}1 \times 15710}}10^2 = 5{,}2м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан CALIS-TS-RD арт.1776140, d25, k_{vs} = 6,44м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению(3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left[\frac{2060}{6{,}44}\right]^2 = 10230Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению (3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} =$$

$$= 10230 + 8000 + 7710 = 25940Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}} =$$

$$= \frac{10230}{10230 + 8000 + 7710} = 0{,}40.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с *линейной пропускной характеристикой* $a_v \geq 0{,}4$.

Для узла 2 требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч могла быть определена по упрощенной методике с использованием выражения (3.26):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{(2G_{max} \ldots 3G_{max})}{1000} =$$

$$= \frac{(2 \times 2060 \ldots 3 \times 2060)}{1000} = (4{,}12 \ldots 6{,}18)м^3/ч$$

Вычисленное выше по выражению (3.22) значение $k_{vsТРЕБ}$=5,2м³/ч находится в диапазоне 4,12…6,18 м³/ч, вычисленном по упрощенной методике (3.26).

Смесительный насос поз.Р2.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$G_н = G_{max}$ = 2060кг/ч (2,1м³/ч);

$P_н = \Delta P_{РУ}$=25940Па (2,6м в.ст.).

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-60 A 180. Рабочая точка насоса:

$G_н$ = 2,09 м³/ч, $P_н$ = 2,84 м в.ст.

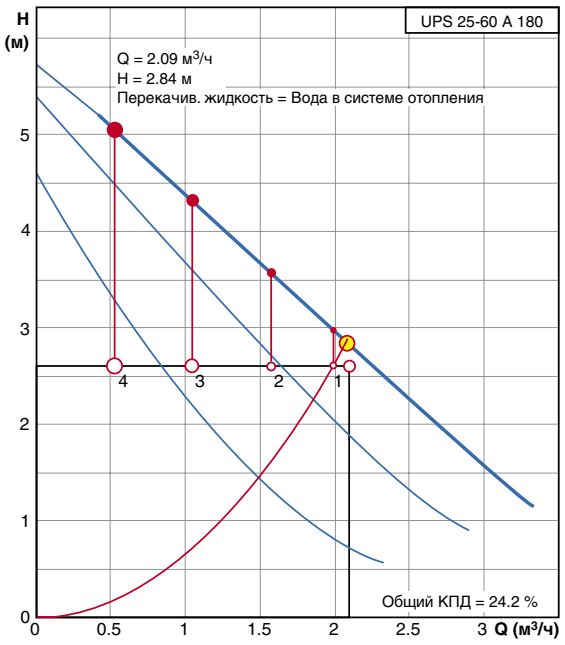


Рис.4.35. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 25-60 A 180 (поз.Р2.1 рис.4.28)

Узел 3.

Представляет собой узел регулирования системы конвективного отопления, которая эксплуатируется в отопительный период.

Подбор трехходового РО и другого оборудования системы теплопотребления производим в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис. 3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис. 3.16.

Основные исходные данные узла 3 приведены на схеме трубопроводов рис.4.28.

Подбор трехходового РО узла смешения производим по методике раздела 3.3.2 (расчетная схема рис. 3.9) со следующими ис-

ходными данными:

- расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты t_f=80°С, t_O=60°С;
- максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=2410кг/ч;
- потери давления потребителя (системы конвективного отопления) с подводящими теплопроводами и арматурой – по направлению движения теплоносителя от клапана поз.3.3 до узла «Б» (в том числе: два вентиля поз.3.6) $\Delta P_{потр.} = \Delta P_{з}$ =9000Па;
- расчетная температура теплоносителя от котла 80°С:
- расчетный расход теплоносителя от котла G_1=2410кг/ч.

Следует выявить также следующие дополнительные исходные данные:

1. Суммарные потери давления $\Sigma\Delta P_{уч.}$ теплопроводов (с расчетными расходами G_1) между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой.
2. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (параметры байпаса).

Суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.}$ и потерь давления в двух вентилях поз. 3.6 и поз. 3.2.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 2410кг/ч;
- общая длина 8м;
- диаметр – d40мм;
- скорость теплоносителя 0,53м/с [приложение А];
- удельная потеря давления 110Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (110 \times 8) = 1150 \text{ Па}.$$

Определим расчетные потери давления запорного вентиля поз.3.6 (d40, арт.1411515, k_v =44 м³/ч).

$$\Delta P_{в.3.6.} = 0{,}1 \cdot (2410/44)^2 = 300 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз. 3.2 (d40, арт.1421705) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 2410кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3,7 (рис. 4.36), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.3.2}$=6кПа, то есть более 5 кПа.

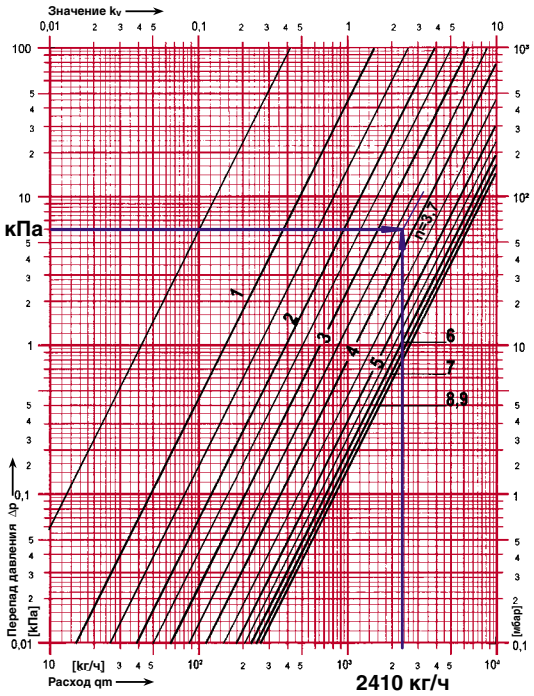


Рис. 4.36. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d40, арт.1421705 с измерительными клапанами, поз. 3.2 рис. 4.28.

Таким образом, суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой будут равны

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{уч.} + \Delta P_{в.3.6.} + \Delta P_{в.3.2} =$$

$$= 1150+300+6000=7450\text{Па (7,5 кПа)}.$$

Требуемые потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (в байпасе) при $G=G_{max}$, в соответствии с рекомендациями раздела 3.5.2 для схемы рис.3.16, примем равными требуемым потерям давления балансового вентиля поз.3.1:

$$\Delta P_{бп.} = \Delta P_{б.в.3.1} = (\Sigma\Delta P_{уч.} + \Sigma\Delta P_{уч.к.}) =$$

$$= 7450 + 2400 = 9850 \text{ Па (9,9 кПа)}.$$

Для балансового вентиля поз.3.1 опреде-

лим значение гидравлической преднастройки n=3,2, при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.3.1}$=9,9кПа при расчетном расходе G_{max}=2410кг/ч (рис. 4.37).

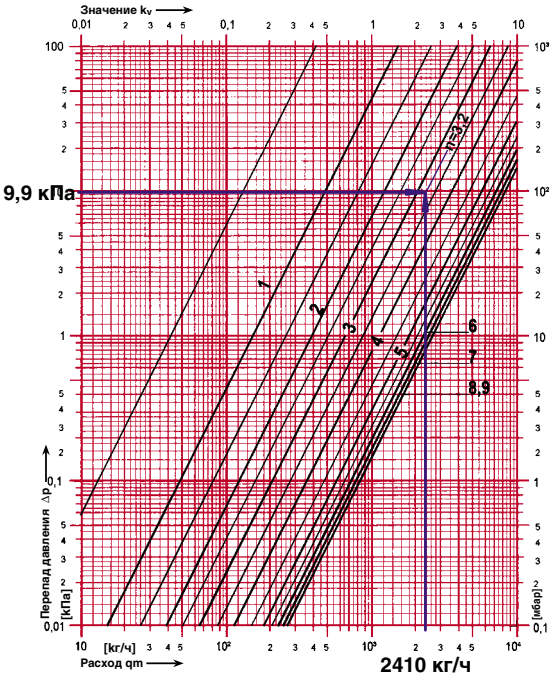


Рис. 4.37. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d40, арт.1421705 с измерительными клапанами, поз.3.1 рис.4.28.

Таким образом, определив гидравлические параметры теплопроводов между котлом и точками «А» и «Б», а также трубопровода подмеса (байпаса), мы завершили формирование исходных данных для подбора трехходового РО поз.3.3 и для подбора смесительного насоса Р3.1.

Трехходовой РО подбираем по методике раздела 3.3.2. В схеме узла 3 мы используем регулирующий клапан ГЕРЦ арт. 14037, пропускную характеристику которого (линейную или равнопроцентную) можно установить с помощью переключателя передаточного механизма привода арт. 1771211 (таблица 3.5). Задаемся линейной пропускной характеристикой клапана поз. 3.3 рис. 4.28. В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана a_v>0,4. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,5. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_3 + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} = \frac{9000 + 9900}{\frac{1}{0,5} - 1} = 18900\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 = \frac{2410}{972\sqrt{0,1 \times 18900}}10^2 = 5,7\,м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан ГЕРЦ арт.1403720, d20, k_{vs}=6,3м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left[\frac{2410}{6,3}\right]^2 = 14640\,Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению (3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} = 14640 + 9000 + 9900 = 33540\,Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}} = \frac{14640}{14640 + 9000 + 9900} = 0,44,$$

что меньше значения a_v=0,4. Поэтому примем к установке иной типоразмер клапана ГЕРЦ арт.1403715, d15, k_{vs}=4,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$,Па вычисляется по выражению (3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left[\frac{2410}{4,0}\right]^2 = 36300\,Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению(3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} =$$
$$= 36300 + 9000 + 9900 = 55200 \text{ Па.}$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}} =$$
$$= \frac{36300}{36300 + 9000 + 9900} = 0{,}66$$

Так как (a_v=0,6)>0,4, то выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону с линейной пропускной характеристикой.

Смесительный насос поз.Р3.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$G_н = G_{max}$ = 2410 кг/ч (2,5 м³/ч);

$P_н = \Delta P_{РУ}$ = 47520Па (4,8 м в.ст.).

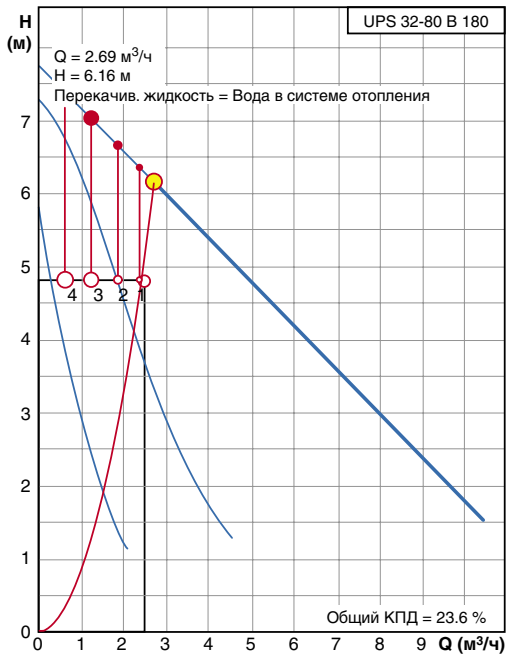


Рис. 4.38. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 32-80 B 180 (поз.Р3.1 рис.4.28)

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 32-80 B 180. Рабочая точка насоса:

$G_н$ = 2,69 м³/ч, $P_н$ = 6,16 м в.ст.

Узел 4.

Представляет собой узел регулирования температуры воды в емкостном бойлере горячего водоснабжения. Двухпозиционный электронный регулятор температуры поз.4.3 по показаниям датчика поз.4.4 включает циркуляционный насос поз.Р4.1 при понижении температуры воды в бойлере ниже 50⁰С. При повышении температуры воды выше 50 ⁰С насос поз.Р4.1 выключается.

Для создания максимально высокого темпа подъема температуры воды в бойлере можно предусмотреть блокировку насоса поз.Р3.1 с помощью регулятора температуры поз.4.3, который на период работы циркуляционного насоса Р4.1 выключает смесительный насос Р3.1. Такой способ автоматизации применяется при небольшой мощности котельной, например, для индивидуальных жилых домов [23].

Необходимо определить гидравлические характеристики узла 4 с целью подбора циркуляционного насоса. Основные исходные данные узла 4 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.28.

Циркуляционное кольцо насоса Р4.1 состоит из теплообменника (змеевика) бойлера с теплопроводами обвязки до распределительных гребенок, а также теплопроводов обвязки котла. Соответственно, потери давления в циркуляционном кольце представляются суммой потерь давления в теплообменнике ΔP_4, потерь давления в трубопроводе обвязки бойлера $\Delta P_{уч.}$, потерь давления в двух запорных вентилях (поз.4.6) $2x\Delta P_{в.4.6.}$, потерь давления в балансовом вентиле (поз.4.2) $\Delta P_{в.4.2.}$, потерь давления обвязки котла $\Sigma\Delta P_{уч.к.}$:

$$\Delta P_{ц.к.} = \Delta P_4 + \Delta P_{уч.} + 2x\Delta P_{в.4.6.} + \Delta P_{в.4.2.} + \Sigma\Delta P_{уч.к.}$$

Основные исходные данные:

- расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты $t_г$=80 ˚С, $t_о$=60 ˚С;
- максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=1300кг/ч;
- потери давления теплообменника (змеевика) бойлера $\Delta P_{потр.} = \Delta P_4$ =4000Па.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 1300 кг/ч;
- общая длина 12 м;
- диаметр – d25 мм;
- скорость теплоносителя 0,58 м/с [приложение А];
- удельная потеря давления 220Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (220 \times 12) = 3430 \text{ Па.}$$

Определим расчетные потери давления двух запорных вентилей поз.4.6 (d25, арт.1411513, k_v=18 м³/ч).

$$2 \times \Delta P_{в.4.6.} = 2 \times 0{,}1 \times (1300/18)^2 = 1040 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.4.2 (d25, арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 1300кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

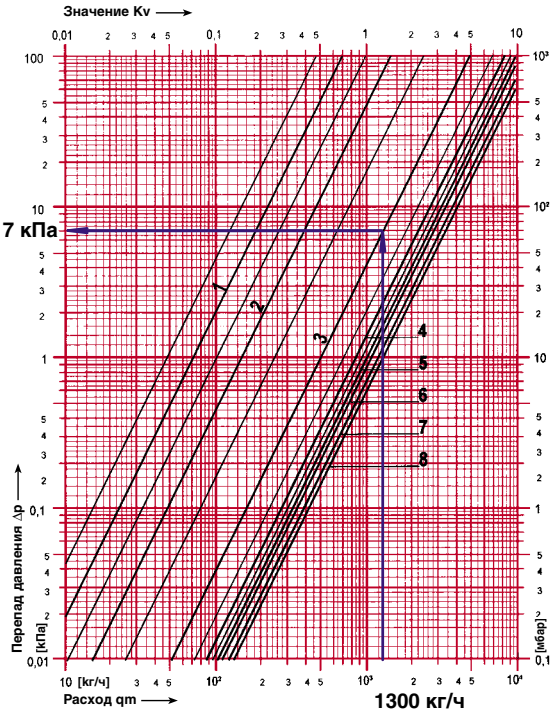


Рис. 4.39. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703 с измерительными клапанами, поз.4.2 рис.4.28.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3 (рис. 4.39), при котором сопротивление вентиля будет равно $P_{в.4.2}$=7кПа.

Таким образом, потери давления в циркуляционном кольце будут равны

$$\Delta P_{ц.к.} = \Delta P_4 + \Delta P_{уч.} + 2 \times \Delta P_{в.4.6.} + \Delta P_{в.4.2.} + \Sigma \Delta P_{уч.к} =$$
$$= 4000 + 3430 + 1040 + 7000 + 2400 =$$
$$= 17870\text{Па (17,9 кПа)}.$$

Циркуляционный насос поз.Р4.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{max} = 1300\text{кг/ч (1,3м}^3\text{/ч)};$$

$$P_н = \Delta P_{ц.к.} = 17{,}9 \text{ кПа (1,8м в.ст.)}.$$

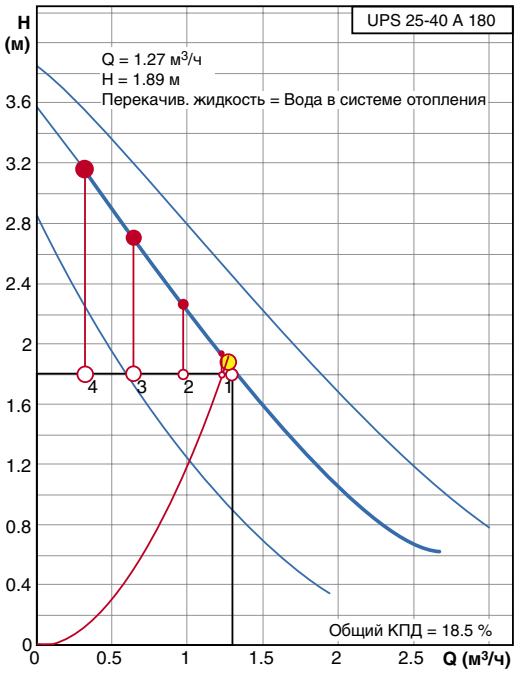


Рис. 4.40. Расчетная характеристика циркуляционного насоса UPS 25-40 A 180 (поз.Р4.1 рис.4.28)

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-40 A 180. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 1.27 \text{ м}^3\text{/ч}, \quad P_н = 1.89 \text{ м в.ст.}$$

4.4. Подбор регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления к котельной через гидравлический разделитель

Потребитель теплоты соединяется с источником теплоты (котлом) системой теплопроводов, образуя замкнутый циркуляционный контур (рис. 4.41.а). При этом расход теплоносителя через потребитель теплоты может быть меньше расхода через котел за счет частичной рециркуляции теплоносителя, создаваемой автоматической системой повышения температуры обратной воды котла с помощью регулирующего трехходового смесительного клапана. Неустойчивость расхода теплоносителя приводит в современной автоматизированной системе отопления к понижению качества регулирования и к снижению теплопроизводительности котла.

Добиться устойчивых гидравлических режимов эксплуатации котла и системы теплопотребления можно путем создания самостоятельных циркуляционных контуров для каждого из них с помощью гидравлического разделителя (рис. 4.41.б). Для каждого из этих контуров предусматриваются самостоятельные циркуляционные насосы с подачей соответственно $G_{котла}$. и G_1.

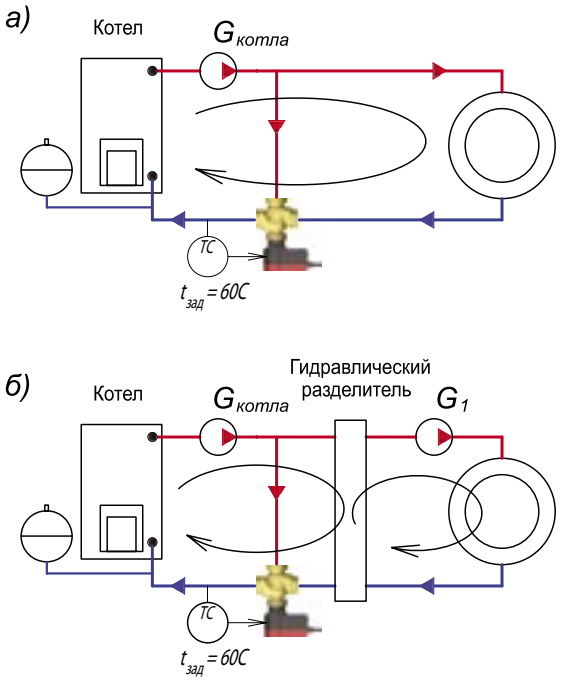


Рис. 4.41. Общая схема системы теплопотребления
а) одноконтурная;
б) двухконтурная с гидравлическим разделителем.

Гидравлический разделитель конструктивно весьма прост, так как представляет собой замкнутую емкость с двумя парами отверстий для присоединения гидравлического контура котла и системы теплопотребления.

Гидравлический разделитель зачастую является необходимым решением при присоединении группы котлов к системе теплопотребления или при использовании котлов для сжигания каменного угля или дров. Такие котлы имеют значительную тепловую инерцию из-за наличия раскаленного угля в топке или раскаленных керамических блоков в котлах пиролизного сжигания дров. Ввиду этого обстоятельства котел имеет значительное запаздывание на воздействие автоматических регуляторов, что отрицательно сказывается на качестве горения топлива и на качестве регулирования системы теплопотребления.

В таких случаях между котлом и системой теплопотребления следует предусматривать буферную тепловую емкость, исполняющей также функции гидравлического разделителя (рис. 4.42). Повышение температуры обратной воды котла обеспечивает подмешивающий насос, управляемый двухпозиционным регулятором температуры.

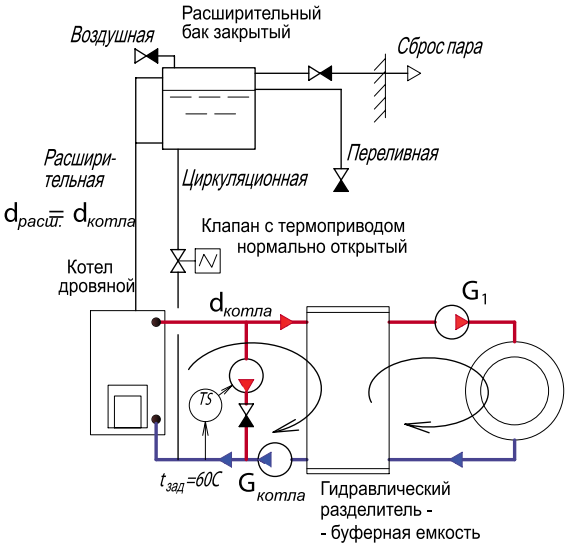


Рис. 4.42. Общая схема двухконтурной системы теплопотребления с буферной емкостью в качестве гидравлического разделителя

Системы теплоснабжения с котлами для сжигания каменного угля или дров должны обеспечиваться надежными защитными мероприятиями, срабатывающими в случае вскипания воды в котле. Такая ситуация может произойти при внезапном прекращении циркуляции теплоносителя из-за аварийного прекращения электропитания, либо по иной

причине.

Предохранительный клапан при вскипании воды в котле будет сбрасывать образующуюся при кипении пароводяную смесь в дренажный трубопровод вплоть до полного обезвоживания объема котла. Для возобновления работы котла необходимо будет произвести заполнение системы водой до требуемого давления. Кроме того, в результате перегрева обезвоженного котла может произойти его деформация и разгерметизация.

На рис. 4.42 представлен один из простейших вариантов устройства, позволяющего сбросить излишки теплоты из котла, а при закипании воды в нем – обеспечить сброс пара без потерь теплоносителя. В данном случае используется расширительный бак, работающий под атмосферным давлением и имеющий повышенный объем по сравнению с требуемым.

Клапан с термоприводом на циркуляционной трубе в эксплуатационном режиме находится под электрическим питанием. Поэтому клапан закрыт, циркуляционная труба перекрыта, циркуляция воды через расширительный бак отсутствует, и температура воды в нем соответствует температуре окружающей среды.

При аварийном отключении электроснабжения выключаются циркуляционные насосы и дутьевой вентилятор котла, но открывается клапан на циркуляционной трубе, создавая естественную циркуляцию между котлом и расширительным баком. Вода в котле нагревается раскаленными углями и нагретыми керамическими камнями и за счет естественной циркуляции теплота передается воде в расширительном баке. В случае закипания воды в котле, образующаяся пароводяная смесь поднимается по расширительной трубе в верхнюю часть расширительного бака, где вода отделяется в объеме расширительного бака, а водяной пар сбрасывается в атмосферу. Таким образом, вода из системы не сбрасывается, и эксплуатация системы продолжается при восстановлении электроснабжения без подготовительных мероприятий. При конструировании необходимо предусмотреть, чтобы диаметры расширительной трубы и свечной трубы для сброса пара были бы не менее диаметра циркуляционного трубопровода котла.

Расширительный бак изготавливается герметичным, а на обвязке бака установлены три обратных клапана: на переливной, сбросной и воздушной трубе (рис.4.42). Обратные клапаны предназначены для отсекания поверхности испарения расширительного бака от окружающей среды. Тем самым предотвращается испарение воды из расширительного бака в окружающую среду и, как результат, исключается необходимость постоянной подпитки системы водой.

Гидравлические разделители имеют самые разнообразные конструктивные решения и имеют широкое применение в современной отопительной технике, в том числе и в зависимых схемах присоединения потребителей теплоты к централизованным тепловым сетям.

4.4.1. Конструктивные схемы гидравлических разделителей и структурные схемы систем теплопотребления с применением гидравлических разделителей

Характер основных режимов эксплуатации гидравлического разделителя показан на схемах рис. 4.43. На схемах показана зависимость соотношения температурных параметров от исходных соотношений расходов теплоносителей в циркуляционных контурах котла и системы теплопотребления.

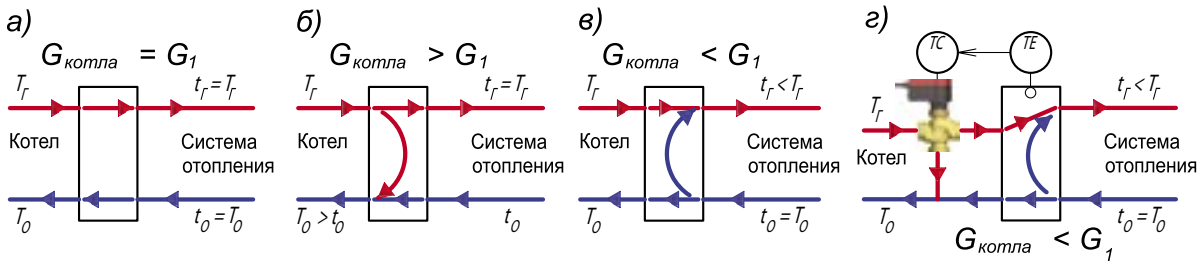


Рис. 4.43. Основные эксплуатационные режимы гидравлического разделителя

Схема рис. 4.43.а отражает расчетный режим, который используется проектировщиками, как правило, для выявления расчетных данных при выполнении последующих гидравлических расчетов. На практике такого равенства $G_{котла}=G_1$ не бывает. Обязательно будет иметь место превышение одного расхода над другим, как это показано на рис. 4.43.б и на рис. 4.43.в.

Схема рис. 4.43.б отражает эксплуатационный режим гидравлического разделителя, явившийся следствием превышения расхода теплоносителя в циркуляционном контуре котла над расходом теплоносителя в циркуляционном контуре системы теплопотребления $G_{котла}>G_1$. Такой режим можно считать оптимальным как для котла, так и для системы теплопотребления. Для котла повышение температуры обратной воды является благоприятным фактором. Для систем теплопотребления устойчивая и высокая температура подающего теплоносителя обеспечивает любые исходные требования. В проектной практике данная схема является наиболее удобной, так как после гидравлического разделителя можно подключать множество автоматизированных систем теплопотребления с различными расчетными температурными параметрами.

Схема рис. 4.43.в отражает эксплуатационный режим гидравлического разделителя, явившийся следствием превышения расхода теплоносителя в циркуляционном контуре системы теплопотребления над расходом теплоносителя в циркуляционном контуре котла $G_1>G_{котла}$. Режим отличается неустойчивой пониженной температурой подающего теплоносителя системы отопления и поэтому его следует признать нежелательным для эксплуатации.

Схема рис. 4.43.г является аналогом предыдущей (рис. 4.43.в) по своим теплогидравлическим характеристикам. Но в данном случае режим является автоматически управляемым и устойчивым, так как гидравлический разделитель исполняет функции узла смешения.

Возможности использования гидравлического разделителя многообразны и в зависимости от конкретной ситуации могут применяться самые различные конструктивные схемы разделителя. На рис. 4.44 показаны конструкции гидравлических разделителей, позволяющие реализовать различные схемы теплопотребления.

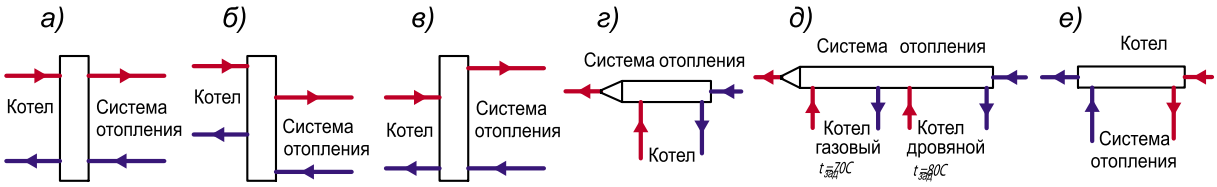


Рис. 4.44 Конструктивные схемы гидравлических разделителей

Гидравлический разделитель может быть вертикального и горизонтального положения.

На рис. 4.44.а показан наиболее распространенный конструктивный тип.

На рис. 4.44.б приведен тип разделителя применяемый при наличии высокотемпературного источника теплоты. Применяется также для зависимой схемы присоединения системы теплопотребления к тепловым сетям.

На рис. 4.44.в приведен тип разделителя применяемый функционально в качестве управляемого узла смешения.

На рис. 4.44.г показан тип горизонтального разделителя, применяемого для присоединения к системе отопления группы двух и более котлов через соединительные гребенки. Данный тип также удобен для присоединения небольшой котельной к единой кольцевой системе теплоснабжения.

На рис. 4.44.д приведен тип горизонтального разделителя для оборудования небольшой котельной, например, усадебного дома, где основным источником теплоты принимается дровяной (или пеллетный) котел, а газовый котел рассматривается в качестве резервного или пикового котла. Каждый из котлов имеет самостоятельную систему автоматизации, и приоритетность работы дровяного котла предопределяется его местоположением первым по ходу движения теплоносителя системы отопления и более высокой «уставкой» задаваемой температуры теплоносителя. Тогда газовый котел автоматически включится в следующих случаях:

- дровяной котел не может реализовать требуемую мощность системы отопления, вследствие чего температура теплоносителя начинает падать ниже 70^{0}С и тогда газовый котел автоматически включается в режиме пикового;
- дровяной котел отключился в результате аварии или прекращения подачи топлива, температура теплоносителя снизилась ниже 70^{0}С и тогда газовый котел автоматически

включается в режиме резервного.

На рис. 4.44.е приведен тип горизонтального разделителя для присоединения системы отопления к источнику теплоты или к единой кольцевой системе теплоснабжения. Именно такой гидравлический разделитель использован в примере 1.2 раздела 1 для присоединения системы воздушного отопления одного из производственных помещений к единой кольцевой системе теплоснабжения производственного предприятия.

В качестве примера на рис.4.45 показана структурная схема систем теплопотребления цехов и помещений производственного предприятия, присоединяемых к единой кольцевой системе теплоснабжения с помощью самостоятельных гидравлических разделителей. К единой кольцевой системе теплоснабжения присоединяются две котельные, а также три системы отопления зданий и цехов с помощью гидравлических разделителей общим количеством 5 штук. В системе теплоснабжения использованы основные типы гидравлических разделителей, показанных на рис 4.44. Расчетный температурный напор кольцевой системы теплоснабжения составляет 10 ^{0}C (85-75 ^{0}C). Постоянный расход теплоносителя в кольцевой системе обеспечивается циркуляционным насосом, установленным в помещении котельной на природном газе.

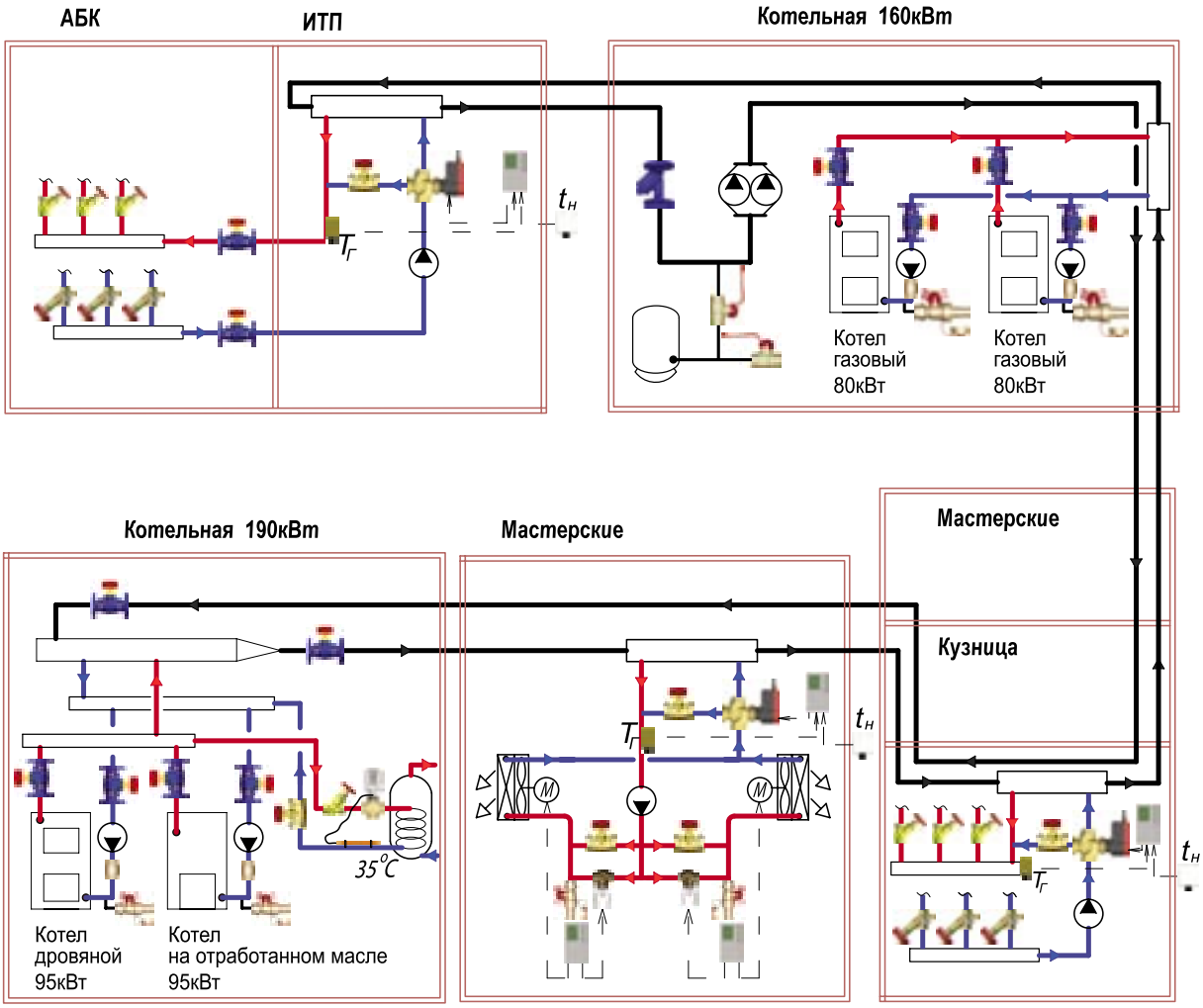


Рис. 4.45. Пример структурной схемы систем теплопотребления цехов и помещений производственного предприятия, присоединяемых к единой кольцевой системе теплоснабжения с помощью самостоятельных гидравлических разделителей

Расширительный мембранный бак и система подпитки установлены в помещении котельной на природном газе и являются едиными для всех систем теплопотребления и котельных.

Теплопроводы замкнутой кольцевой системы теплоснабжения в основном смонтированы в отапливаемых помещениях, а между зданиями – в виде надземной прокладки. Вероятность замораживания трубопроводов сведена к минимуму, так как в кольцевой системе в течение всего отопительного периода расход теплоносителя является постоянным вне зависимости от режимов работы или отключения котельных и потребителей теплоты.

Основным источником теплоты является котельная, работающая на дровах и отработанном масле. Котельная на природном газе работает в пиковом режиме, включаясь в наиболее холодные дни отопительного периода или при аварийном останове котельной на дровах и отработанном масле.

Все системы теплопотребления имеют смесительные узлы с трехходовыми клапанами арт. 14037, которые управляются следящими регуляторами ПИД - регуляторами арт. 7793 с датчиками наружной температуры арт. 779301 и температуры теплоносителя арт. 779300.

В помещениях административно-бытового корпуса (АБК) и кузницы с мастерской запроектированы конвективные системы водяного отопления с радиаторами или с регистрами из гладких труб, а в объеме мастерских запроектирована система воздушного отопления с двумя рециркуляционными отопительно-вентиляционными агрегатами (ОВА). Автоматизация ОВА описана в примере 1.2 раздела 1 настоящей книги. Каждый ОВА управляется двухпозиционным регулятором арт. 7791, который при понижении температуры воздуха в отапливаемой зоне ниже заданного значения открывает термопривод и включает вентилятор ОВА.

На схеме рис. 4.45 использованы исключительные возможности гидравлических разделителей, позволивших создать надежную единую систему теплоснабжения зданий и котельных, значительно разнесенных между собой на территории производственного предприятия.

При подборе или конструировании гидравлического разделителя в качестве исходного значения следует принимать более высокую величину из расчетных расходов теплоносителя одного из двух циркуляционных контуров, замыкающихся на гидравлическом разделителе. Минимально необходимое поперечное сечение гидравлического разделителя следует определять расчетным путем на основании исходного значения расхода теплоносителя при его максимально допустимой скорости течения 0,15 м/с.

В настоящее время широко применяется схема присоединения систем теплопотребления к котельной через гидравлический разделитель и распределительные гребенки. Один из вариантов такой схемы с гидравлическим разделителем по типу рис. 4.43.б рассматривается в последующем разделе.

4.4.2. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления в котельной с помощью гидравлического разделителя и распределительных гребенок

На рис. 4.46 показан вариант схемы присоединения систем теплопотребления к котельной через гидравлический разделитель и распределительные гребенки к дровяному газогенераторному котлу номинальной мощностью 95кВт. Для такого котла требуется иметь устойчивую и постоянную циркуляцию теплоносителя, а также температуру теплоносителя на входе не менее 60 ˚С. В данном примере предусматривается гидравлический разделитель по типу рис. 4.43.б, когда расход теплоносителя в циркуляционном контуре котла превышает расход теплоносителя в циркуляционном контуре системы теплопотребления $G_{котла}>G_1$.

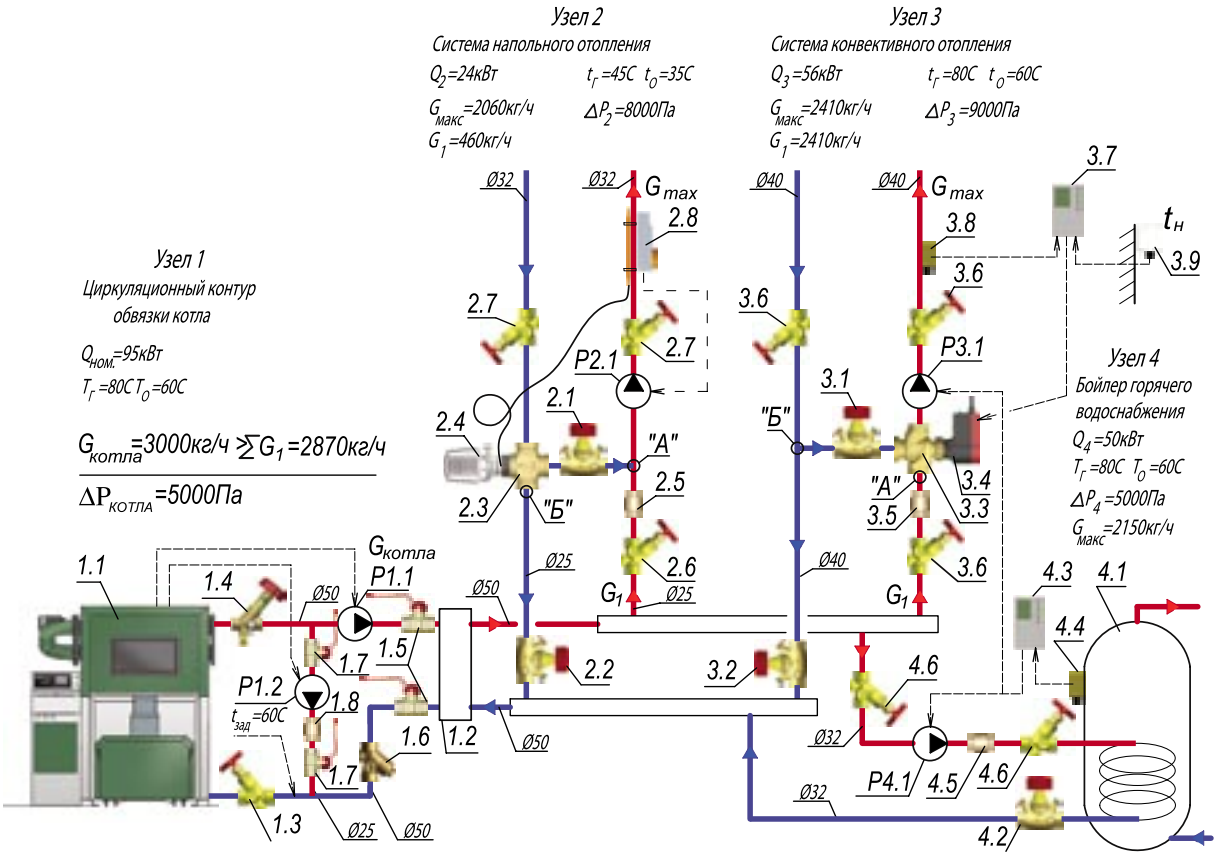


Рис. 4.46. Расчетная схема трубопроводов котельной с гидравлическим разделителем и распределительными гребенками

Узел 1: P1.1 – насос циркуляционный; P1.2 – насос смесительный автоматической системы повышения температуры обратной воды котла; 1.1 – котел 95кВт дровяной газогенераторный; 1.2 – гидравлический разделитель; 1.3 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d50 арт.1411516; 1.4 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-М d50 арт.1411756; 1.5 – кран шаровой d50 арт.1210006; 1.6 – фильтр-грязевик ГЕРЦ d50 арт.1411116; 1.7 – кран шаровой d25 арт.1210003; 1.8 – обратный клапан d25;

Узел 2: P2.1 – насос смесительный; 2.1, 2.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d25 арт.1421703; 2.3 – клапан CALIS-TS-RD арт.17761; 2.4 – термостатическая головка с накладным датчиком диапазон 20…50^{0}С арт.1742006; 2.5 – обратный клапан d25; 2.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513; 2.7 – вентиль ШТРЕМАКС-А d32 арт.1411514; 2.8 – термореле защиты арт.1810000;

Узел 3: P3.1 – насос смесительный; 3.1, 3.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d40 арт.1421705; 3.3 – клапан регулирующий ГЕРЦ арт.14037; 3.4 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211; 3.5 – обратный клапан d40; 3.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d40 арт.1411515; 3.7 – электронный «следящий» регулятор температуры арт.1779323; 3.8 – датчик накладной арт.1779300; 3.9 – датчик наружной температуры арт.1779301;

Узел 4: P4.1 – насос циркуляционный; 4.1 –бойлер горячего водоснабжения; 4.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d32арт.1421704; 4.3 – электронный регулятор арт.1779323; 4.4 –датчик накладной арт.1779300; 4.5 – обратный клапан d32; 4.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d32 арт.1411514.

Подбор регулирующих клапанов и другого оборудования систем теплопотребления в данном случае будем выполнять по методике, идентичной с предыдущим примером (рис. 4.46). Поэтому с целью последующего анализа полученных результатов мы приняли идентичные с предыдущим примером исходные данные для двух основных систем теплопотребления (узел 2 и узел 3).

Для упрощения графического изображения расчетной схемы на рис.4.46 не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, мембранный расширительный бак, системы подпитки и дренажа и другое оборудование.

Схема условно разделена на четыре узла:

– один узел представляет собой обвязку циркуляционного контура источника тепловой энергии – водогрейного дровяного газогенераторного котла номинальной мощностью 95кВт;

– три других узла представляют собой узлы регулирования трех различных систем теплопотребления.

В отличие от предыдущего примера, узел регулирования температуры воды в емкостном бойлере горячего водоснабжения (узел 4) предусматривает с помощью регулятора температуры поз. 4.3 блокировку насоса поз. Р3.1 системы конвективного отопления в период работы циркуляционного насоса поз. Р4.1.

Основные исходные данные, необходимые для подбора арматуры и регулирующих клапанов, представлены непосредственно на расчетной схеме рис. 4.28.

Узел 1.

Представляет собой циркуляционный контур водогрейного котла поз. 1.1, замкнутый через гидравлический разделитель поз. 1.2. Циркуляция теплоносителя осуществляется циркуляционным насосом поз. Р1.1.

Насос поз. Р1.2 предназначен для автоматического поддержания температуры теплоносителя на входе в котел не менее 60^{0}С. Режимом включения и выключения обеих насосов (поз. Р1.1 и поз. Р1.2) управляет система автоматики газогенераторного котла поз.1.1.

Конструкцию гидравлического разделителя поз. 1.2 определяем, исходя из максимально допустимой скорости течения теплоносителя через него v=0,15м/с. Тогда, на основании расчетного расхода $G_{котла}$=3000кг/ч, минимально необходимое поперечное сечение $f_{ГР}$, м^2, гидравлического разделителя определяется следующим образом:

$$f_{ГР} = \frac{G_{котла}}{3600 \times \rho \times v} = \frac{3000}{3600 \times 972 \times 0.15} = 0.00572 м^2$$

Данному минимальному поперечному сечению соответствует минимальный диаметр 86мм. Принимаем для изготовления гидравлического разделителя стальную трубу диаметром 108×4 мм.

В дальнейших расчетах гидравлическим сопротивлением разделителя пренебрегаем в силу незначительности его величины.

Циркуляционный контур водогрейного котла поз.1.1 через гидравлический разделитель поз.1.2. состоит из трубопровода Ø50 с установленными на нем запорным вентилем поз.1.3, балансовым вентилем поз.1.4, шаровыми кранами поз.1.5 и фильтром поз.1.6.

Диаметром трубопроводов задаемся, ориентируясь на расчетную скорость теплоносителя [приложение А]. Потери давления определяем по удельным потерям давления, а местные сопротивления (отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

Исходные данные для гидравлического расчета следующие:

– расчетный расход 3000кг/ч;
– общая длина 8м;
– диаметр – d50мм;
– скорость теплоносителя 0,40м/с;
– удельная потеря давления 47Па/м.

Сопротивлением гидравлического разделителя поз.1.2. шаровых кранов поз.1.5 пренебрегаем в силу его незначительности относительно сопротивления всего контура.

Потеря давления в трубопроводах обвязки котла:

$$\Delta P_{уч.к.} = 1,3 \times (47 \times 8) = 490Па.$$

Для определения потери давления ΔP, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде пропускной способности, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0,1 \, (G / k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Определим расчетные потери давления вентиля поз.1.3 (d50, арт.1411516, k_v=87 м³/ч) и фильтра поз.1.6 (d50, арт.1411116, k_v =42 м³/ч):

$$\Delta P_{в.1.3} = 0{,}1\cdot(3000/87)^2 = 120\text{Па}.$$

$$\Delta P_{ф.1.6} = 0{,}1\cdot(3000/42)^2 = 510\text{Па}.$$

Балансовый вентиль поз.1.4 (d50, арт. 1411756) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым.

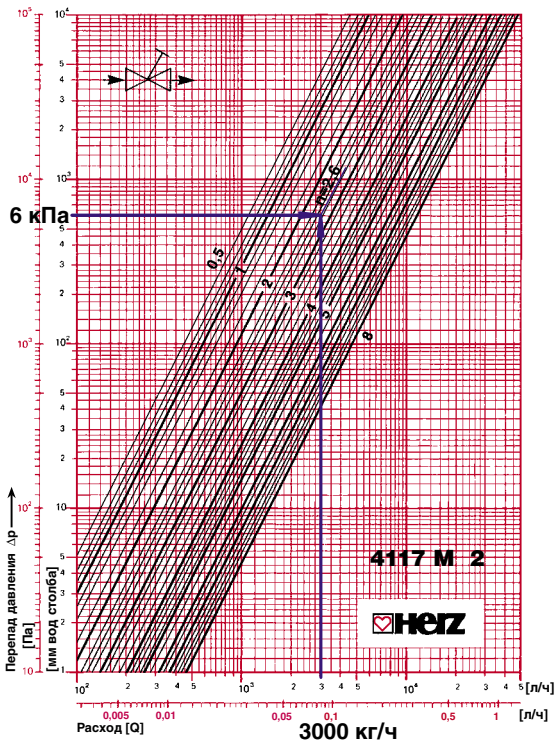


Рис. 4.47. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-М d50 арт.1411756 с измерительными клапанами, поз. 1.4 рис. 4.46.

Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 3000кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,6 (рис. 4.47), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.1.4}$=6кПа, то есть более 5 кПа.

Суммарные расчетные потери давления узла 1 составят:

$$\Sigma\Delta P_{уч.уз.1.} = \Delta P_{уч.к.} + \Delta P_{в.1.3} + \Delta P_{ф.1.6} + \Delta P_{в.1.4} =$$
$$= 490 + 120 + 510 + 6000 = 7120\ \text{Па}.$$

Насос поз. Р1.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$G_н$ = 3000 кг/ч (3,0 м³/ч);

$P_н$ = 7,12 кПа (0,72 м в.ст.).

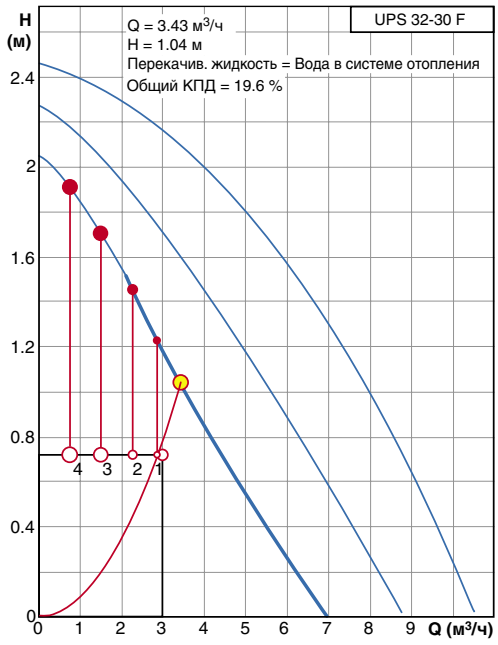


Рис. 4.48. Расчетная характеристика циркуляционного насоса UPS 32-30 F (поз.Р1.2 рис.4.46)

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 32-30 F. Рабочая точка насоса:

$G_н$ = 3.43 м³/ч, $P_н$ = 1.04 м в.ст.

Байпасная линия с насосом поз.Р1.2 предназначена для автоматического поддержания температуры теплоносителя на входе в котел не менее 60°С. Расчетный расход определяется не менее 50% расчетного расхода через котел. Примем за расчетный расход байпасной линии 1500кг/ч.

Расчетное циркуляционное кольцо для насоса поз. Р1.2 состоит из последовательных участков обвязки котла и байпасной линии, а именно, котла поз.1.1, вентиля поз.1.4, двух шаровых кранов поз.1.7 и запорного вентиля поз.1.3. Сопротивлением шаровых кранов поз.1.7 пренебрегаем в силу его незначительности относительно сопротивления всего контура байпасной линии.

В этом случае расчетный расход теплоносителя обвязки котла следует принять равным 3000+1500=4500кг/ч, а расчетные потери давления котла при пересчете составят:

$$\Delta P_{к.} = \frac{5000}{3000^2} \times 4500^2 = 11250 \text{ Па}$$

Аналогичным образом пересчитаем сопротивление вентилей поз.1.4 и поз.1.3

$$\Delta P_{в.1.4} = \frac{6000}{3000^2} \times 4500^2 = 13500 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{в.1.3} = \frac{120}{3000^2} \times 4500^2 = 270 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления циркуляционного кольца для насоса поз.Р1.2 составят:

$$\Delta P_{уч.бп.} = 11250 + 13500 + 270 = 24800 \text{ Па.},$$

То есть не менее 25000кПа, т.к. мы не учитывали сопротивление трубопроводов.

Насос поз.Р1.2 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = 1500 \text{ кг/ч } (1{,}5 \text{ м}^3/\text{ч});$$

$$P_н = 24800\text{Па } (2{,}5 \text{ м в.ст.}).$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-50 180. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 1{,}52 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad P_н = 2{,}86 \text{ м в.ст.}$$

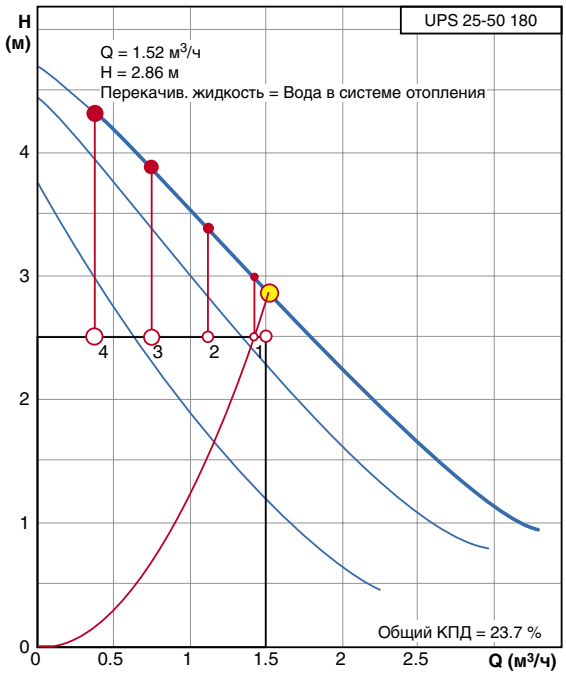


Рис. 4.49. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 25-50 180 (поз.Р1.2 рис. 4.46)

Узел 2.

Представляет собой узел регулирования системы напольного отопления, которая эксплуатируется в отопительный период.

Подбор трехходового РО и другого оборудования системы теплопотребления производим в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис. 3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис. 3.16.

Основные исходные данные узла 2 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.46.

Подбор трехходового РО узла смешения производим по методике раздела 3.3.2 (расчетная схема рис. 3.9) со следующими исходными данными:

– расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты $t_Г$=45^{0}С, $t_О$=35^{0}С;

– максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=2060кг/ч;

– потери давления потребителя (системы напольного отопления) с подводящими теплопроводами и арматурой – по направлению движения теплоносителя от узла «А» до клапана поз.2.3 (в том числе: два вентиля поз.2.7) $\Delta P_{потр.} = \Delta P_2$ =8000Па;

– расчетная температура теплоносителя после гидравлического разделителя 80^{0}С:

– расчетный расход теплоносителя от распределительной гребенки G_1=460кг/ч.

Следует выявить также следующие дополнительные исходные данные:

1. Суммарные потери давления магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.}$ (с расчетным расходом ΣG_1=2870кг/ч) между гидравлическим разделителем и гребенками.

2. Суммарные потери давления $\Sigma\Delta P_{уч.}$ теплопроводов (с расчетным расходом G_1=460кг/ч) между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой.

3. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (параметры байпаса).

Суммарные потери давления магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.}$ (с расчетным расходом ΣG_1=2870кг/ч) между гидравлическим разделителем и гребенками рассчитываем при следующих исходных данных:

– расчетный расход 2870 кг/ч;
– общая суммарная длина 13 м;
– диаметр – d50мм;
– скорость теплоносителя 0,39 м/с [приложение А];
– удельная потеря давления 45 Па/м [приложение А].

Потери давления определяем по удельным потерям давления, а местные сопротивления (отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Тогда суммарные потери давления магистральных теплопроводов:

$$\Delta P_{уч.м.} = 1{,}3 \times (45 \times 13) = 760 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.}$ и потерь давления в двух вентилях поз. 2.6 и поз. 2.2.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

– расчетный расход 460кг/ч;
– общая длина 6м;
– диаметр – d25мм;
– скорость теплоносителя 0,21м/с [приложение А];
– удельная потеря давления 30Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (30 \times 6) = 240 \text{ Па}.$$

Определим расчетные потери давления запорного вентиля поз.2.6 (d25, арт.1411513, k_v=18 м^3/ч).

$$\Delta P_{в.2.6.} = 0{,}1 \cdot (460/18)^2 = 70 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз. 2.2 (d25, арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 460кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,6 (рис. 4.50), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.2.2}$=5кПа.

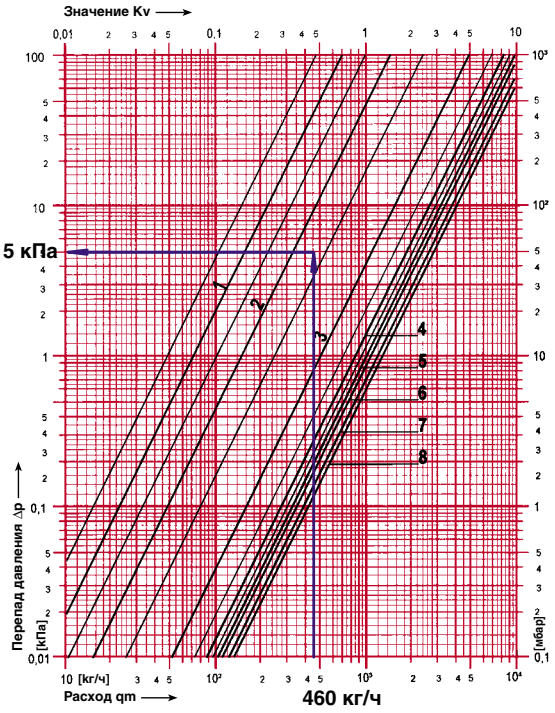


Рис. 4.50. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703 с измерительными клапанами, поз.2.2 рис.4.46.

Таким образом, суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой будут равны

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{уч.} + \Delta P_{в.2.6.} + \Delta P_{в.2.2} =$$
$$= 240 + 70 + 5000 = 5310 \text{ Па (5,3 кПа)}.$$

Требуемые потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (в байпасе) при $G = G_{max}$, в соответствии с рекомендациями раздела 3.5.2 для схемы рис.3.16, примем равными требуемым потерям давления балансового вентиля поз.2.1:

$$\Delta P_{бп.} = \Delta P_{б.в.2.1} = (\Delta P_{уч.м.} + \Sigma\Delta P_{уч}) =$$
$$= 760 + 5310 = 6070\text{Па (6,1 кПа)}.$$

Для балансового вентиля поз.2.1 определим значение гидравлической преднастройки n =4,0, при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.2.1}$=6,1кПа при расчетном расходе G_{max}=2060кг/ч (рис.4.51).

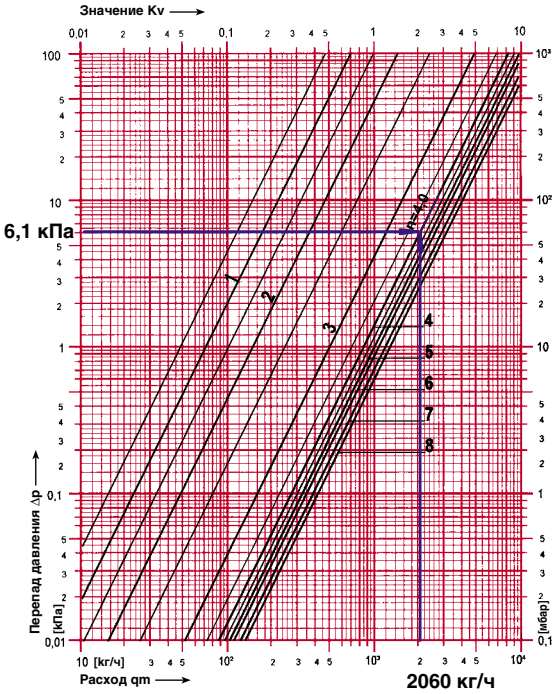


Рис. 4.51. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703 с измерительными клапанами, поз.2.1 рис.4.46.

Таким образом, определив гидравлические параметры теплопроводов между гидравлическим разделителем и точками «А» и «Б», а также трубопровода подмеса (байпаса), мы завершили формирование исходных данных для подбора трехходового РО поз.2.3 и для подбора смесительного насоса Р2.1.

Трехходовой РО подбираем по методике раздела 3.3.2. Мы использовали в схеме узла 2 регулирующий клапан CALIS-TS-RD арт.17761, имеющий линейную пропускную характеристику (таблица 3.5). Поэтому, в соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана a_v>0,4. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$ =0,5. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_2 + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{8000 + 6070}{\frac{1}{0{,}5} - 1} = 14070\ Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{2060}{992\sqrt{0{,}1 \times 14070}} 10^2 = 5{,}54\,м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан CALIS-TS-RD арт.1776140, d25, k_{vs} =6,44м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left[\frac{2060}{6{,}44}\right]^2 = 10230\ Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению(3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} =$$
$$= 10230 + 8000 + 6070 = 24300\ Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}} =$$
$$= \frac{10230}{10230 + 8000 + 6070} = 0{,}42.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с линейной пропускной характеристикой $a_v \geq 0{,}4$.

Для узла 2 требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч могла быть определена по упрощенной методике с использованием выражения (3.26):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{(2G_{max} \ldots 3G_{max})}{1000} =$$

$$= \frac{(2 \times 2060 \ldots 3 \times 2060)}{1000} = (4{,}12 \ldots 6{,}18) м^3 / ч$$

Вычисленное выше по выражению (3.22) значение $k_{vsТРЕБ}$=5,54м³/ч находится в диапазоне 4,12…6,18 м³/ч, вычисленном по упрощенной методике (3.26).

Смесительный насос поз.Р2.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{max} = 2060 \text{ кг/ч } (2{,}1 \text{ м}^3/\text{ч});$$

$$P_н = \Delta P_{РУ} = 24300 \text{ Па } (2{,}4 \text{ м в.ст.}).$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-60 130. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 2{,}14 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad P_н = 2{,}76 \text{ м в.ст.}$$

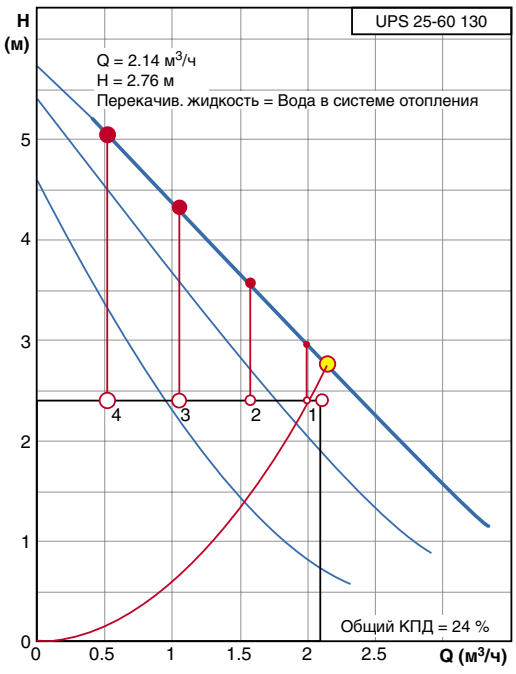


Рис.4.52. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 25-60 130 (поз.Р2.1 рис.4.46)

Узел 3.

Представляет собой узел регулирования системы конвективного отопления, которая эксплуатируется в отопительный период.

Подбор трехходового РО и другого оборудования системы теплопотребления производим в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис. 3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис. 3.16.

Основные исходные данные узла 3 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.46.

Подбор трехходового РО узла смешения производим по методике раздела 3.3.2 (расчетная схема рис. 3.9) со следующими исходными данными:

– расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты $t_Г$=80⁰С, $t_О$=60⁰С;

– максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=2410кг/ч;

– потери давления потребителя (системы конвективного отопления) с подводящими теплопроводами и арматурой – по направлению движения теплоносителя от клапана поз.3.3 до узла «Б» (в том числе: два вентиля поз.3.6) $\Delta P_{потр.} = \Delta P_З$ = 9000Па;

– расчетная температура теплоносителя от гидравлического разделителя 80⁰С:

– расчетный расход теплоносителя от распределительной гребенки G_1=2410кг/ч.

Следует выявить также следующие дополнительные исходные данные:

1. Суммарные потери давления магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.}$ (с расчетным расходом ΣG_1 =2870кг/ч) между гидравлическим разделителем и гребенками.

2. Суммарные потери давления $\Sigma\Delta P_{уч.}$ теплопроводов (с расчетными расходами G_1=2410кг/ч) между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой.

3. Потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (параметры байпаса).

Величина суммарных потерь давления магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.}$ (с расчетным расходом ΣG_1=2870кг/ч) между гидравлическим разделителем и гребенками составляет $\Delta P_{уч.м.}$=760Па (смотри расчет узла 2).

Суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой состоят из потерь давления в трубопроводе $\Delta P_{уч.}$ и потерь давления в двух вентилях поз.3.6 и поз.3.2.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

– расчетный расход 2410кг/ч;

– общая длина 8м;

– диаметр – d40мм;
– скорость теплоносителя 0,53 м/с [приложение А];
– удельная потеря давления 110 Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (110 \times 8) = 1150\text{Па}.$$

Определим расчетные потери давления запорного вентиля поз.3.6 (d40, арт.1411515, k_v =44 м³/ч).

$$\Delta P_{в.3.6.} = 0{,}1 \cdot (2410/44)^2 = 300\ \text{Па}.$$

Балансовый вентиль поз.3.2 (d40, арт.1421705) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

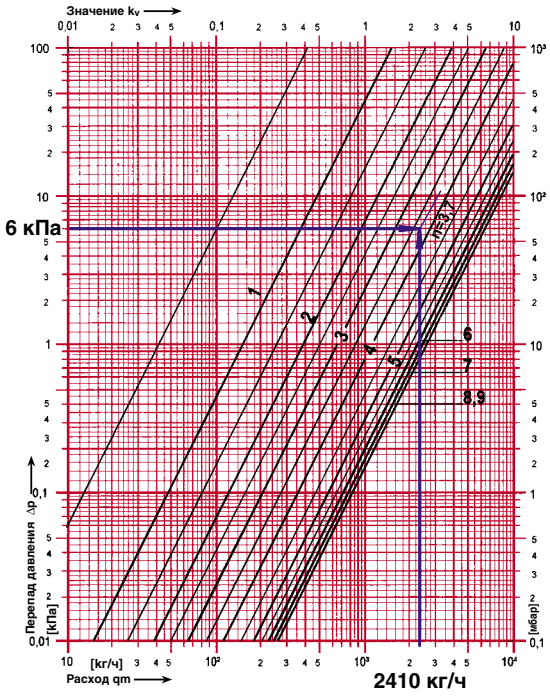


Рис. 4.53. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d40, арт.1421705 с измерительными клапанами, поз.3.2 рис.4.46.

При наладке системы отопления с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 2410кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3,7 (рис.4.53), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.3.2}$=6кПа, то есть более 5 кПа.

Таким образом, суммарные потери давления теплопроводов $\Sigma\Delta P_{уч.}$ между подающей гребенкой и точкой «А», а также между точкой «Б» и обратной гребенкой будут равны

$$\Sigma\Delta P_{уч.} = \Delta P_{уч.} + \Delta P_{в.3.6.} + \Delta P_{в.3.2} =$$
$$= 1150 + 300 + 6000 = 7450\text{Па (7,5 кПа)}.$$

Требуемые потери давления в подмешивающем трубопроводе $\Delta P_{бп.}$ (в байпасе) при $G = G_{max}$, в соответствии с рекомендациями раздела 3.5.2 для схемы рис.3.16, примем равными требуемым потерям давления балансового вентиля поз.3.1:

$$\Delta P_{бп.} = \Delta P_{б.в.3.1} = (\Delta P_{уч.м.} + \Sigma\Delta P_{уч.}) =$$
$$= 760 + 7450 = 8210\ \text{Па (8,2 кПа)}.$$

Для балансового вентиля поз.3.1 определим значение гидравлической преднастройки n=3,4, при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.3.1}$=8,2кПа при расчетном расходе G_{max}=2410кг/ч (рис. 4.54).

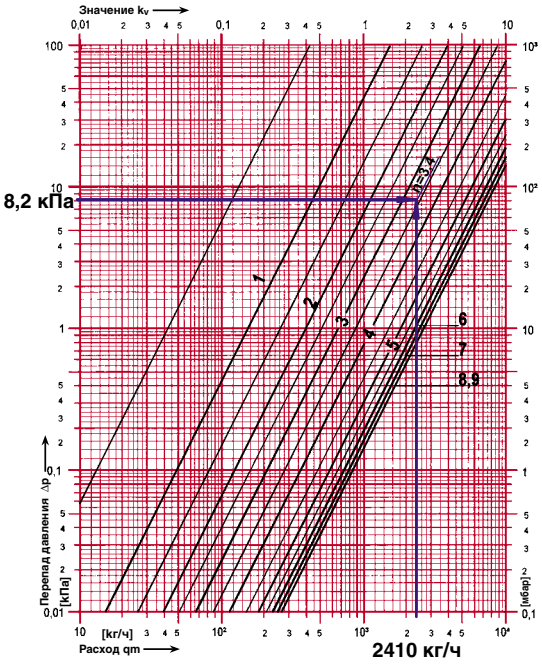


Рис. 4.54. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d40, арт.1421705 с измерительными клапанами, поз.3.1 рис.4.46.

Таким образом, определив гидравлические параметры теплопроводов между гидравлическим разделителем и точками «А» и «Б», а также трубопровода подмеса (байпаса), мы завершили формирование исходных данных для подбора трехходового РО поз.3.3 и для подбора смесительного насоса Р3.1.

Трехходовой РО подбираем по методике раздела 3.3.2. В схеме узла 3 мы используем регулирующий клапан ГЕРЦ арт.14037, пропускную характеристику которого (линейную или равнопроцентную) можно установить с помощью переключателя передаточного механизма привода арт.1771211 (таблица 3.5). Задаемся линейной пропускной характеристикой клапана поз.3.3 рис. 4.46. В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана a_v>0,4. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,5. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.19):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_3 + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} = \frac{9000 + 8210}{\frac{1}{0{,}5} - 1} = 17210\ Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.20):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 = \frac{2410}{972\sqrt{0{,}1 \times 17210}}10^2 = 5{,}98 м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан ГЕРЦ арт.1403720, d20, k_{vs}=6,3м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению(3.22):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left[\frac{2140}{6{,}3}\right]^2 = 11540\ Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению(3.24):

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} + \Delta P_{бп} = 11540 + 9000 + 8210 = 28750\ Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}} = \frac{11540}{11540 + 9000 + 8210} = 0{,}40.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону с линейной пропускной характеристикой.

Смесительный насос поз.Р3.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$G_н = G_{max}$ = 2410 кг/ч (2,5 м³/ч);

$P_н = \Delta P_{РУ}$ = 28750 Па (2,9 м в.ст.).

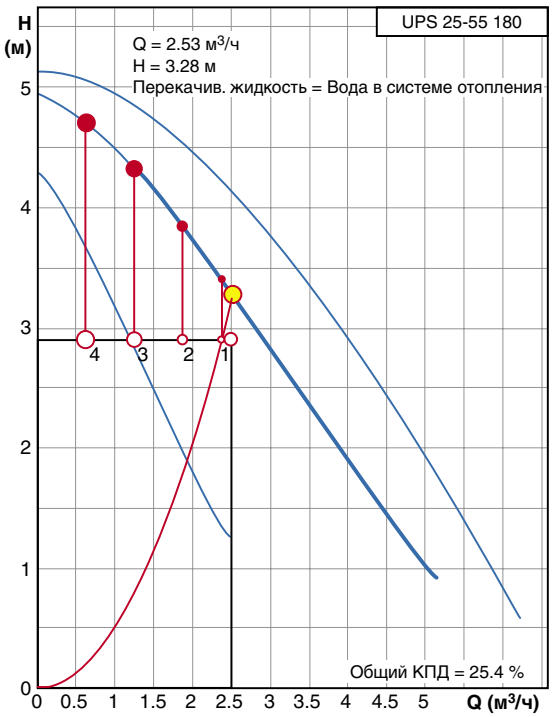


Рис. 4.55. Расчетная характеристика смесительного насоса UPS 25-55 180 (поз.Р3.1 рис.4.46)

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 25-55 180. Рабочая точка насоса:

$G_н$ = 2,53 м³/ч, $P_н$ = 3,28 м в.ст.

Узел 4.

Представляет собой узел регулирования температуры воды в емкостном бойлере горячего водоснабжения. Двухпозиционный электронный регулятор температуры поз.4.3 по показаниям датчика поз.4.4 включает циркуляционный насос поз.Р4.1 при понижении температуры воды в бойлере ниже 50°С. При этом выключается насос поз.Р3.1 системы конвективного отопления. При повышении температуры воды выше 50°С насос поз.Р4.1 выключается и включается насос поз.Р3.1 системы конвективного отопления. Таким образом достигается максимально высокий темп подъема температуры воды в бойлере.

Необходимо определить гидравлические характеристики узла 4 с целью подбора циркуляционного насоса. Основные исходные данные узла 4 приведены на схеме трубопроводов рис. 4.46.

Циркуляционное кольцо насоса Р4.1 состоит из теплообменника (змеевика) бойлера с теплопроводами обвязки до распределительных гребенок, а также магистральных теплопроводов между гидравлическим разделителем и гребенками. Соответственно, потери давления в циркуляционном кольце представляются суммой потерь давления в теплообменнике ΔP_4, потерь давления в трубопроводе обвязки бойлера $\Delta P_{уч.}$, потерь давления в двух запорных вентилях (поз.4.6) $2\times\Delta P_{в.4.6.}$, потерь давления в балансовом вентиле (поз.4.2) $\Delta P_{в.4.2.}$, потерь давления магистральных теплопроводов между гидравлическим разделителем и гребенками $\Delta P_{уч.м.}$= 760Па (смотри расчет узла 2):

$$\Delta P_{ц.к.} = \Delta P_4 + \Delta P_{уч.} + 2 \times \Delta P_{в.4.6.} + \Delta P_{в.4.2.} + \Delta P_{уч.м.}$$

Основные исходные данные:

– расчетные параметры теплоносителя потребителя теплоты t_I=80°С, t_O=60°С;

– максимальный расчетный расход теплоносителя для потребителя теплоты G_{max}=2150кг/ч;

– потери давления теплообменника (змеевика) бойлера $\Delta P_{потр.} = \Delta P_4$ =5000Па.

Потери давления в теплопроводах рассчитываем при следующих исходных данных:

– расчетный расход 2150кг/ч;

– общая длина 12м;

– диаметр – d32мм;

– скорость теплоносителя 0,66м/с [приложение А];

– удельная потеря давления 210Па/м [приложение А].

Потери давления в теплопроводах:

$$\Delta P_{уч.} = 1{,}3 \times (210 \times 12) = 3280 \text{ Па}.$$

Определим расчетные потери давления двух запорных вентилей поз.4.6 (d32, арт.1411514, k_v=32,5 м³/ч).

$$2 \times \Delta P_{в.4.6.} = 2 \times 0{,}1 \times (2150/32{,}5)^2 = 880\text{Па}.$$

Балансовый вентиль поз.4.2 (d32, арт.1421704) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При наладке системы с помощью вентиля можно установить требуемый расход теплоносителя. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 2150кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

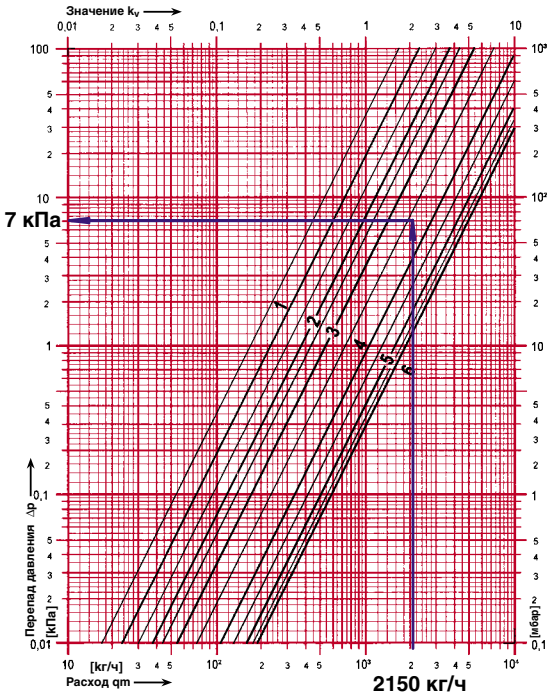


Рис. 4.56. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d32, арт.1421704 с измерительными клапанами, поз.4.2 рис.4.46.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3,6 (рис. 4.56), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.4.2}$=7кПа.

Таким образом, потери давления в циркуляционном кольце будут равны

$$\Delta P_{ц.к.} = \Delta P_4 + \Delta P_{уч.} + 2x\Delta P_{в.4.6.} + \Delta P_{в.4.2.} + \Delta P_{уч.м.} =$$
$$= 5000 + 3280 + 880 + 7000 + 760 =$$
$$= 16920 \text{ Па (16,9 кПа).}$$

Циркуляционный насос поз.Р4.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = G_{max} = 2150 \text{ кг/ч (2,2 м}^3\text{/ч);}$$

$$P_н = \Delta P_{ц.к.} = 16{,}9 \text{ кПа (1,7 м в.ст.).}$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки UPS 32-50 180. Рабочая точка насоса:

$$G_н = 2.24 \text{ м}^3\text{/ч}, \quad P_н = 1.95 \text{ м в.ст.}$$

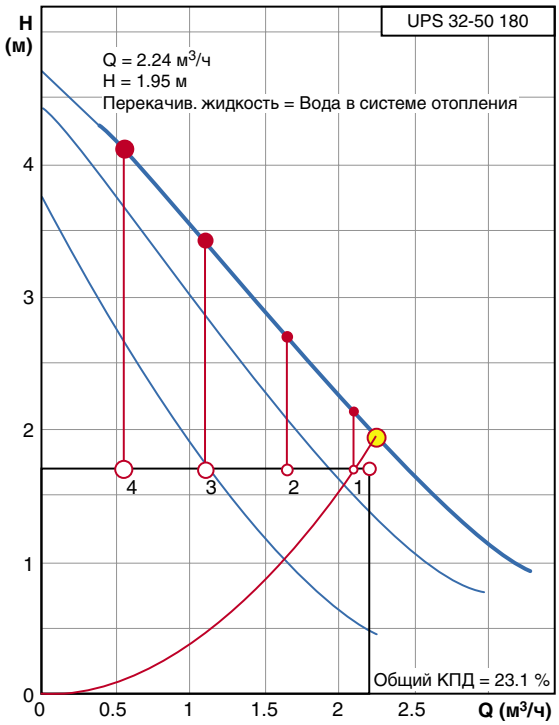


Рис. 4.57. Расчетная характеристика циркуляционного насоса UPS 32-50 180 (поз.Р4.1 рис.4.46)

4.4.3. Пример подбора регулирующих клапанов при присоединении систем теплопотребления в котельной непосредственно к гидравлическому разделителю

На рис.4.58 показан вариант присоединения систем теплопотребления в котельной через буферную емкость, используемую в качестве гидравлического разделителя. Источником теплоты является дровяной газогенераторный котёл номинальной мощностью 95кВт.

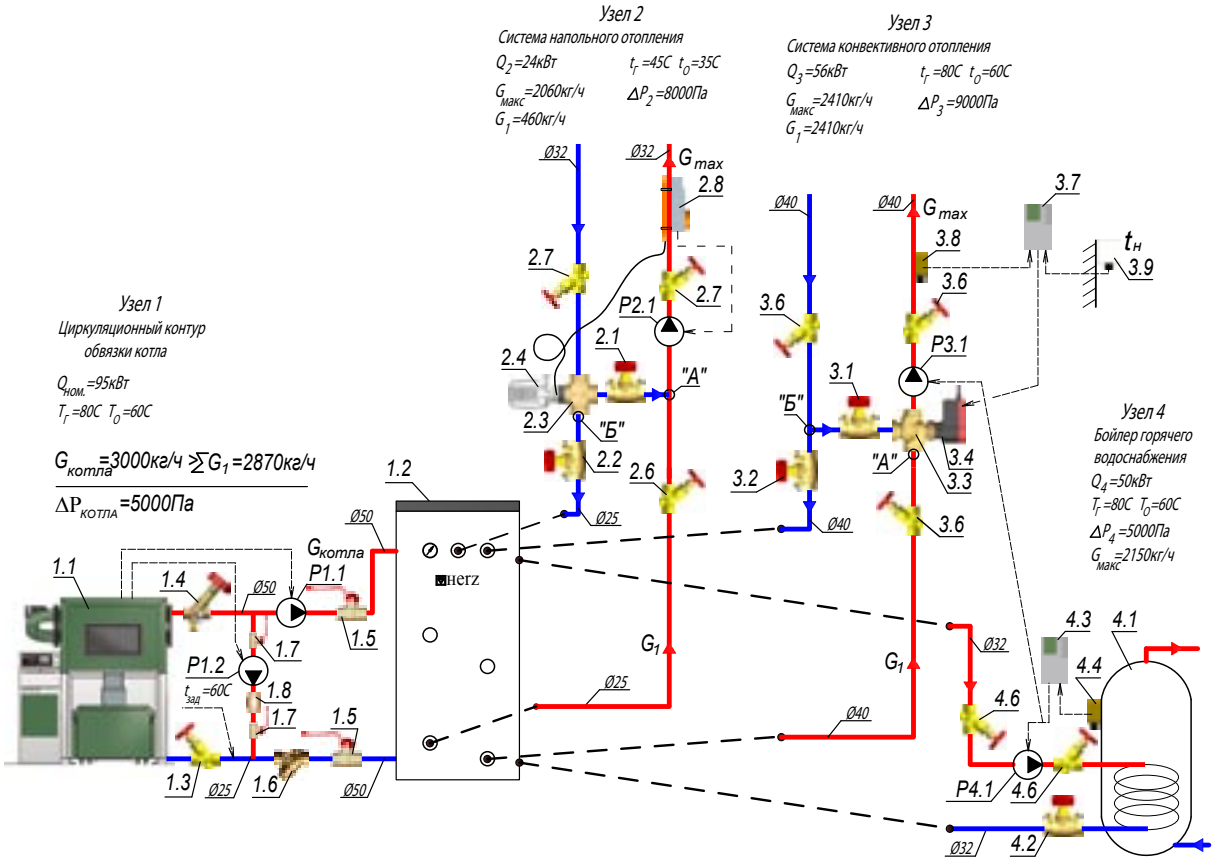


Рис. 4.58. Расчетная схема трубопроводов котельной с буферной емкостью в качестве гидравлического разделителя

Узел 1: P1.1 – насос циркуляционный; P1.2 – насос смесительный автоматической системы повышения температуры обратной воды котла; 1.1 – котел 95кВт дровяной газогенераторный; 1.2 – гидравлический разделитель в виде буферной емкости HERZ HUB-1000; 1.3 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d50 арт.1411516; 1.4 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-М d50 арт.1411756; 1.5 – кран шаровой d50 арт.1210006; 1.6 – фильтр-грязевик ГЕРЦ d50 арт.1411116; 1.7 – кран шаровой d25 арт.1210003; 1.8 – обратный клапан d25;

Узел 2: P2.1 – насос смесительный; 2.1, 2.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d25 арт.1421703; 2.3 – клапан CALIS-TS-RD арт.17761; 2.4 – термостатическая головка с накладным датчиком диапазон 20…50°С арт.1742006; 2.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d25 арт.1411513; 2.7 – вентиль ШТРЕМАКС-А d32 арт.1411514; 2.8 – термореле защиты арт.1810000;

Узел 3: P3.1 – насос смесительный; 3.1, 3.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d40 арт.1421705; 3.3 – клапан регулирующий ГЕРЦ арт.14037; 3.4 – электропривод ГЕРЦ арт.1771211; 3.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d40 арт.1411515; 3.7 – электронный «следящий» регулятор температуры арт.1779323; 3.8 – датчик накладной арт.1779300; 3.9 – датчик наружной температуры арт.1779301;

Узел 4: P4.1 – насос циркуляционный; 4.1 – бойлер горячего водоснабжения; 4.2 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM d32арт.1421704; 4.3 – электронный регулятор арт.1779323; 4.4 – датчик накладной арт.1779300; 4.6 – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А d32 арт.1411514.

Для газогенераторного дровяного котла требуется устойчивая и постоянная циркуляция теплоносителя, температура которого на входе в котел должна быть не менее 60^0C с целью исключения конденсации водяного пара на внутренних стальных поверхностях котла.

В данном примере предусматривается гидравлический разделитель в виде буферной емкости по типу рис. 4.42, а также по типу рис.4.43.б, а именно, когда расход теплоносителя в циркуляционном контуре котла превышает расход теплоносителя в циркуляционном контуре системы теплопотребления $G_{котла} > G_1$. Буферная емкость в данном случае не является тепловым аккумулятором, она исполняет функции теплового буфера между потребителем и источником теплоты, позволяя последнему работать в устойчивом и эффективном тепловом режиме.

Расчетный объем буферной емкости принимается из расчета 10 литров и более на каждый киловатт тепловой мощности котла.

В данном примере запроектирована буферная емкость объемом 1000 литров типа HERZ HUB-1000. Объем принят из расчета 10 литров на один киловатт номинальной мощности газогенераторного котла.

Каждая из систем теплопотребления рис. 4.58 самостоятельно присоединяется к гидравлическому разделителю, что позволяет отказаться от установки обратных клапанов. Это обстоятельство обеспечивает для системы в целом многие положительные качества (смотри рис.3.17 раздел 3.5.2), но наиболее важным из них является безопасная эксплуатация котла при аварийном отключении электроэнергии. В этом случае, при отключении насосов продолжается частичная циркуляция теплоносителя через системы отопления за счет естественной циркуляции, способствуя тем самым охлаждению в котле горячих углей и раскаленных керамических массивов. При проектировании желательно увеличить диаметры теплопроводов по сравнению с расчетными диаметрами на один типоразмер, чтобы увеличить естественную циркуляцию при отключении насосов.

Кроме того, при отсутствии обратных клапанов значительно упрощается выпуск воздуха из системы, а также процесс опорожнения системы.

Подбор трехходовых РО и другого оборудования систем теплопотребления рис.4.58 следует производить в соответствии с методиками раздела 3.3.2 по расчетной схеме рис.3.9 и раздела 3.5.2 по расчетной схеме рис.3.17.

Исходные условия расчетной схемы рис.4.58 приняты идентичными исходным условиям схемы рис. 4.46. Это связано с тем, что методика и последовательность расчетов и подбора оборудования для данных схем также являются идентичными. Ввиду этого обстоятельства для схемы рис. 4.58 можно буквально использовать описание предыдущего примера (рис. 4.46) с идентичными результатами гидравлических расчетов и подбора регулирующих клапанов, вентилей, насосов и другого оборудования.

4.5. Подбор регулирующих клапанов для систем тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Фэнкойлами называют вентиляторные конвекторы, которые применяют для тепло-холодоснабжения помещений в качестве самостоятельных автоматизированных устройств или же в качестве вентиляторных доводчиков системы кондиционирования с центральным кондиционером.

Если фэнкойл имеет один теплообменник с двумя патрубками для подвода теплоносителя, то его называют двухтрубным фэнкойлом.

Если фэнкойл имеет два теплообменника с двумя патрубками для подвода теплоносителя к каждому из теплообменников, то его называют четырехтрубным фэнкойлом.

В качестве теплоносителя применяют деаэрированную воду или незамерзающие растворы этиленгликоля или пропиленгликоля.

Для четырехтрубных фэнкойлов проектируют две раздельные системы - систему теплоснабжения и систему холодоснабжения фэнкойлов. При использовании двухтрубных фэнкойлов проектируют единую систему тепло-холодоснабжения фэнкойлов, которая в зависимости от периода года подключается либо к источнику холода – чиллеру, либо к источнику тепловой энергии – водогрейному котлу. С точки зрения эксплуатационных характеристик четырехтрубные системы более функциональны, но они же являются и более дорогими по своим капитальным затратам.

Автоматическое регулирование температуры воздуха при использовании фэнкойлов может быть двухпозиционное или пропорциональное. При этом управляющее воздействие может быть направлено на вентилятор фэнкойла либо на регулирующий клапан теплоносителя, или же может осуществляться комплексное воздействие, как на вентилятор, так и регулирующий клапан теплоносителя. Производители фэнкойлов сопровождают свою продукцию соответствующими рекомендациями по автоматизации, и поэтому существует множество вариантов систем автоматического управления фэнкойлами.

Настоящее изложение ориентировано на методическое обеспечение по подбору регулирующих клапанов, поэтому в качестве примеров приняты: расчет системы теплоснабжения и расчет системы холодоснабжения четырехтрубных фэнкойлов. Каждая из этих систем (теплоснабжения и холодоснабжения) имеет особенности по комплектации балансовой и регулирующей арматурой. Приведенные примеры расчета не могут отразить всё возможное многообразие вариантов гидравлических систем тепло-холодоснабжения и схем обвязки фэнкойлов, и в большей степени эти примеры расчета ориентированы на демонстрацию основных методических положений по подбору регулирующих клапанов, которые были изложены в третьей главе.

4.5.1 Пример подбора регулирующих клапанов для системы теплоснабжения фэнкойлов

На рис.4.59 показана расчетная схема системы теплоснабжения четырехтрубных фэнкойлов.

Основные исходные данные фэнкойлов (расчетные значения максимального теплового потока Q_{max}, расхода теплоносителя G_{max} и гидравлического сопротивления конвективного теплообменника ΔP) показаны непосредственно на расчетной схеме рис.4.59 при расчетных параметрах теплоносителя $t_Г$=70-^{0}C, $t_О$=60^{0}C. Эти исходные данные приняты по каталогам фэнкойлов, исходя из условия $Q_{max} > Q_{ТРЕБ}$ на основании расчетных значений требуемого теплового потока $Q_{ТРЕБ}$.

Источником теплоты является водогрейный газовый котел поз.1 с номинальной тепловой мощностью 45кВт, который реализует «следящий» режим автоматического регулирования температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. В данном случае применяется так называемый конденсатный котел, использующий теплоту конденсации водяных паров дымовых газов, поэтому в обвязке котла отсутствуют устройства для повышения температуры воды на входе в котел.

Примечание:

Фэнкойлы подбираются, как правило, со значительным «запасом»» по тепловой мощности. Поэтому в процессе эксплуатации системы теплопотребления может выявиться необходимость в снижении расчетной мощности фэнкойлов и системы теплоснабжения в целом. Наиболее простым в реализации решением является снижение расчетных параметров теплоносителя, например, установить на регуляторе котла параметры теплоносителя $t_Г$=60^{0}C, $t_О$=50^{0}C (вместо расчетных $t_Г$=70^{0}C, $t_О$=60^{0}C). В этом случае тепловая мощность каждого фэнкойла и системы в целом снизится в 1,3 раза (при расчетной

температуре внутреннего воздуха t_B=22^{0}C):

$$\frac{\frac{70+60}{2}-22}{\frac{60+50}{2}-22}=1{,}3.$$

При снижении расчетных параметров (без изменения разности температур теплоносителя $t_г$ - $t_о$=70-60=60-50=10^{0}C) гидравлические характеристики системы, а именно, расчетные расходы и принятое к установке оборудование, остаются неизмененными. Без изменения при этом остаются и все гидравлические «уставки» для балансовых вентилей и пропорциональных регуляторов перепада давления.

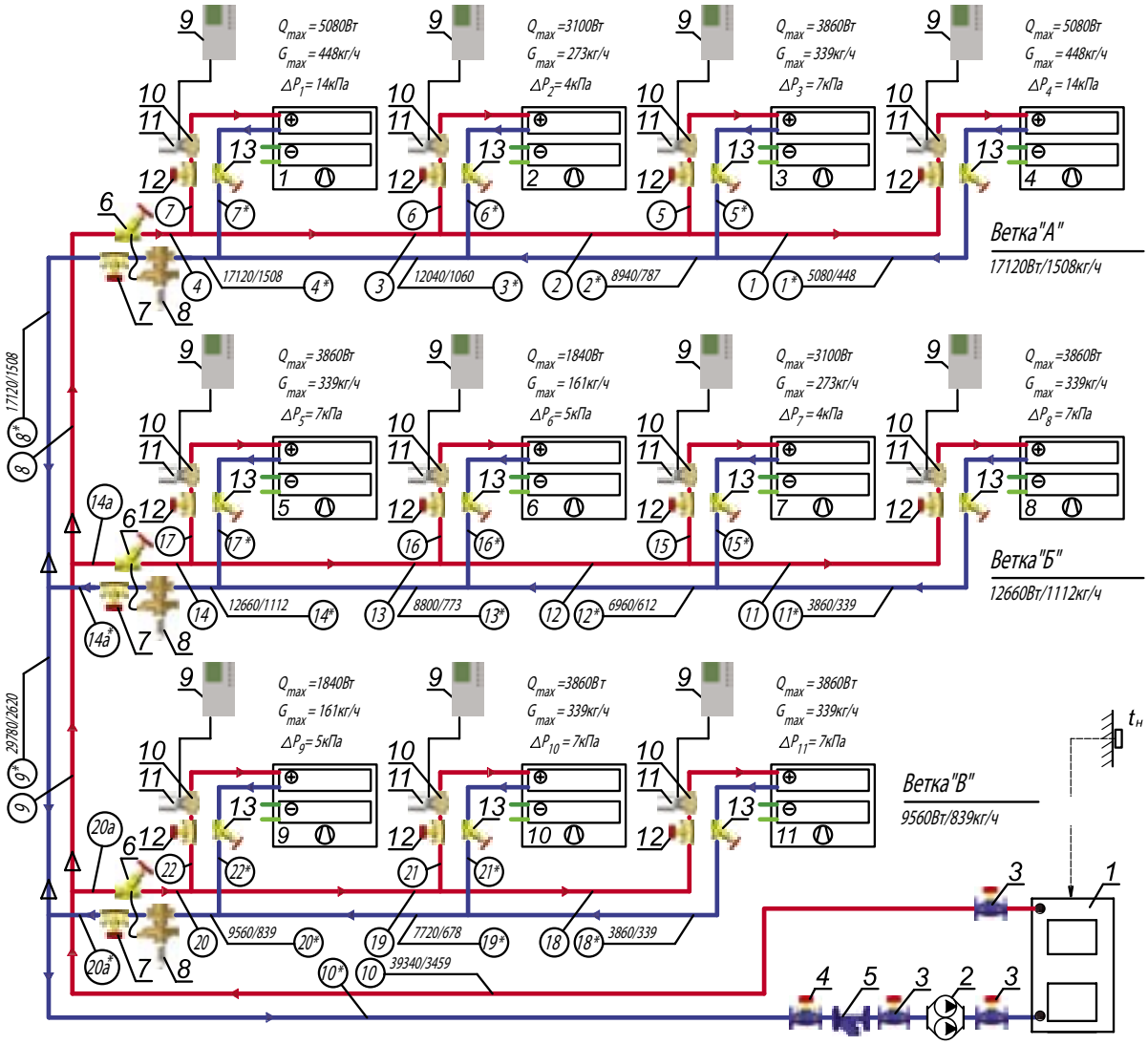


Рис. 4.59. Схема расчетная системы теплоснабжения четырехтрубных фэнкойлов

1 – котел 45кВт на природном газе; **2** – насос циркуляционный; **3** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF; **4** – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF; **5** – фильтр-грязевик ГЕРЦ 4111; **6** – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А арт.14115; **7** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM арт.14217; **8** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002; **9** – регулятор электронный непрерывного действия арт.7794; **10** – двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X; **11** – термопривод арт. 7711 NO; **12** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM арт.14217; **13** – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А арт.14115.

Для упрощения графического изображения расчетной схемы на рис.4.59 не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, мембранный расширительный бак, системы подпитки, дренажа и другое оборудование.

Система теплоснабжения состоит из трех веток «А», «Б» и «В», присоединяемых к магистральным теплопроводам с использованием регуляторов перепада давления ГЕРЦ 4002.

Регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002, установленный на каждой ветке, гидравлически разделяет систему теплоснабжения на составляющие:

– систему магистральных теплопроводов (между котлом и регуляторами ГЕРЦ 4002 на ветках «А», «Б» и «В»);

– системы теплопотребления в виде отдельных веток «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4002 и фэнкойлами).

Гидравлический расчет выполняем раздельно:

– для системы магистральных теплопроводов (между котлом и регуляторами ГЕРЦ 4002 на ветках «А», «Б» и «В»);

– для каждой ветки «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4002 и фэнкойлами).

Исходные данные системы теплоснабжения четырехтрубных фэнкойлов:

1. Расчетная тепловая нагрузка $Q_{зд}$=39,34 кВт.

2. Расчетные параметры теплоносителя $t_Г$=70^{0}С, $t_О$=60^{0}С.

3. Расчетный расход теплоносителя V=3,5м^3/ч (участки №10, 10*).

4. Расчетные потери давления в котле при расчетном расходе теплоносителя 3,5м^3/ч составляют $\Delta P_К$=7000Па (7кПа).

5. Магистральные теплопроводы выполняются из труб стальных водогазопроводных (могут быть выполнены из медных труб).

6. Теплопроводы веток «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4002 и фэнкойлами) выполняются из металлополимерных труб.

Для проектируемой системы теплопотребления фэнкойлов следует принять к установке насос с электронным управлением скорости вращения (поз.2 рис.4.59). Для подбора циркуляционного насоса необходимо определить требуемые значения подачи $V_н$, м^3/ч и напора $P_н$, кПа (или м.вод.ст.). Подача насоса соответствует расчетному расходу в системе теплопотребления $V_н$=$V_{со}$=3,5м^3/ч. Требуемый напор $P_н$, равный расчетным потерям давления системы теплопотребления фэнкойлов $\Delta P_{С.Т.}$, определяется суммой составляющих: потерь давления системы магистральных теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.м.т.}$ (между котлом и регуляторами ГЕРЦ 4002); потерь давления теплопроводов ветки $\sum\Delta P_{уч.ветки}$ (между регулятором ГЕРЦ 4002 и фэнкойлами); и потерь давления $\Delta P_{рег.}$ в регуляторе ГЕРЦ 4002:

$$P_н = \Delta P_{С.Т.} = \sum\Delta P_{уч.м.т.} + \sum\Delta P_{уч.ветки} + \Delta P_{рег.}$$

Гидравлический расчет участков трубопроводов $\Delta P_{уч.}$ выполняем по методу удельных потерь давления на трение в упрощенном варианте. Упрощающее обстоятельство заключается в том, что местные сопротивления (отводы, тройники, изменение диаметра и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Такое «грубое» упрощение расчета дает завышенные потери давления относительно расчетных, но в данном случае гидравлическая увязка веток будет осуществлена автоматической работой регуляторов перепада давления с высоким собственным автоматически изменяемым сопротивлением. Таким образом, сопротивление участка циркуляционного кольца вычисляем по выражению:

$$\Delta P_{уч} = 1{,}3 \times R \times l_{уч} + \sum \Delta P_{оборудования}$$

где:

R – удельная потеря давления на трение, Па/м (приложения «А» и «Б»);

$l_{уч}$ – расчетная длина участка, м;

$\Sigma\Delta P_{оборудования}$ – сумма потерь давления различного оборудования, установленного на расчетном участке: запорных вентилей, балансовых вентилей, фильтров и т.п., Па.

Циркуляционные кольца для каждой ветки представляют собой замкнутую цепочку участков, начиная от котла и заканчивая котлом. В каждом циркуляционном кольце имеется динамический узел в виде регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, который автоматически изменяет свое сопротивление для стабилизации задаваемого перепада давления на ветке. Данное обстоятельство позволяет не выделять какое-либо циркуляционное кольцо в качестве основного расчетного циркуляционного кольца [12, 14], так как между собой циркуляционные кольца гидравлически уравниваются в результате действия регуляторов перепада давления.

Поэтому за расчетную потерю давления в системе магистральных теплопроводов следует принять максимальное значение из возможных. В настоящем примере таким значением является сумма потерь давления на участках №8…10,8*…10* и потерь давле-

ния в котле:

$$\Sigma\Delta P_{уч.м.т.} = \Sigma\Delta P_{уч.8...10,8^*...10^*} + \Delta P_{К.}$$

Гидравлический расчет системы магистральных теплопроводов выполняем с помощью номограммы Приложения «А». Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.1.

Диаметры всех участков магистральных теплопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

Таблица 4.1

Расчет системы магистральных теплопроводов

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d_y, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
10	3459	38	50	0,45	60	2964	878	3842	Поз.3
9	2620	4	40	0,44	120	624	-	624	
8	1508	5	32	0,45	110	715	215	930	Поз.6
8*	1508	5	32	0,45	110	715	7000	7715	Поз.7
9*	2620	4	40	0,44	120	624	-	624	
10*	3459	36	50	0,45	60	2808	9152	11960	1756+396+7000
							$\Sigma\Delta P_{уч.8...10,8^*...10^*}$=		25698Па (25,7кПа)

Потери давления оборудования $\Sigma\Delta P_{оборудования.}$ определяются для каждого из участков.

Для определения потери давления $\Delta P_{оборудования.}$, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде k_v, м³/ч, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P_{оборудования} = 0,1(G/k_v)^2,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Участок №10 включает в себя один запорный фланцевый вентиль поз.3 (d50 арт.1421856, k_v =36,9 м³/ч). Определим расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.3} = 0,1\cdot(3459/36,9)^2 = 878 \text{ Па}.$$

Участок №9 не имеет оборудования.

Участок №8 включает в себя один запорный вентиль поз.6 (d32 ШТРЕМАКС-А арт.1411514, k_v =32,5,0 м³/ч). Определим расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0,1\cdot(1508/32,5)^2 = 215 \text{ Па}.$$

Участок №8* включает в себя один балансовый вентиль поз.7 (d32 ШТРЕМАКС- GM арт.1421704). Балансовый вентиль поз.7 используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

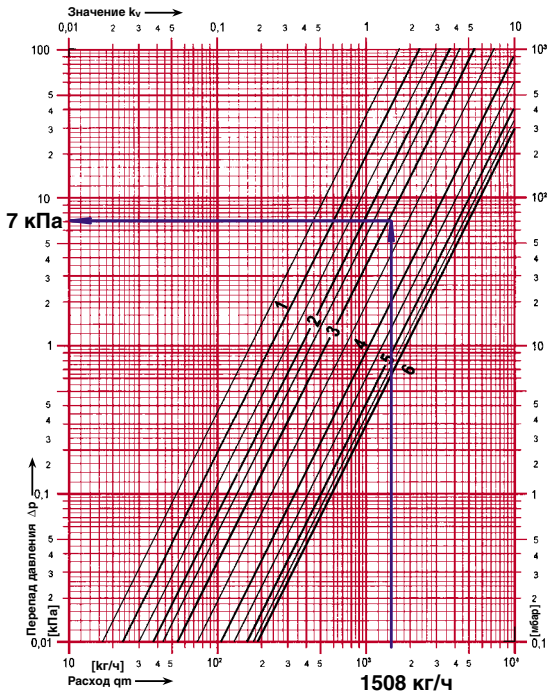


Рис. 4.60. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d32, арт.1421704 с измерительными клапанами, поз.7 рис.4.59.

При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа

(при расчетном расходе 1508кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=3,1 (рис.4.60), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.7}$=7кПа (7000Па).

Участок №9* не имеет оборудования.

Участок №10* включает в себя два запорных фланцевых вентиля поз.3 (d50 арт.1421856, k_v =36,9 м^3/ч), один фильтр-грязевик поз.5 (d50 арт.1411186, k_v =55 м^3/ч) и один вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами поз.4, (d50 арт.1421846). Определим расчетные потери давления.

$$2 \times \Delta P_{в.3} = 2 \times 0{,}1 \times (3459/36{,}9)^2 = 1756 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0{,}1 \times (3459/55)^2 = 396 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.4 используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

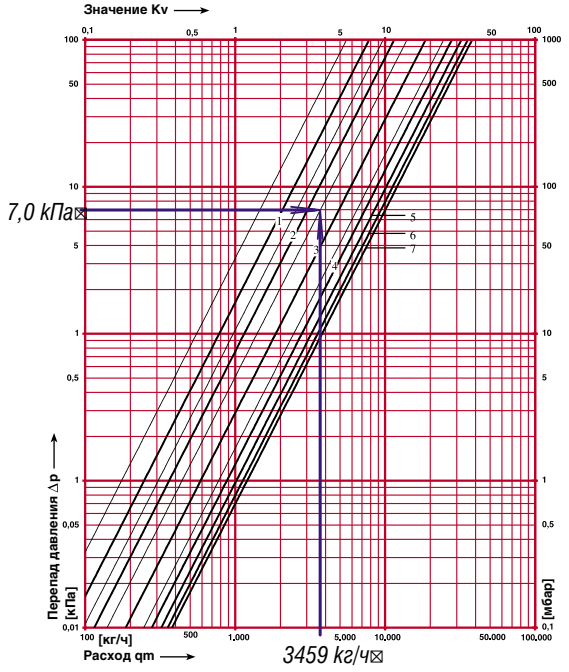


Рис. 4.61. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d50 с измерительными клапанами, арт.1421846 (поз.4 рис.4.59) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$=7,0кПа и $G_{в.4}$.= 3459кг/ч.

При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 3459кг/ч).

Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF показано графически на рис.4.61. Следует установить значение гидравлической преднастройки вентиля n=2,5 при заданном значении потерь давления $\Delta P_{в.4}$=7000Па (7,0кПа) и расчетном расходе $G_{в.4}$.= 3459кг/ч.

Таким образом, расчетная потеря давления в системе магистральных теплопроводов будет равна

$$\sum \Delta P_{уч.м.т.} = \sum \Delta P_{уч.8\ldots10{,}8^*\ldots10^*} + \Delta P_{К.} =$$

$$= 25695 + 7000 = 32695 \text{ Па (32,7 кПа)}.$$

Определение потерь давления каждой ветки $\sum \Delta P_{уч.ветки}$ системы теплопотребления производим отдельно для каждой ветки «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4007 и фэнкойлами), начиная с любой из них. Наиболее нагруженной является ветка «А».

Гидравлический расчет металлополимерных теплопроводов ветки «А» выполняем с помощью номограммы Приложения «Б». Исходные данные:

1. Расчетная тепловая нагрузка $Q_{«А»}$=1,12кВт.
2. Расчетные параметры теплоносителя $t_Г$=70^{0}С, $t_О$=60^{0}С.
3. Расчетный расход теплоносителя $G_{«А»}$= 1508кг/ч (участки №4, 4*).
4. Расчетные расходы теплоносителя и потери давления в теплообменнике каждого фэнкойла показаны на схеме рис. 4.59.
5. Горизонтальные теплопроводы и подводки к фэнкойлам выполняются из металлополимерных труб.

Ветка «А» представляет собой двухтрубную систему теплопотребления с 4-мя фэнкойлами. Соответственно имеем 4 циркуляционных кольца. В качестве основного расчетного кольца принимаем циркуляционное кольцо через наиболее удаленный фэнкойл №4. Расчетные потери давления теплопроводов $\sum \Delta P_{уч.ветки}$ ветки «А» определяются суммой потерь давления на участках №4…2,2*…4* ($\sum \Delta P_{уч.4\ldots2{,}2^*\ldots4^*}$) и потерь давления на регулируемом участке №1, 1* ($\Delta P_{РУ}$):

$$\sum \Delta P_{уч.ветки} = \sum \Delta P_{уч.4\ldots2{,}2^*\ldots4^*} + \Delta P_{РУ\ 1{,}1^*}.$$

Диаметры теплопроводов d, мм на участках №4…2,2*…4* подбираем с помощью номограммы Приложения «Б», ограничиваясь величиной удельной потери давления на

трение R не более 100…200Па/м. Местные сопротивления (отводы, тройники, изменение диаметра и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Расчет теплопроводов циркуляционного кольца через теплообменник фэнкойла №4 ветки «А»

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4	1508	6	40x3,5	0,52	100	780	-	780	
3	1060	22	40x3,5	0,37	55	1573	-	1573	
2	787	18	32x3	0,46	110	2574	-	2574	
2*	787	18	32x3	0,46	110	2574	-	2574	
3*	1060	22	40x3,5	0,37	55	1573	-	1573	
4*	1508	6	40x3,5	0,52	100	780	-	780	
							$\sum\Delta P_{уч.4…2,2*…4*}$=	9854Па (9,9кПа)	

Потери давления на регулируемом участке №1, 1* ($\Delta P_{РУ}$) определяются, согласно выражения (3.10), суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.59):

$$\Delta P_{РУ1,1*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.}$$

В настоящем примере потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$ включают в себя потери давления в теплообменнике (ΔP_4=14000Па), потери давления в трубопроводах участков №1, 1*, а также потери давления в запорном вентиле $\Delta P_{в.13}$ и в балансовом вентиле $\Delta P_{в.12}$ (поз.13 и поз.12 рис.4.59):

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_4 + \sum\Delta p_{уч.1,1*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12}\ .$$

Потери давления в трубопроводах участков №1, 1* ($\sum\Delta p_{уч.1,1*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 448кг/ч;
- общая длина 42м;
- диаметр – d26x3мм;
- скорость теплоносителя 0,41м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 125Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.1,1*.} = 1,3 \times (125 \times 42) = 6825\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v =10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1\cdot(448/10,5)^2 = 182\ Па.$$

Балансовый вентиль поз.12 (d20 ШТРЕМАКС- GM арт.1421702) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым.

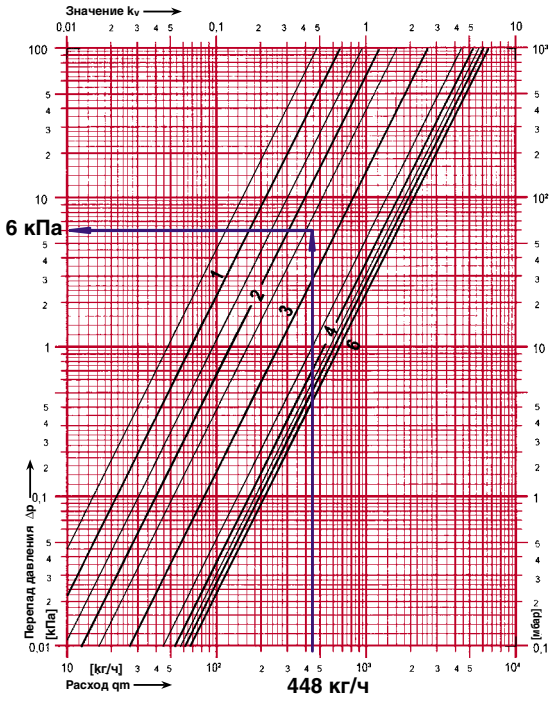


Рис. 4.62. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 с измерительными клапанами, поз.12 рис.4.59, для фэнкойла №4.

Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 448кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,6 (рис. 4.62), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.12}$=6кПа (6000Па).

Определяем потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$:

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_4 + \sum \Delta p_{уч.1,1^*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12} =$$
$$= 14000 + 6825 + 182 + 6000 =$$
$$= 27007 \text{ Па (27 кПа).}$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана 0.1<a_v<0,3. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{27007}{\frac{1}{0,2} - 1} = 6752 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{448}{980\sqrt{0,1 \times 6752}} 10^2 = 1,76 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{448}{1,6}\right)^2 = 7840 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению (3.10):

$$\Delta P_{РУ\,1,1^*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} =$$
$$= 7840 + 27007 = 34847 Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$
$$= \frac{7840}{7840 + 27007} = 0,23.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой 0.1<a_v<0,3.

Определяем расчетные потери давления теплопроводов $\sum \Delta P_{уч.ветки«А»}$ ветки «А» :

$$\sum \Delta P_{уч.ветки«А»} = \sum \Delta P_{уч.4\ldots2,2^*\ldots4^*} + \Delta P_{РУ\,1,1^*} =$$
$$9854 + 34847 = 44700 \text{ Па (44,7 кПа).}$$

Выполним гидравлический расчет остальных циркуляционных колец ветки «А» через фэнкойлы №3, 2 и 1. Так как уже выполнен гидравлический расчет участков №2,3,4,4*,3*,2* распределительных трубопроводов ветки «А», то остается только рассчитать регулируемые участки циркуляционных колец ветки «А» через фэнкойлы №3, 2 и 1.

*Потери давления на регулируемом участке №5, 5** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №3 определяются суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.59). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\,5,5^*})_{расп} = \Delta P_{РУ\,1,1^*} = 34847 Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №3 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт. 17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться

авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 5,5^*} \times a_v =$$
$$= 34847 \times 0,2 = 6970\ Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{339}{980\sqrt{0,1 \times 6970}} 10^2 = 1,31 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{339}{1,6}\right)^2 = 4490 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №5, 5* ($\sum\Delta p_{уч.5,5^*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 339кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20x2мм;
- скорость теплоносителя 0,45м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 180Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.5,5^*.} = 1,3 \times (180 \times 4) = 936\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (339/10,5)^2 = 102\ Па.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №3 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ5,5^*})_{расп} - \Delta P_3 - \Delta P_{р.о.} - \sum\Delta p_{уч.5,5^*} -$$
$$- \Delta P_{в.13.} = 34847 - 7000 - 4490 - 936 - 102 =$$
$$= 22319\ Па\ (22,3\ кПа)$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №3 для создания сопротивления 22,3кПа при расходе теплоносителя 339кг/ч. На рис.4.63 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

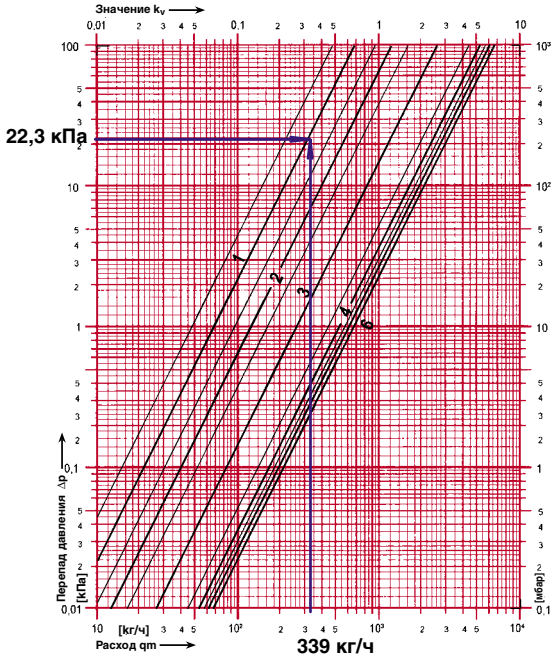


Рис.4.63. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 поз.12 фэнкойла №3 для создания сопротивления 22,3кПа при расходе теплоносителя 339кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=1,1 (рис.4.63).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{4490}{34847} = 0,12.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

*Потери давления на регулируемом участке №6, 6** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №2 определяются суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис. 4.59). Расчет начинаем с определения рас-

полагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 6,6^*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 1,1^*} + \sum \Delta p_{уч.2,2^*} =$$
$$= 34847 + (2574 + 2574) = 40000\ Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №2 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 6,6^*} \times a_v =$$
$$= 40000 \times 0,2 = 8000\ Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{273}{980\sqrt{0,1 \times 8000}} 10^2 = 0,98 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776003, d10, k_{vs}=1,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{273}{1,0}\right)^2 = 7453 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №6, 6* $(\sum \Delta p_{уч.6,6^*})$ рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 273кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20x2мм;
- скорость теплоносителя 0,35м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 122Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.1,1^*} = 1,3 \times (122 \times 4) = 634\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v =10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (273/10,5)^2 = 68 Па.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №2 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №2, №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ6,6^*})_{расп} - \Delta P_2 - \Delta P_{р.о.} - \sum \Delta p_{уч.6,6^*} -$$
$$- \Delta P_{в.13.} = 40000 - 4000 - 7453 - 634 - 68 =$$
$$= 27844\ Па\ (27,8\ кПа)$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №2 для создания сопротивления 27,8кПа при расходе теплоносителя 273кг/ч. На рис. 4.64 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

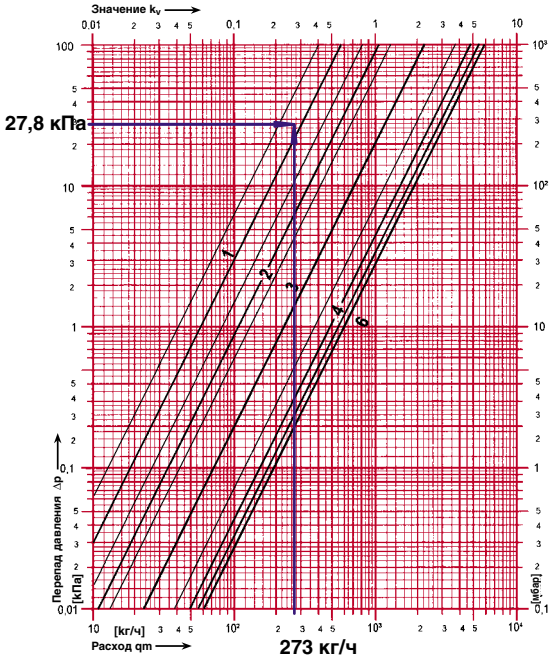


Рис.4.64. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d15, арт.1421701 поз.12 фэнкойла №2 для создания сопротивления 27,8кПа при расходе теплоносителя 273кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d15, арт.1421701) n=0,9 (рис. 4.64).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{7453}{40000} = 0,19.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

*Потери давления на регулируемом участке №7, 7** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №1 определяются суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис. 4.59). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 7,7*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 1,1*} + \sum \Delta p_{уч.2,3,3*,2*.} =$$
$$= 34847 + (2574 + 2574) + (1573 + 1573) =$$
$$= 43141 Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №1 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 7,7*} \times a_v =$$
$$= 43141 \times 0,2 = 8628 Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{273}{980\sqrt{0,1 \times 8000}} 10^2 = 0,98 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{448}{1,6}\right)^2 = 7840 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №7, 7* ($\sum \Delta p_{уч.7,7*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 448кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d26х3мм;
- скорость теплоносителя 0,41м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 125Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.1,1*.} = 1,3 \times (125 \times 4) = 650 Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (448/10,5)^2 = 182 Па.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №1 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №1, №2, №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ7,7*})_{расп} - \Delta P_1 - \Delta P_{р.о.} - \sum \Delta p_{уч.7,7*} -$$
$$- \Delta P_{в.13.} = 43141 - 14000 - 7840 - 650 - 182 =$$
$$= 20469 Па (20,5 кПа)$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №1 для создания сопротивления 20,5кПа при расходе теплоносителя 448кг/ч. На рис.4.65 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

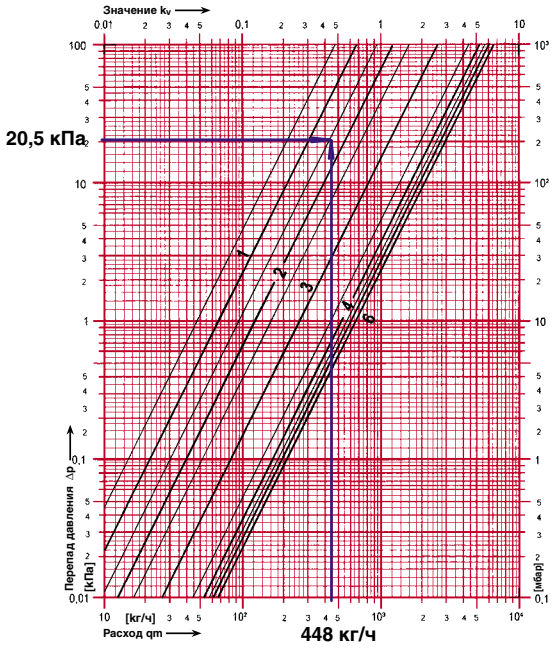


Рис.4.65. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 поз.12 фэнкойла №1 для создания сопротивления 20,5кПа при расходе теплоносителя 448кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=1,5 (рис.4.65).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{РУ}} = \frac{7840}{43141} = 0,18.$$

Выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Таким образом, мы завершили гидравлический расчет ветки «А», потери давления которой составляют

$$\sum\Delta P_{уч.ветки«А»} = 44700 \text{ Па } (44,7 \text{ кПа}).$$

Регулятор перепада давления (поз.8 рис. 4.59 ветки «А») должен поддерживать перепад давления, равный потерям давления ветки «А»:

$$\Delta P_{зад} = \sum\Delta P_{уч.ветки«А»} = 44700 \text{ Па } (44.7 \text{ кПа}).$$

Подбор регулятора перепада давления (поз.8) и определение его гидравлической настройки показано на рис. 4.66.

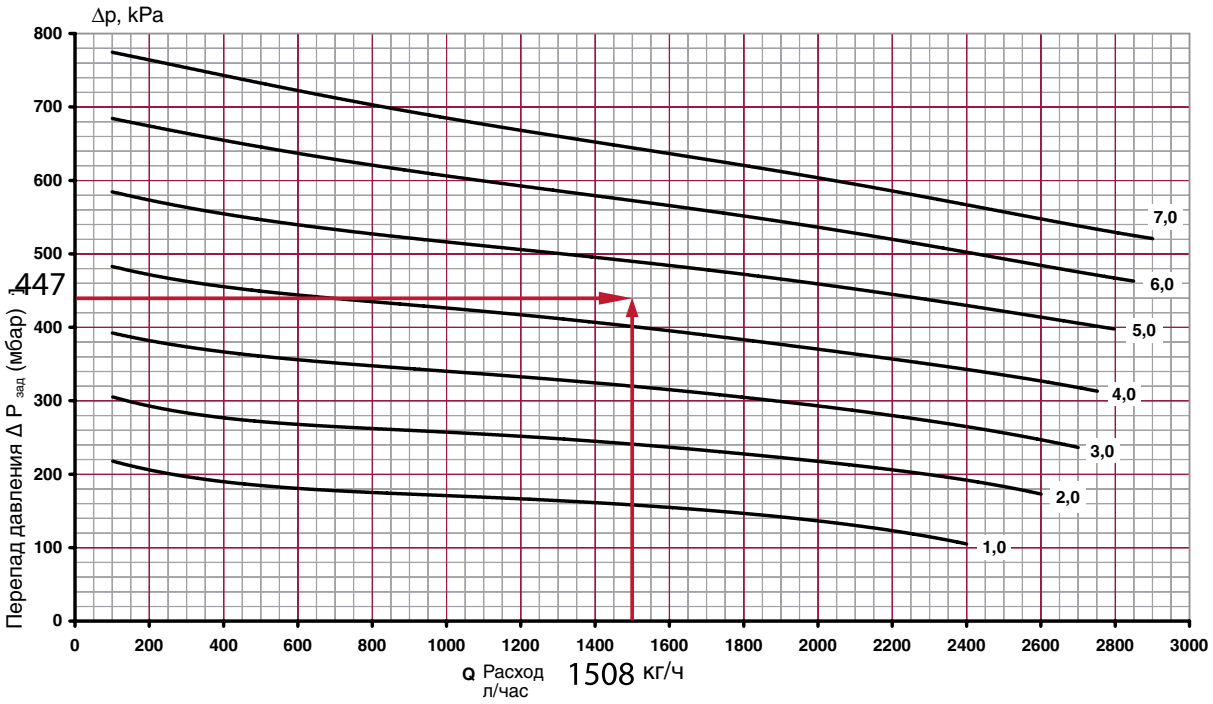


Рис. 4.66. Определение значения гидравлической настройки (n=4.7) регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d25, арт.1400263 (поз.8 рис.4.59 ветки «А») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=1508кг/ч и $\Delta P_{зад}$=44.7кПа

Потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается его работоспособность, согласно (2.4) должны составлять

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} > \Delta P_{зад} = 44700Па.$$

Принимаем значение минимальных потерь давления на регуляторе (поз.8 ветки «А») равными

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} = 50000 \text{ Па } (50 \text{ кПа}).$$

Расчетные потери давления системы теплопотребления фэнкойлов $\Delta P_{С.Т.}$ определяется суммой потерь давления системы магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.т.}$ (между котлом и регуляторами ГЕРЦ 4002); потерь давления теплопроводов ветки $\sum\Delta P_{уч.ветки}$ (между регулятором ГЕРЦ 4002 и фэнкойлами); и потерь давления $\Delta P_{рег.}$ в регуляторе ГЕРЦ 400:

$$\Delta P_{С.Т.} = \sum\Delta P_{уч.м.т.} + \sum\Delta P_{уч.ветки} + \Delta P_{рег.} =$$
$$= 32695+44700+50000 = 126395Па \text{ (126кПа)}$$

Циркуляционный насос (поз.2 рис.4.59) должен обеспечить циркуляционный напор

$$P_н = \Delta P_{С.Т.} = 126 \text{ кПа } (12,6 \text{ м.в.ст.})$$

Требуемая подача насоса соответствует расчетному расходу в системе теплопотребления $V_н = V_{со} = 3,5 м^3/ч$.

Подбор циркуляционного насоса показан на рис. 4.67.

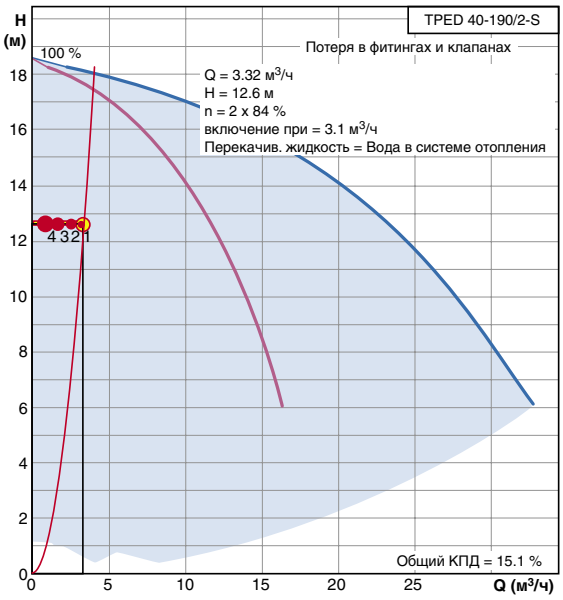


Рис. 4.67. Расчетная характеристика циркуляционного насоса TPED 40-190/2-S (поз.2 рис.4.59)

К установке принимаем сдвоенный насос TPED 40-190/2-S с электронным управлением частоты вращения, работающий в режиме «основной - резервный» с рабочими характеристиками $V_н$=3,32м³/ч, $P_н$=12,6м.в.ст. Характеристика насоса была выбрана таким образом, чтобы в дальнейшем имелась возможность изменения напора. Это может стать необходимым по условиям эксплуатационной наладки системы теплоснабжения фэнкойлов.

Участки №14а,14а* на ответвлении к ветке «Б» и участки №20а,20а* на ответвлении к ветке «В» относятся к системе магистральных теплопроводов. Необходимо для этих участков подобрать вентили поз.6 и поз.7 и определить диаметры трубопроводов.

Участки №14а,14а* с расчетным расходом $G_{«Б»}$=1112кг/ч выполняются из стальных труб $d_у$25 (v=0,47м/с; R=140Па/м). Вентиль поз.6 ветки «Б» (d25 ШТРЕМАКС-А арт.1411513, k_v=18,0 м³/ч) имеет расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0{,}1\cdot(1112/18{,}0)^2 = 382 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.7 ветки «Б» (d25 ШТРЕМАКС- GM арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 1112кг/ч). На рис. 4.68 показаны графические построения для определения гидравлической преднастройки балансового вентиля.

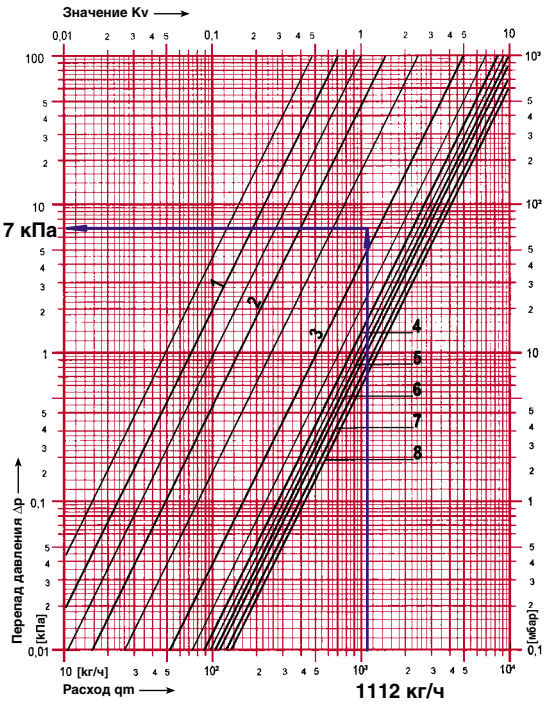


Рис. 4.68. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703, (поз.7 ветки «Б» рис.4.59).

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,9 балансового вентиляпоз.7 ветки «Б» (рис.4.68), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.7}$=7 кПа (7000 Па).

Участки №20а,20а* с расчетным расходом $G_{«В»}$=839кг/ч выполняются из стальных труб $d_у$25 (v=0,38м/с; R=95Па/м). Вентиль поз.6 ветки «В» (d25 ШТРЕМАКС-А арт.1411513, k_v=18,0 м³/ч) имеет расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0{,}1\cdot(839/18{,}0)^2 = 217 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.7 ветки «В» (d25 ШТРЕМАКС- GM арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 839кг/ч). На рис. 4.69 показаны графические построения для определения гидравлической преднастройки балансового вентиля.

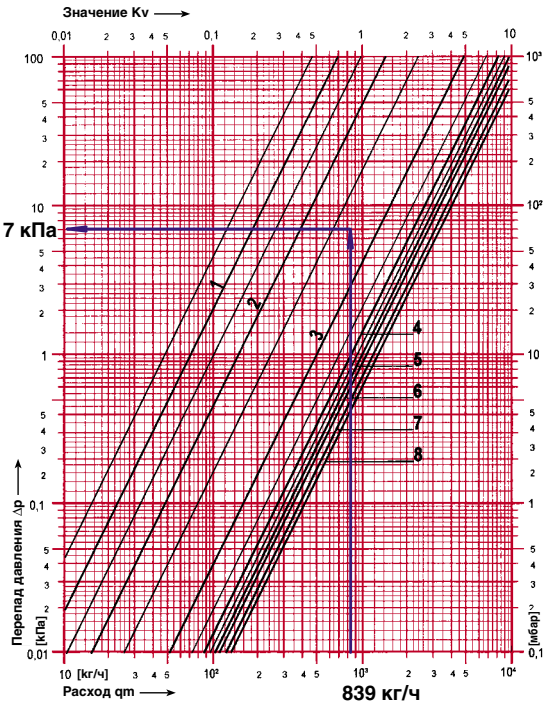


Рис. 4.69. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703, (поз.7 ветки «В» рис.4.59).

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,7 (рис.4.60), при котором сопротивление вентиля будет равно $P_{в.7}$=7 кПа (7000Па).

Полученные результаты гидравлических сопротивлений участков №14а,14а*, а также участков №20а,20а* в дальнейшем мы используем для определения потерь давления в регуляторе перепада давления поз.8 ветки «Б» и ветки «В».

Ветки «Б» и «В» рассчитываются в той же последовательности, как и ветка «А», за исключением регулятора перепада давления поз.8, потери давления которого не назначаются, как для основной ветки «А», а вычисляются.

Следует иметь ввиду, что при использовании регуляторов перепада давления исключается взаимовлияние гидравлических режимов работы каждой из веток друг на друга. То есть, потери давления каждой из веток могут значимо отличаться между собой.

В качестве примера выполним расчет ветки «В».

Гидравлический расчет металлополимерных теплопроводов ветки «В» выполняем с помощью номограммы Приложения «Б». Исходные данные:

1. Расчетная тепловая нагрузка $Q_{«В»}$=9,65 кВт.
2. Расчетные параметры теплоносителя $t_Г$=70^{0}С, $t_О$=60^{0}С.
3. Расчетный расход теплоносителя $G_{«А»}$= 839кг/ч (участки №20, 20*).
4. Расчетные расходы теплоносителя и потери давления в теплообменнике каждого фэнкойла показаны на схеме рис.4.59.
5. Горизонтальные теплопроводы и подводки к фэнкойлам выполняются из металлополимерных труб.

Ветка «В» представляет собой двухтрубную систему теплопотребления с 3-мя фэнкойлами. Соответственно имеем 3 циркуляционных кольца. В качестве основного расчетного кольца принимаем циркуляционное кольцо через наиболее удаленный фэнкойл №11. Расчетные потери давления теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки«В»}$ ветки «В» определяются суммой потерь давления на участках №20,19,19*,20* ($\sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*}$) и потерь давления на регулируемом участке №18,18* ($\Delta P_{РУ18,18*}$):

$$\sum\Delta P_{уч.ветки«В»} = \sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*} + \Delta P_{РУ18,18*}$$

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.3.

Таблица 4.3

Расчет теплопроводов циркуляционного кольца через теплообменник фэнкойла №11 ветки «В»

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20	839	8	32х3	0,49	122	1270	-	1270	
19	678	16	32х3	0,38	84	1966	-	1966	
19*	678	16	32х3	0,38	84	1966	-	1966	
20*	839	8	32х3	0,49	122	1270	-	1270	
							$\sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*}$=	6472Па (6,5кПа)	

Местные сопротивления (отводы, тройники, изменение диаметра и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Диаметры теплопроводов d, мм на участках №20,19,19*,20* подбираем с помощью номограммы Приложения «Б», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

*Потери давления на регулируемом участке №18, 18** ($\Delta P_{РУ}$) определяются, согласно выражения (3.10), суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ в потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис. 4.59):

$$\Delta P_{РУ\,18,18^*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потри}$$

В настоящем примере потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$ включают в себя потери давления в теплообменнике (ΔP_4=7000Па), потери давления в трубопроводах участков №18, 18*, а также потери давления в запорном вентиле $\Delta P_{в.13}$ и в балансовом вентиле $\Delta P_{в.12}$ (поз.13 и поз.12 рис. 4.59):

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_{11} + \sum \Delta p_{уч.18,18^*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12}.$$

Потери давления в трубопроводах участков №18, 18* ($\sum \Delta p_{уч.18,18^*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 339кг/ч;
- общая длина 36м;
- диаметр – d26x3мм;
- скорость теплоносителя 0,32м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 80Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.18,18^*} = 1{,}3 \times (80 \times 36) = 1092 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м^3/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0{,}1 \cdot (339/10{,}5)^2 = 104 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.12 (d20 ШТРЕМАКС- GM арт.1421702) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 339кг/ч).

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,5 (рис. 4.70), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.12}$=6кПа (6000Па).

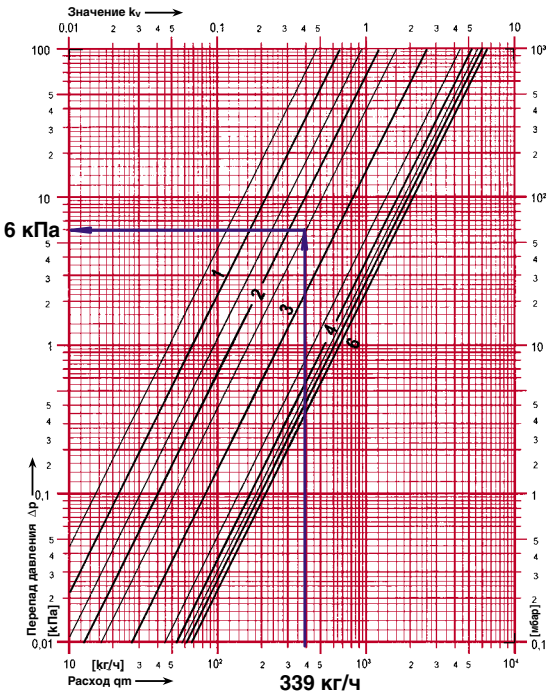


Рис. 4.70. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 с измерительными клапанами, поз.12 рис.4.59, для фэнкойла №11.

Определяем потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$:

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_{11} + \sum \Delta p_{уч.18,18^*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12} =$$
$$= 7000 + 1092 + 104 + 6000 =$$
$$= 14196 \text{ Па } (14{,}2 \text{ кПа}).$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1 < a_v < 0{,}3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{VТРЕБ}} - 1} =$$

$$= \frac{14196}{\frac{1}{0{,}2} - 1} = 3549 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м^3/ч определяется по вы-

ражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 =$$

$$= \frac{339}{980\sqrt{0{,}1 \times 3549}}10^2 = 1{,}84 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{339}{1{,}6}\right)^2 = 4489 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению(3.10):

$$\Delta P_{РУ18,18*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} =$$
$$= 4489 + 14196 = 18685 Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$
$$= \frac{4489}{4489 + 14196} = 0{,}24.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой 0.1<a_v<0,3.

Определяем расчетные потери давления теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки«В»}$ ветки «В» :

$$\sum\Delta P_{уч.ветки»В»} = \sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*} + \Delta P_{РУ18,18*} =$$
$$= 6472 + 18685 = 25157 Па (25{,}2 кПа).$$

Выполним гидравлический расчет остальных циркуляционных колец ветки «В» через фэнкойлы №10 и 9. Так как уже выполнен гидравлический расчет участков №19,20,20*,19* распределительных трубопроводов ветки «В», то остается только рассчитать регулируемые участки циркуляционных колец ветки «В» через фэнкойлы №10 и 9.

*Потери давления на регулируемом участке №21, 21** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №10 определяются суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.59). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ21,21*})_{расп} = \Delta P_{РУ18,18*} = 18685 Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №10 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана 0.1<a_v<0,3. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ21,21*} \times a_v =$$
$$= 18685 \times 0{,}2 = 3737 Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 =$$

$$= \frac{339}{980\sqrt{0{,}1 \times 3737}}10^2 = 1{,}79 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{339}{1{,}6}\right)^2 = 4490 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №21, 21* ($\sum\Delta p_{уч.21,21*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 339кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20x2мм;
- скорость теплоносителя 0,45м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 180Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.21,21*.} = 1{,}3 \times (180 \times 4) = 936 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0{,}1\cdot(339/10{,}5)^2 = 102 \text{ Па}.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №10 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №11 и №10:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ21,21*})_{расп} - \Delta P_{10} - \Delta P_{р.о.} - \sum\Delta p_{уч.21,21*} - \Delta P_{в.13.} = 18685 - 7000 - 4490 - 936 - 102 = 6157 \text{ Па (6,2 кПа)}$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №10 для создания сопротивления 6,2кПа при расходе теплоносителя 339кг/ч.

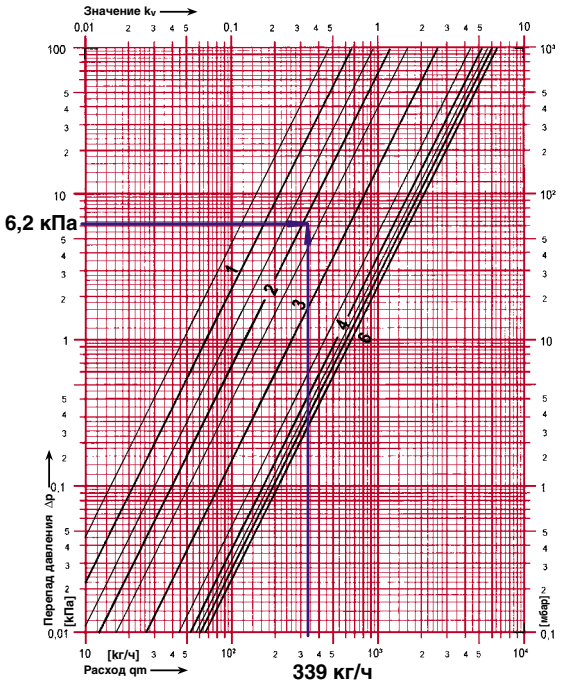


Рис. 4.71. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 поз.12 фэнкойла №10 для создания сопротивления 6,2кПа при расходе теплоносителя 339кг/ч.

На рис.4.71 показаны графические построения с использованием нормали вентиля. Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=2,2 (рис. 4.71).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{4490}{18685} = 0{,}24.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0{,}3$.

*Потери давления на регулируемом участке №22, 22** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №9 определяются суммой потерь давления потребителя (теплообменника с подводящими теплопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис. 4.59). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 22,22*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 18,18*} + \sum\Delta p_{уч.19,19*.} = 18685 + (1966 + 1966) = 14753 \text{ Па}.$$

Регулирующий орган фэнкойла №9 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0{,}3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 22,22*} \times a_v = 14753 \times 0{,}2 = 2950 \text{ Па}.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 = \frac{161}{980\sqrt{0{,}1 \times 2950}}10^2 = 0{,}96 м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан арт.1776003, d10, k_{vs}=1,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{161}{1{,}0}\right)^2 = 2592 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №22, 22* ($\sum\Delta p_{уч.22,22*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 161кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20x2мм;
- скорость теплоносителя 0,21м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 50Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.22,22*.} = 1,3 \times (50 \times 4) = 260 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d15 ШТРЕМАКС-А арт.1411511, k_v =4,0 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1\cdot(161/4)^2 = 162 \text{ Па}.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №9 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №9, №10 и №11:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ22,22*})_{расп} - \Delta P_{9} - \Delta P_{р.о.} -$$
$$- \sum\Delta p_{уч.22,22*} - \Delta P_{в.13.} = 14753 - 5000 - 2592 -$$
$$- 260 - 162 = 6739 \text{ Па (6,8 кПа)}$$

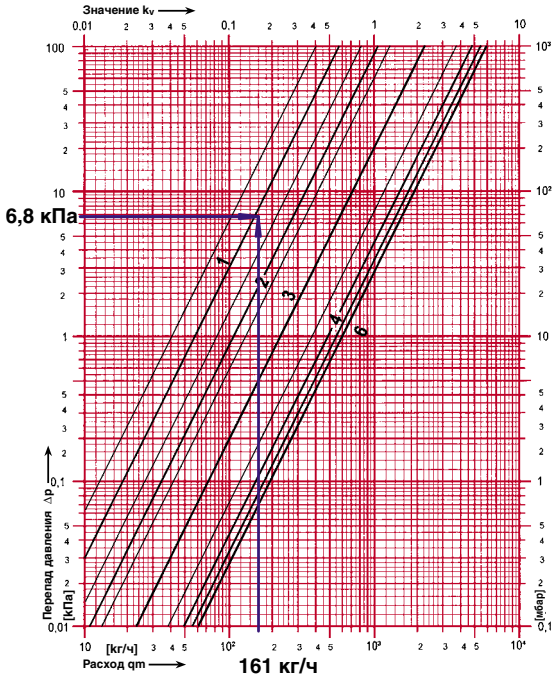


Рис. 4.72. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d15, арт.1421701 поз.12 фэнкойла №9 для создания сопротивления 6,8кПа при расходе теплоносителя 161кг/ч.

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №9 для создания сопротивления 6,8кПа при расходе теплоносителя 161кг/ч. На рис. 4.72 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d15, арт.1421701) n=1,1 (рис. 4.72).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{2592}{14753} = 0,18.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Мы завершили гидравлический расчет ветки «В», потери давления которой составляют

$$\sum\Delta P_{уч.ветки»В»} = \sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*} + \Delta P_{РУ18,18*} =$$
$$= 6472 + 18685 = 25157 \text{ Па (25,2 кПа)}.$$

Регулятор перепада давления (поз.8 рис.4.59 ветки «В») должен поддерживать перепад давления, равный потерям давления ветки «В»:

$$\Delta P_{зад} = \sum\Delta P_{уч.ветки«В»} = 25157 \text{ Па (25,2 кПа)}.$$

Подбор регулятора перепада давления (поз.8) и определение его гидравлической настройки показано на рис.4.73.

Следует установить значение гидравлической настройки n=1,9 регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d25, арт.1400243 (поз.8 рис. 4.59 ветки «В») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=839кг/ч и $\Delta P_{зад}$=25,2кПа.

Минимально допустимые потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается его работоспособность, согласно (2.4) должны составлять

$$(\Delta P_{РЕГ})_{min} > \Delta P_{зад} = 25,2 \text{ кПа}.$$

Потеря давления, которую должен создать регулятор перепада давления (поз.8 рис. 4.59 ветки «В») в процессе автоматического поддержания задаваемого перепада давления $\Delta P_{зад}$=25,2кПа для ветки «В», определяется следующим образом:

$$\Delta P_{РЕГ} = \Delta P_{С.Т.} - \sum\Delta P_{уч.ветки»В»} - (\sum\Delta P_{уч.10,10*} + \Delta P_К) =$$
$$= 126395 - 25157 - (3842 + 11960 + 7000) =$$
$$= 78436 \text{ Па } (78{,}5 \text{ кПа}).$$

Полученное значение потери давления, создаваемое регулятором перепада давления поз.8 рис.4.59 ветки «В», представляет собой значимую величину $\Delta P_{РЕГ}$=78,5кПа, которая на 78,5-25,2=53,3кПа выше минимально необходимого значения $(\Delta P_{РЕГ})_{min}$=25,2кПа.

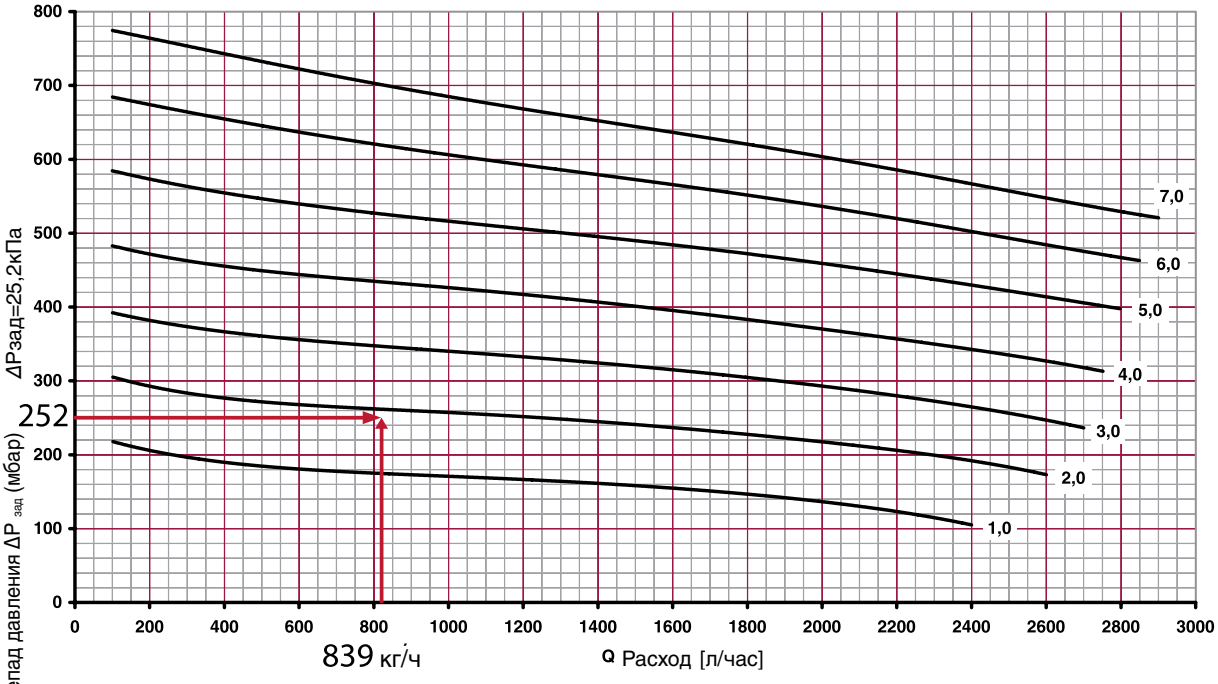


Рис. 4.73. Определение значения гидравлической настройки (n=1,9) регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d25, арт.1400243 (поз.8 рис.4.59 ветки «В») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=839кг/ч и $\Delta P_{зад}$=25,2кПа

Следует учитывать, что по мере увеличения $\Delta P_{РЕГ}$ снижается качество регулирования (см. раздел 2). Поэтому можно рекомендовать увеличить потери давления балансового вентиля поз.7 ветки «В», например, при наладке системы теплоснабжения фэнкойлов установить потерю давления балансового вентиля поз.7 до 20…30кПа.

Выполненный расчет ветки «В» наглядно демонстрирует достоинства в работе системы теплопотребления от использования регуляторов перепада давления.

Ветка «Б» рассчитывается в той же последовательности, как и ветка «В». Поэтому мы не приводим расчет трубопроводов и подбор оборудования для ветки «Б».

4.5.2 Пример подбора регулирующих клапанов для системы холодоснабжения фэнкойлов

Система холодоснабжения фэнкойлов представляет собой циркуляционную водяную систему между испарителем чиллера и воздухоохладителями фэнкойлов. Для устойчивой работы чиллера требуется постоянный и непрерывный расход воды. Величина этого расхода задается при выборе типоразмера чиллера.

Необходимость обеспечивания постоянного и непрерывного расхода воды предопределяет конструктивные решения схем систем холодоснабжения. Применяют различные по сложности схемы, в том числе с применением перепускных автоматизированных устройств и баков – аккумуляторов.

На рис.4.74 показана расчетная схема системы холодоснабжения четырехтрубных фэнкойлов. На схеме с целью упрощения ее графического изображения не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, расшири-

тельный бак, системы подпитки и дренажа, и другое оборудование.

Холодоносителем является вода с температурой в подающей магистрали $t_п$=+7°С и в обратной магистрали $t_о$=+12°С.

Расчетная холодопроизводительность чиллера равна 20кВт.

Основные исходные данные фэнкойлов (расчетные значения холодопроизводительности Q , расход воды G и гидравлическое сопротивление воздухоохладителя каждого фэнкойла ΔP) показаны непосредственно на расчетной схеме рис.4.74. Эти исходные данные были приняты по каталогам фэнкойлов на основании расчетных значений требуемой холодопроизводительности.

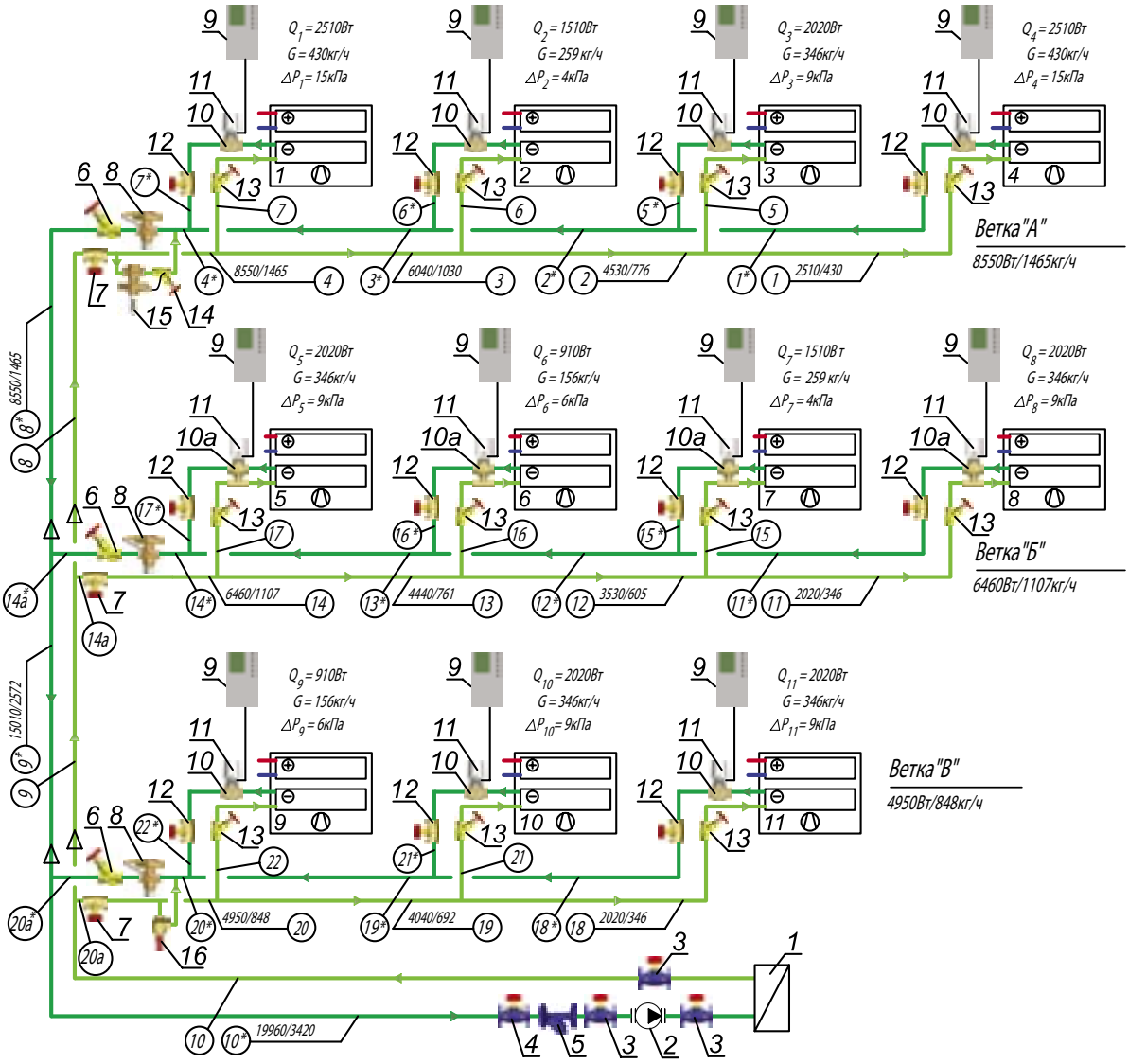


Рис. 4.74. Схема расчетная системы холодоснабжения четырехтрубных фэнкойлов

1 – испаритель чиллера; **2** – насос циркуляционный; **3** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF арт.4218 AGF; **4** – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами арт.4218 GMF; **5** – фильтр-грязевик ГЕРЦ 4111; **6** – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А арт.14115; **7** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM арт.14217; **8** – регулятор расхода ГЕРЦ 4001; **9** – регулятор электронный непрерывного действия арт.7794; **10** – двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х; **10а** – трехходовой термостатический клапан арт.17763; **11** – термопривод арт. 7711 NC; **12** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС-GM арт.14217; **13, 14** – вентиль запорный ШТРЕМАКС-А арт.14115; **15** – регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002; **16** – перепускной клапан перепада давления ГЕРЦ 4004.

Система холодоснабжения состоит из трех веток «А», «Б» и «В», присоединяемых к магистральным трубопроводам с использованием регуляторов расхода ГЕРЦ 4001. В реальном проектировании количество веток значительно больше, чем в данном примере, поэтому создание гидравлической увязки между ветками в условиях динамической работы автоматизированных фэнкойлов имеет определяющее значение. Регуляторы расхода ГЕРЦ 4001 (поз.8 рис.4.74), установленные на каждой ветке, исключают взаимовлияние гидравлических режимов веток друг на друга. В этом случае каждая из веток представляет собой как бы самостоятельную гидравлическую систему холодоснабжения фэнкойлов.

Расход воды через каждый фэнкойл автоматически уменьшается с помощью дросселирующих двухходовых (поз.10 рис.4.74) или разделительных трехходовых клапанов (поз.10а рис.4.74). Чтобы при этом сохранить неизменными и постоянными расходы воды на каждой ветке и в системе холодоснабжения в целом, используются перепускные устройства. В качестве примера на рис.4.74 показаны три варианта перепускных устройств:

- на ветке «А» таким устройством является регулятор перепада давления ГЕРЦ 4002 (поз.15 рис.4.74);
- на ветке «Б» таким устройством является трехходовой регулирующий клапан на каждом фэнкойле (поз.10а рис.4.74);
- на ветке «В» использован перепускной клапан перепада давления ГЕРЦ 4004 (поз.16 рис.4.74).

Вышеуказанные перепускные устройства позволяют сохранить расход воды постоянным на каждой ветке в условиях непрерывного изменения расхода на каждом из фэнкойлов.

В реальном проектировании принимают какой-либо единый вариант перепускного устройства для всей системы холодоснабжения.

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001, установленный на каждой ветке, гидравлически разделяет систему холодоснабжения на составляющие:

- систему магистральных трубопроводов (между чиллером и регуляторами ГЕРЦ 4001 на ветках «А», «Б» и «В»);
- системы холодоснабжения в виде отдельных веток «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4001 и фэнкойлами).

Поэтому гидравлический расчет выполняем раздельно:

- для системы магистральных трубопроводов (между чиллером и регуляторами ГЕРЦ 4001 на ветках «А», «Б» и «В»);
- для каждой ветки «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4001 и фэнкойлами).

Исходные данные системы холодоснабжения четырехтрубных фэнкойлов:

1. Расчетная холодопроизводительность системы $Q_{эд}$=19,96кВт.
2. Расчетные параметры воды $t_{П}$=+7^{0}С, $t_{О}$=+12^{0}С.
3. Расчетный расход воды V=3,4м^3/ч (участки №10, 10*).
4. Расчетное гидравлическое сопротивление испарителя чиллера $\Delta P_{ч}$=18000Па при расчетном расходе теплоносителя 3,4м^3/ч.
5. Магистральные трубопроводы выполняются из труб стальных водогазопроводных (могут быть выполнены из медных труб).
6. Трубопроводы веток «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4001 и фэнкойлами) выполняются из металлополимерных труб.

Для подбора циркуляционного насоса (поз.2 рис.4.74) необходимо определить требуемые значения подачи $V_{н}$, м^3/ч и напора $P_{н}$, кПа (или м.вод.ст.). Подача насоса соответствует расчетному расходу в системе холодоснабжения $V_{н}$= $V_{сх}$=3,4м^3/ч. Требуемый напор $P_{н}$, равный расчетным потерям давления системы холодоснабжения фэнкойлов $\Delta P_{С.Х.}$, определяется суммой составляющих: потерь давления системы магистральных трубопроводов $\sum\Delta P_{уч.м.т.}$ (между чиллером и регуляторами ГЕРЦ 4001) и потерь давления ветки $\Delta P_{РАСП\ ветки}$ (в том числе с регулятором ГЕРЦ 4001 и с фэнкойлами):

$$P_{н} = \Delta P_{С.Х.} = \sum\Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{РАСП\ ветки.}$$

Значение $\Delta P_{РАСП\ ветки.}$ определяется по методике раздела 2.2 в соответствии с выражениями (2.1) и (2.2):

$$\Delta P_{РАСП\ ветки} \geq 1{,}2 \times \Delta P_{ветки};$$

$$\Delta P_{ветки} = \sum\Delta P_{уч.ветки} + \Delta P_{РЕГ};$$

$$\sum\Delta P_{уч.ветки} = \sum\Delta P_{уч.} + \Delta P_{РУ},$$

где:

$\sum\Delta P_{уч.}$ –сумма потерь давления участков расчетного циркуляционного кольца;

$\Delta P_{РУ}$ –потери давления регулируемого участка расчетного кольца;

$\sum\Delta P_{уч.ветки}$ –потери давления расчетного циркуляционного кольца;

$\Delta P_{РЕГ}$ –расчетные потери давления на регуляторе расхода.

Гидравлический расчет участков трубопроводов $\Delta P_{уч.}$ выполняем по методу удельных потерь давления на трение в

упрощенном варианте. Упрощающее обстоятельство заключается в том, что местные сопротивления (отводы, тройники и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Сопротивление участка циркуляционного кольца вычисляем по выражению:

$$\Delta P_{уч} = 1{,}3 \times R \times l_{уч} + \sum \Delta P_{оборудования} ,$$

где:

R – удельная потеря давления на трение, Па/м (приложения «А» и «Б»);

$l_{уч}$ – расчетная длина участка, м;

$\Sigma\Delta P_{оборудования}$ – сумма потерь давления различного оборудования, установленного на расчетном участке: запорных вентилей, балансовых вентилей, фильтров и т.п., Па.

Циркуляционные кольца для каждой ветки представляют собой замкнутую цепочку участков, начиная от теплообменника чиллера и заканчивая теплообменником чиллера. В каждом циркуляционном кольце имеется динамический узел в виде регулятора расхода ГЕРЦ 4001, который автоматически изменяет свое сопротивление для стабилизации задаваемого значения расхода воды на ветке. Данное обстоятельство позволяет не выделять какое-либо циркуляционное кольцо в качестве основного расчетного циркуляционного кольца [12, 14], так как между собой циркуляционные кольца гидравлически уравниваются в результате воздействия регуляторов расхода.

Поэтому за расчетную потерю давления в системе магистральных трубопроводов следует принять максимальное значение из возможных. В настоящем примере таким значением является сумма потерь давления на участках №8…10,8*…10* и потерь давления в теплообменнике чиллера:

$$\sum\Delta P_{уч.м.т.} = \sum\Delta P_{уч.8\ldots10{,}8^*\ldots10^*} + \Delta P_{ч.}$$

Гидравлический расчет системы магистральных трубопроводов выполняем с помощью номограммы Приложения «А». Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.4.

Диаметры всех участков магистральных трубопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…150Па/м.

Таблица 4.4

Расчет системы магистральных трубопроводов

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d_y, мм	v, м/с	R, Па/м	$1{,}3\times R\, l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
10	3420	25	50	0,43	58	1885	860	2745	Поз.3
9	2572	4	40	0,44	120	624	-	624	
8	1465	5	32	0,47	115	748	7000	7748	Поз.7
8*	1465	5	32	0,47	115	748	203	951	Поз.8
9*	2572	4	40	0,43	120	624	-	624	
10*	3420	25	50	0,45	58	1885	9105	10990	1718+387+7000
							$\sum\Delta P_{уч.8\ldots10{,}8^*\ldots10^*}$=	23682Па (23,7кПа)	

Потери давления оборудования $\Sigma\Delta P_{оборудования.}$ определяются для каждого из участков.

Для определения потери давления $\Delta P_{оборудования.}$, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде k_v, м³/ч, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P_{оборудования.} = 0{,}1(G/k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход воды на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Участок №10 включает в себя один запорный фланцевый вентиль поз.3 (d50 арт.1421856, k_v=36,9 м³/ч). Определим расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.3} = 0{,}1\cdot(3420/36{,}9)^2 = 860 \text{ Па}.$$

Участок №9 не имеет оборудования.

Участок №8 включает в себя один балансовый вентиль поз.7 (d32 ШТРЕМАКС- GM арт.1421704). Балансовый вентиль поз.7 используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства.

При измерении расхода воды вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим

ограничение максимальной степени открытия с условием минимального сопротивления вентиля 5кПа (при расчетном расходе 1465кг/ч), так как измерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа.

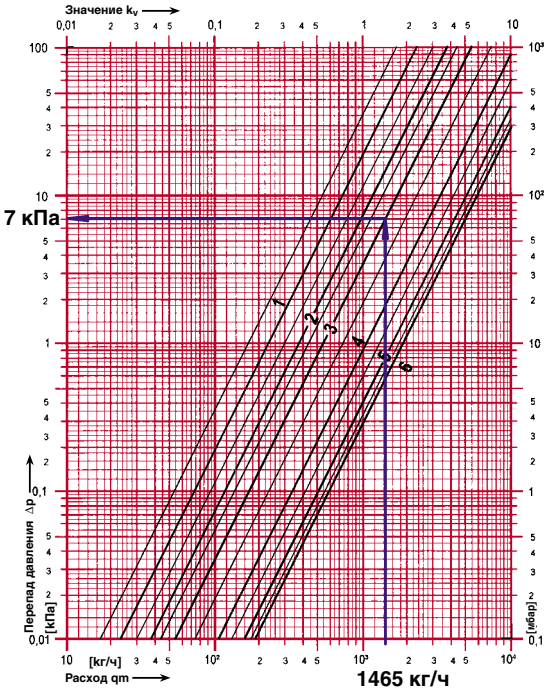


Рис. 4.75. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d32, арт.1421704 с измерительными клапанами, поз.7 рис. 4.74.

Установим значение гидравлической преднастройки *n*=3,0 (рис. 4.74), при котором сопротивление вентиля будет равно $P_{в.7}$=7кПа (7000Па).

Участок №8* включает в себя один запорный вентиль поз.6 (d32 ШТРЕМАКС-А арт.1411514, k_v=32,5,0 м³/ч). Определим расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0{,}1\cdot(1465/32{,}5)^2 = 203 \text{ Па}.$$

Участок №9* не имеет оборудования.

Участок №10* включает в себя два запорных фланцевых вентиля поз.3 (d50 арт.1421856, k_v=36,9 м³/ч), один фильтр-грязевик поз.5 (d50 арт.1411186, k_v =55 м³/ч) и один вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами поз.4, (d50 арт.1421846). Определяем расчетные потери давления.

$$2\times\Delta P_{в.3} = 2\times 0{,}1 \times (3420/36{,}9)^2 = 1718 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0{,}1\times(3420/55)^2 = 387 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.4 используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия с условием минимального сопротивления вентиля 5кПа (при расчетном расходе 3420кг/ч). Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF показано графически на рис.4.76.

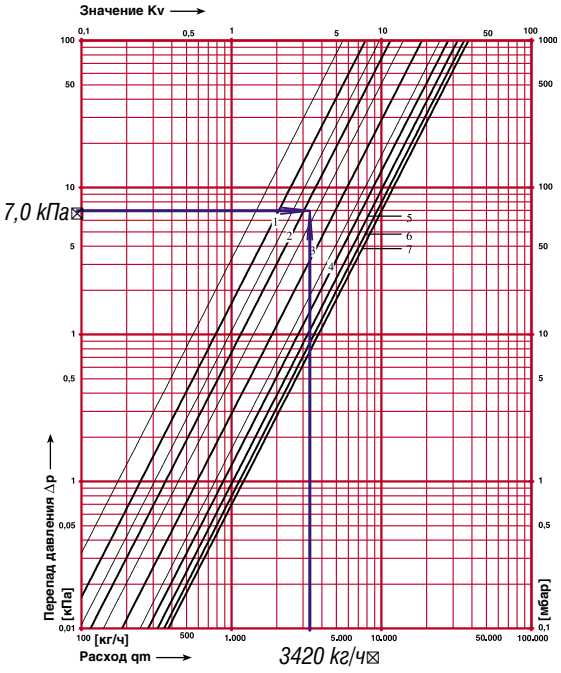


Рис. 4.76. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d50 с измерительными клапанами, арт.1421846 (поз.4 рис.4.74) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$=7,0кПа и $G_{в.4}$= 3420кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки вентиля n=2,1 при задаваемом значении потерь давления $\Delta P_{в.4}$=7000Па (7,0кПа) и расчетном расходе воды $G_{в.4}$= 3420кг/ч.

Таким образом, расчетная потеря давления в системе магистральных трубопроводов будет равна

$$\sum\Delta P_{уч.м.т.} = \sum\Delta P_{уч.8\ldots10{,}8^*\ldots10^*} + \Delta P_{ч.} =$$

$$= 23682 + 18000 = 41682 \text{ Па (41,7 кПа)}$$

Определение потерь давления каждой ветки $\sum\Delta P_{уч.ветки}$ системы холодоснабжения производим отдельно для каждой ветки «А», «Б» и «В» (между регулятором ГЕРЦ 4001 и

фэнкойлами), начиная с любой из них. Наиболее нагруженной является ветка «А».

Гидравлический расчет металлополимерных трубопроводов ветки «А» выполняем с помощью номограммы Приложения «Б». Исходные данные:

1. Расчетная нагрузка $Q_{»A»}$=8,55кВт.
2. Расчетные параметры воды $t_П$=+7^{0}С, $t_О$=+12^{0}С.
3. Расчетный расход воды $G_{«A»}$= 1465кг/ч (участки №4, 4*).
4. Расчетные расходы воды и потери давления в воздухоохладителе каждого фэнкойла показаны на схеме рис. 4.74.
5. Горизонтальные трубопроводы и подводки к фэнкойлам выполняются из металлополимерных труб.

Ветка «А» представляет собой двухтрубную систему холодоснабжения с 4-мя фэнкойлами. Соответственно имеем 4 циркуляционных кольца. В качестве основного расчетного кольца принимаем циркуляционное кольцо через наиболее удаленный фэнкойл №4. Расчетные потери давления трубопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки}$ ветки «А» определяются суммой потерь давления на участках №4…2,2*…4* ($\sum\Delta P_{уч.4…2,2*…4*}$) и потерь давления на регулируемом участке №1, 1* ($\Delta P_{РУ}$):

$$\sum\Delta P_{уч.ветки} = \sum\Delta P_{уч.4…2,2*…4*} + \Delta P_{РУ\ 1,1*}.$$

Диаметры трубопроводов d, мм на участках №4…2,2*…4* подбираем с помощью номограммы Приложения «Б», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м. Местные сопротивления (отводы, тройники и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл. 4.5

Таблица 4.5

Расчет трубопроводов циркуляционного кольца через воздухоохладитель фэнкойла №4 ветки «А»

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4	1465	7	40х3,5	0,50	90	819	-	819	
3	1030	22	40х3,5	0,33	50	1430	-	1430	
2	776	18	32х3	0,43	105	2457	-	2457	
2*	776	18	32х3	0,43	105	2457	-	2457	
3*	1030	22	40х3,5	0,33	50	1430	-	1430	
4*	1465	7	40х3,5	0,50	90	819	-	819	
							$\Sigma\Delta P_{уч.4…2,2*…4*}$=	9412Па (9,4кПа)	

*Потери давления на регулируемом участке №1, 1** ($\Delta P_{РУ}$) определяются, согласно выражения (3.10), суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.74):

$$\Delta P_{РУ\,1,1*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.}$$

В настоящем примере потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$ включают в себя потери давления в воздухоохладителе (ΔP_4=15000Па), потери давления в трубопроводах участков №1, 1*, а также потери давления в запорном вентиле $\Delta P_{в.13}$ и в балансовом вентиле $\Delta P_{в.12}$ (поз.13 и поз.12 рис. 4.74):

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_4 + \sum\Delta p_{уч.1,1*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12}.$$

Потери давления в трубопроводах участков №1, 1* ($\sum\Delta p_{уч.1,1*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 430кг/ч;
- общая длина 40м;
- диаметр – d26х3мм;
- скорость воды 0,39м/с (приложение «Б»);

-удельная потеря давления 115Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.1,1*.} = 1,3 \times (115 \times 40) = 5980\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м^3/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0{,}1 \cdot (430/10{,}5)^2 = 168 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.12 (d20 ШТРЕМАКС- GM арт.1421702) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия с условием минимального его сопротивления 5кПа (при расчетном расходе 430кг/ч).

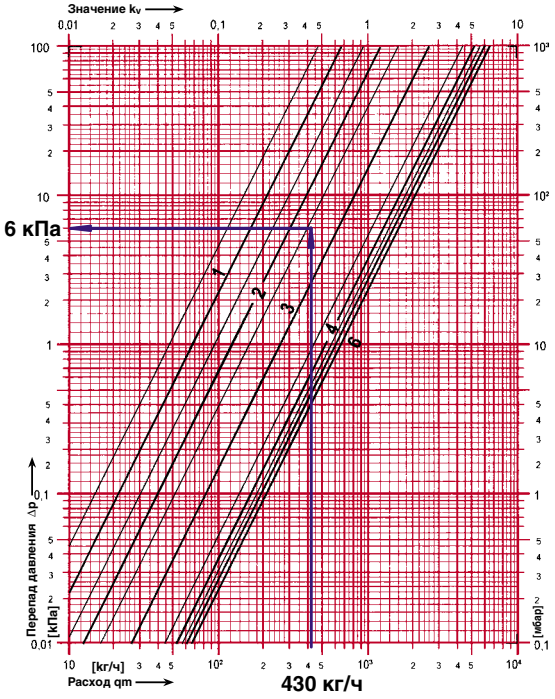


Рис. 4.77. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 с измерительными клапанами, поз.12 рис.4.74, для фэнкойла №4.

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,5 (рис.4.77), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.12}$=6кПа (6000Па).

Определяем потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$:

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_4 + \sum \Delta p_{уч.1,1^*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12} =$$
$$= 15000 + 5980 + 168 + 6000 =$$
$$= 27148 \text{ Па (27,2 кПа)}.$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0{,}3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{27148}{\frac{1}{0{,}2} - 1} = 6787\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vs\,ТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{430}{999\sqrt{0{,}1 \times 6787}} 10^2 = 1{,}65 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{430}{1{,}6}\right)^2 = 7223\,Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению (3.10):

$$\Delta P_{РУ\,1,1^*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} =$$
$$= 7223 + 27148 = 34371 Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$
$$= \frac{7223}{7223 + 27148} = 0{,}21.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с

равнопроцентной пропускной характеристикой 0.1<a_v<0,3.

Определяем расчетные потери давления трубопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки«А»}$ ветки «А» :

$$\sum\Delta P_{уч.ветки«А»} = \sum\Delta P_{уч.4...2,2^*...4^*} + \Delta P_{РУ\ 1,1^*} =$$
$$9412 + 34371 = 43783\ Па\ (43,8\ кПа).$$

Выполним гидравлический расчет остальных циркуляционных колец ветки «А» через фэнкойлы №3, 2 и 1. Так как уже выполнен гидравлический расчет участков №2,3,4,4*,3*,2* распределительных трубопроводов ветки «А», то остается только рассчитать регулируемые участки циркуляционных колец ветки «А» через воздухоохладители фэнкойлов №3, 2 и 1.

*Потери давления на регулируемом участке №5, 5** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №3 определяются суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.74). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 5,5^*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 1,1^*} = 34371\ Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №3 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана 0.1<a_v<0,3. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 5,5^*} \times a_v =$$
$$= 34371 \times 0,2 = 6874\ Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{346}{999\sqrt{0,1 \times 6874}} 10^2 = 1,32\ м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{346}{1,6}\right)^2 = 4676\ Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №5, 5* ($\sum\Delta p_{уч.5,5^*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:
- расчетный расход 346 кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20х2мм;
- скорость воды 0,47м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 185Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.5,5^*.} = 1,3 \times (185 \times 4) = 962\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (346/10,5)^2 = 108 Па.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №3 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ5,5^*})_{расп} - \Delta P_{з} - \Delta P_{р.о.} - \sum\Delta p_{уч.5,5^*} -$$
$$- \Delta P_{в.13.} = 34371 - 9000 - 4676 - 962 - 108 =$$
$$= 19625\ Па\ (19,6\ кПа)$$

Необходимо определить значение преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №3 для создания сопротивления 19,6кПа при расходе воды 346кг/ч.

На рис.4.78 показаны графические построения с использованием нормали вентиля. Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=1,3 (рис. 4.78).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{4676}{34371} = 0,14.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с *равнопроцентной пропускной характеристикой* 0.1<a_v<0,3.

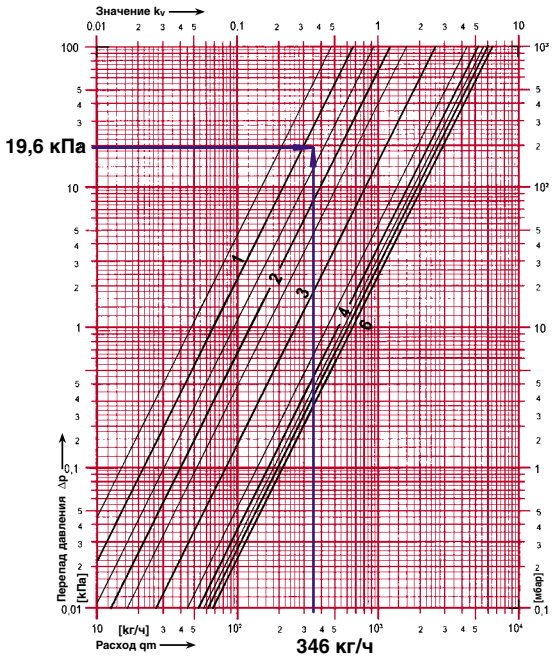


Рис. 4.78. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 (поз.12 рис.4.74) фэнкойла №3 для создания сопротивления 19,6кПа при расходе воды 346кг/ч.

*Потери давления на регулируемом участке №6, 6** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №2 определяются суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис. 4.74). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 6,6^*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 1,1^*} + \sum \Delta p_{уч.2,2^*} =$$
$$= 34371 + (2457 + 2457) = 39285 \text{ Па}.$$

Регулирующий орган фэнкойла №2 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 6,6^*} \times a_v =$$
$$= 39285 \times 0,2 = 7857 \text{ Па}.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{259}{999\sqrt{0,1 \times 7857}} 10^2 = 0,93 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776003, d10, k_{vs}=1,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{259}{1,0}\right)^2 = 6708 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №6, 6* ($\sum \Delta p_{уч.6,6^*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

– расчетный расход 259кг/ч;
– общая длина 4м;
– диаметр – d20x2мм;
– скорость воды 0,33 м/с (приложение «Б»);
– удельная потеря давления 120Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.1,1^*.} = 1,3 \times (120 \times 4) = 624 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (259/10,5)^2 = 61 \text{ Па}.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №2 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №2, №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ6,6^*})_{расп} - \Delta P_2 - \Delta P_{р.о.} - \sum \Delta p_{уч.6,6^*} -$$
$$- \Delta P_{в.13} = 39285 - 4000 - 6708 - 624 - 61 =$$
$$= 27892 \text{ Па (27,9 кПа)}$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №2 для создания сопротивления 27,9кПа при расходе воды 259кг/ч. На рис.4.79 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d15, арт.1421701) *n*=0,8 (рис. 4.79).

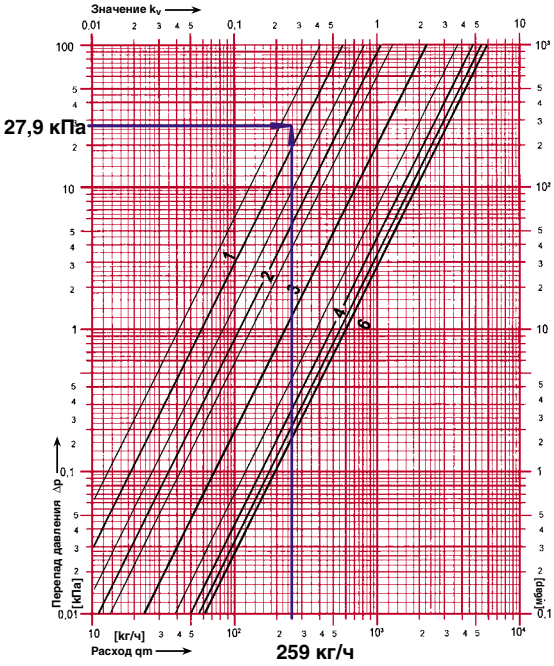


Рис. 4.79. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d15, арт.1421701 поз.12 фэнкойла №2 для создания сопротивления 27,9кПа при расходе воды 259кг/ч.

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{РУ}} = \frac{6708}{39285} = 0{,}17.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0{,}3$.

Потери давления на регулируемом участке №7, 7 ($\Delta P_{РУ}$)* фэнкойла №1 определяются суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.74). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 7,7*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 1,1*} + \sum \Delta p_{уч.2,3,3*,2*} =$$
$$= 34371 + (2457 + 2457) + (1430 + 1430) =$$
$$= 42145 \text{ Па}.$$

Регулирующий орган фэнкойла №1 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0{,}3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0{,}2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 7,7*} \times a_v =$$
$$= 42145 \times 0{,}2 = 8430 \text{ Па}.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{430}{999\sqrt{0{,}1 \times 8430}} 10^2 = 1{,}48 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{430}{1{,}6}\right)^2 = 7222 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №7, 7* ($\sum \Delta p_{уч.7,7*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 430кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d26x3мм;
- скорость воды 0,39м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 120Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.1,1*} = 1{,}3 \times (120 \times 4) = 624 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0{,}1 \cdot (430/10{,}5)^2 = 168 \text{ Па}.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №1 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №1, №2, №3 и №4:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ7,7*})_{расп} - \Delta P_1 - \Delta P_{р.о.} - \sum \Delta p_{уч.7,7*} -$$
$$- \Delta P_{в.13.} = 42145 - 15000 - 7222 - 624 - 168 =$$
$$= 19131 \text{ Па } (19{,}1 \text{ кПа})$$

Необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №1 для создания сопротивления 19,1кПа при расходе воды 430кг/ч (рис.4.80).

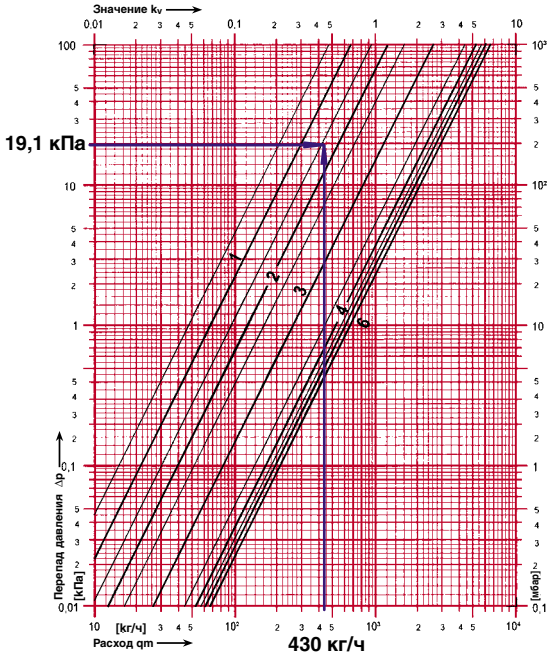


Рис. 4.80. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 поз.12 фэнкойла №1 для создания сопротивления 19,1кПа при расходе воды 430кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=1,5 (рис. 4.80). Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{p.o.}}{\Delta P_{PY}} = \frac{7222}{42145} = 0{,}17.$$

Выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Таким образом, мы завершили гидравлический расчет ветки «А», потери давления которой составляют

$$\sum \Delta P_{уч.ветки«А»} = 43783 \text{ Па } (43{,}8 \text{ кПа}).$$

Регулятор перепада давления (поз.15 рис.4.74 ветки «А») должен поддерживать перепад давления, равный потерям давления ветки «А»:

$$\Delta P_{зад} = \sum \Delta P_{уч.ветки«А»} = 43.8 \text{ кПа}.$$

При условии постоянства расхода воды, пропускаемого регулятором расхода (поз.8 рис. 4.74), регулятор перепада давления (поз.15 рис. 4.74) предназначен для поддержания постоянного перепада давления путем перепуска воды через себя даже при всех закрытых фэнкойлах ветки «А». Поэтому подбираем регулятор при исходных данных 1465кг/ч и $\Delta P_{зад}$=43.8кПа.

Подбор регулятора перепада давления (поз.15) и определение его гидравлической настройки показан на рис. 4.81.

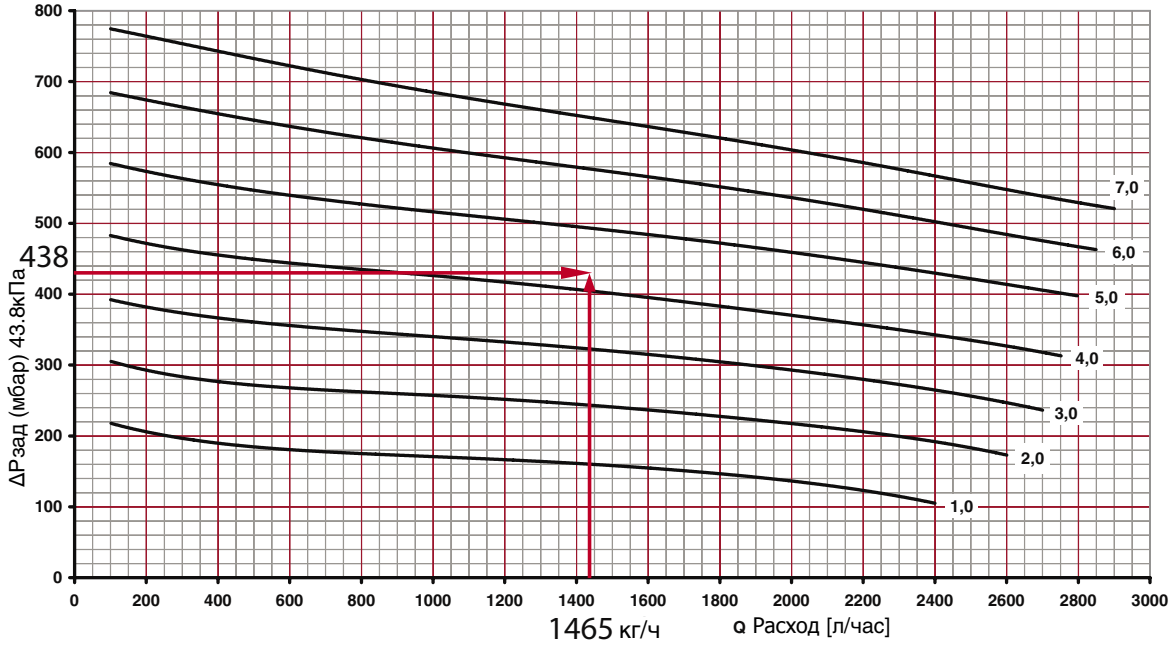


Рис.4.81. Определение значения гидравлической настройки (n=4,6) регулятора перепада давления ГЕРЦ 4002, d25, арт.1400263 (поз.15 рис.4.74 ветки «А») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=1465кг/ч и $\Delta P_{зад}$=43.8кПа

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001 (поз.8 рис.4.74), установленный на ветке «А», следует настроить с помощью задатчика на требуемый расход воды $G_{зад}$=1465кг/ч. На рис.4.82 показана последовательность выбора типоразмера регулятора расхода d32, арт.1400124 и определения его гидравлической настройки 58%.

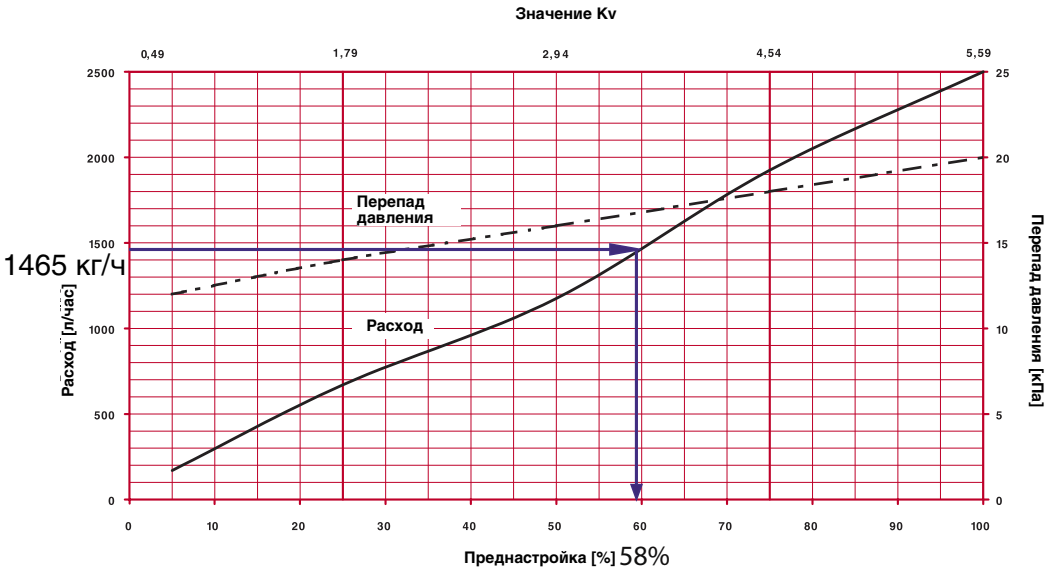


Рис. 4.82. Определение значения гидравлической настройки регулятора расхода ГЕРЦ 4001, d32, арт.1400124 (поз.8 ветки «А» рис.4.74 при расчетном значении $G_{общ}$=1465кг/ч.

Минимальные расчетные потери давления на регуляторе расхода принимаем равными $\Delta P_{РЕГ}$=20,0 кПа (смотри раздел 2.2). В соответствии с выражением (2.1) суммарные расчетные минимальные потери давления ветки «А» равны

$$\Delta P_{ветки«А»} = \sum \Delta P_{уч.ветки«А»} + \Delta P_{РЕГ} =$$
$$= 43.8 + 20 = 63,8 \text{ кПа}$$

В соответствии с выражением (2.2) располагаемый расчетный перепад давления $\Delta P_{РАСП\ ветки\ «А»}$ должен быть не менее:

$$\Delta P_{РАСП\ ветки\ «А»} \geq 1,2 \times 63,8 = 76,6 \text{ кПа}.$$

Расчетные потери давления $\Delta P_{С.Х.}$ определяются суммой составляющих: потерь давления системы магистральных трубопроводов $\sum \Delta P_{уч.м.т.}$ (между чиллером и регуляторами ГЕРЦ 4001) и потерь давления ветки $\Delta P_{РАСП\ ветки«А»}$ (в том числе с регулятором ГЕРЦ 4001 и с фэнкойлами):

$$\Delta P_{С.Х.} = \sum \Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{РАСП\ ветки«А».} =$$
$$= 41,7 + 76,6 = 118,3 \text{ кПа}$$

Циркуляционный насос (поз.2 рис.4.74) должен обеспечить циркуляционный напор

$$P_н = \Delta P_{С.Х.} = 118,3 \text{ кПа (11,8 м.в.ст.)}$$

Требуемая подача насоса $V_н = V_{С.Х.}$=3,5м³/ч.

Подбор циркуляционного насоса показан на рис.4.83.

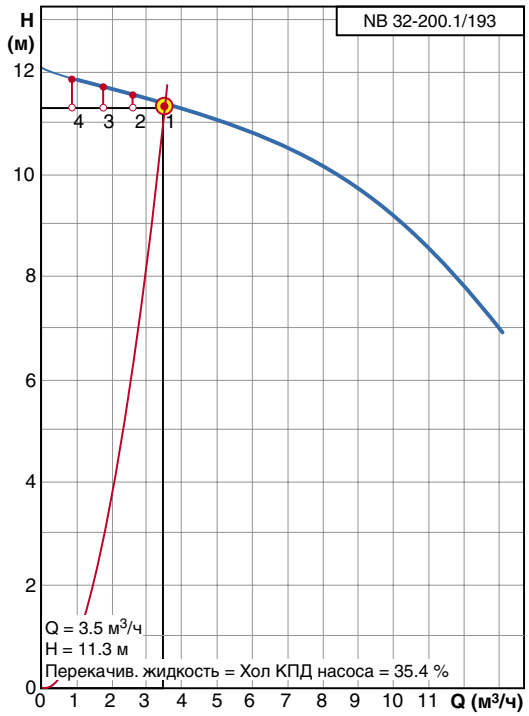


Рис. 4.83. Расчетная характеристика циркуляционного насоса Grundfos NB 32-200.1/193 (поз.2 рис.4.74)

К установке принимаем насос Grundfos NB 32-200.1/193 с рабочими характеристиками $V_н$=3,5м³/ч, $P_н$=11,3м.в.ст.

Участки №14а,14а на ответвлении к ветке «Б» и участки №20а,20а* на ответвлении к ветке «В»* относятся к системе магистральных трубопроводов. Необходимо для этих участков подобрать вентили поз.6 и поз.7 и определить диаметры трубопроводов.

Участки №14а,14а* с расчетным расходом $G_{«Б»}$=1107кг/ч выполняются из стальных труб $d_у$25 (v=0,47м/с; R=150Па/м). Вентиль поз.6 ветки «Б» (d25 ШТРЕМАКС-А арт.1411513, k_v=18,0 м³/ч) имеет расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0{,}1\cdot(1107/18{,}0)^2 = 378 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.7 ветки «Б» (d25 ШТРЕМАКС- GM арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. Зададим ограничение максимальной степени открытия с условием минимального сопротивления вентиля 5кПа (при расходе 1107кг/ч). На рис.4.84 показаны графические построения для определения гидравлической преднастройки балансового вентиля.

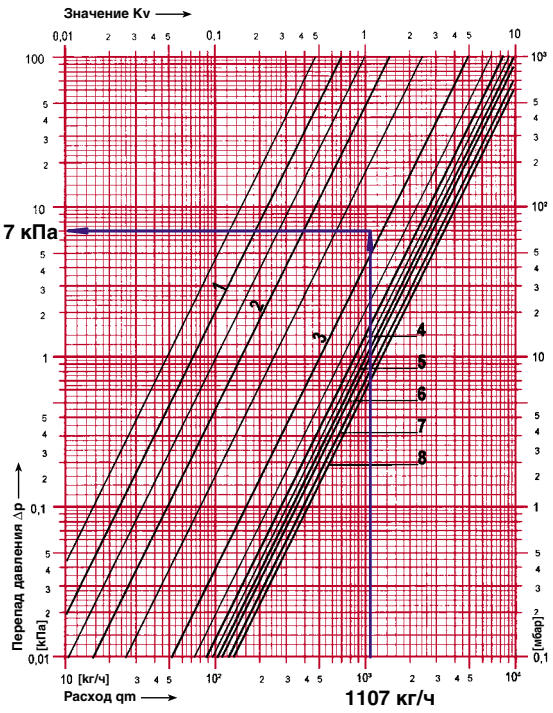


Рис. 4.84. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703, (поз.7 ветки «Б» рис.4.74).

Установим значение гидравлической преднастройки *n*=2,9 балансового вентиля поз.7 ветки «Б» (рис.4.74), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.7}$=7кПа (7000Па).

Участки №20а,20а* с расчетным расходом $G_{«В»}$=848кг/ч выполняются из стальных труб $d_у$25 (v=0,39м/с; R=100Па/м). Вентиль поз.6 ветки «В» (d25 ШТРЕМАКС-А арт.1411513, k_v=18,0 м³/ч) имеет расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.6} = 0{,}1\cdot(848/18{,}0)^2 = 222 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.7 ветки «В» (d25 ШТРЕМАКС- GM арт.1421703) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. Зададим ограничение максимальной степени открытия с условием минимального его сопротивления 5кПа (при расходе 848кг/ч). На рис.4.85 показаны графические построения для определения гидравлической преднастройки балансового вентиля.

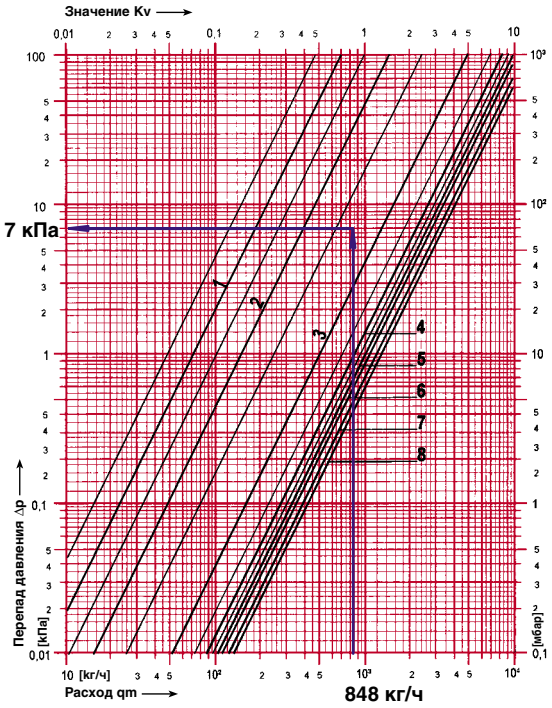


Рис. 4.85. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d25, арт.1421703, (поз.7 ветки «В» рис.4.74).

Установим значение гидравлической преднастройки *n*=2,7 (рис.4.85), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.7}$=7кПа (7000Па).

Полученные результаты гидравлических

сопротивлений участков №14а,14а*, а также участков №20а,20а* в дальнейшем мы используем для определения потерь давления в регуляторе расхода поз.8 ветки «Б» и ветки «В».

Ветки «Б» и «В» рассчитываются в той же последовательности, как и ветка «А», за исключением регулятора расхода поз.8, потери давления которого не назначаются, как для основной ветки «А», а вычисляются.

Следует иметь ввиду, что при использовании регуляторов расхода исключается взаимовлияние гидравлических режимов работы каждой из веток друг на друга.

В качестве примера выполним расчет ветки «В».

Гидравлический расчет металлополимерных трубопроводов ветки «В» выполняем с помощью номограммы Приложения «Б». Исходные данные:

1. Расчетная нагрузка $Q_{«В»}$=4,95кВт.
2. Расчетные параметры воды $t_П$=+7^{0}С, $t_О$=+12^{0}С.
3. Расчетный расход воды $G_{«А»}$= 848кг/ч (участки №20, 20*).
4. Расчетные расходы воды и потери давления в воздухоохладителе каждого фэнкойла показаны на схеме рис.4.74.
5. Горизонтальные трубопроводы и подводки к фэнкойлам выполняются из металлополимерных труб.

Ветка «В» представляет собой двухтрубную систему холодоснабжения с 3-мя фэнкойлами. Соответственно имеем 3 циркуляционных кольца. В качестве основного расчетного кольца принимаем циркуляционное кольцо через наиболее удаленный фэнкойл №11. Расчетные потери давления трубопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки»В»}$ ветки «В» определяются суммой потерь давления на участках №20,19,19*,20* $(\sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*})$ и потерь давления на регулируемом участке №18,18* $(\Delta P_{РУ18,18*})$:

$$\sum\Delta P_{уч.ветки»В»} = \Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*} + \Delta P_{РУ18,18*}.$$

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.6.

Местные сопротивления (отводы, тройники и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Диаметры трубопроводов d, мм на участках №20,19,19*,20* подбираем с помощью номограммы Приложения «Б», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

Таблица 4.6

Расчет трубопроводов циркуляционного кольца через воздухоохладитель фэнкойла №11 ветки «В»

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20	848	8	32х3	0,50	128	1270	-	1331	
19	692	16	32х3	0,39	88	1966	-	1830	
19*	692	16	32х3	0,38	84	1966	-	1830	
20*	848	8	32х3	0,50	128	1270	-	1331	
							$\sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*}$=	6322Па (6,4кПа)	

Потери давления на регулируемом участке №18, 18* $(\Delta P_{РУ})$ определяются, согласно выражения (3.10), суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 ветки «В» рис.4.74):

$$\Delta P_{РУ\,18,18*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}.$$

В настоящем примере потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$ включают в себя потери давления в теплообменнике $(\Delta P_4$=9000Па), потери давления в трубопроводах участков №18, 18*, а также потери давления в запорном вентиле $\Delta P_{в.13}$ и в балансовом вентиле $\Delta P_{в.12}$ (поз.13 и поз.12 рис.4.74):

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_{11} + \sum\Delta p_{уч.18,18*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12}.$$

Потери давления в трубопроводах участков №18, 18* $(\sum\Delta p_{уч.18,18*})$ рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 346кг/ч;
- общая длина 36м;
- диаметр – d26х3мм;
- скорость воды 0,32м/с (приложение «Б»);

-удельная потеря давления 80Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.18,18*.} = 1,3 \times (80 \times 36) = 1092 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (346/10,5)^2 = 108 \text{ Па}.$$

Балансовый вентиль поз.12 (d20 ШТРЕМАКС- GM арт.1421702) используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия с условием минимального его сопротивления 5кПа (при расчетном расходе 346кг/ч).

Установим значение гидравлической преднастройки n=2,5 (рис.4.86), при котором сопротивление вентиля будет равно $\Delta P_{в.12}$=6кПа (6000Па).

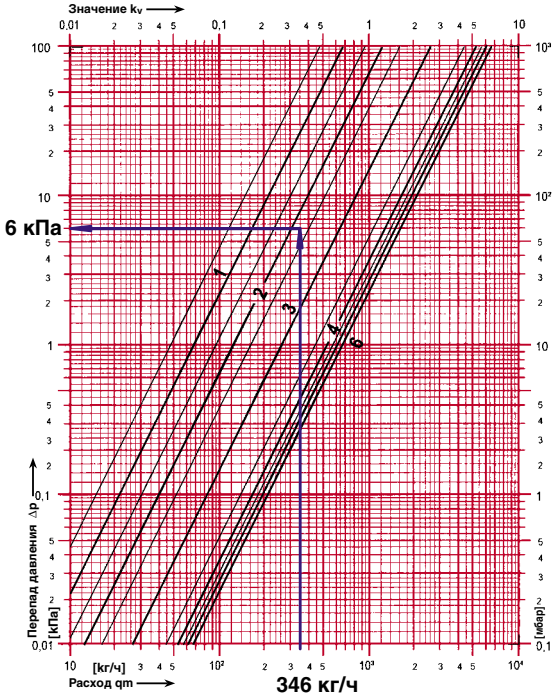


Рис. 4.86. Определение сопротивления вентиля балансового ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 с измерительными клапанами, поз.12 рис.4.74, для фэнкойла №11.

Определяем потери давления потребителя $\Delta P_{потр.}$:

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_{11} + \sum\Delta p_{уч.18,18*} + \Delta P_{в.13} + \Delta P_{в.12} =$$
$$= 9000 + 1092 + 108 + 6000 =$$
$$= 16200 \text{ Па (16,2 кПа)}.$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.9):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$

$$= \frac{16200}{\frac{1}{0,2} - 1} = 4050\,Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$

$$= \frac{346}{999\sqrt{0,1 \times 4050}} 10^2 = 1,72 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{346}{1,6}\right)^2 = 4676 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$, Па определяется по выражению (3.10):

$$\Delta P_{РУ18,18*} = \Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр.} =$$
$$= 4676 + 16200 = 20876 Па.$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$

$$= \frac{4676}{4676 + 16200} = 0,22.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Определяем расчетные потери давления трубопроводов $\sum\Delta P_{уч.ветки«В»}$ ветки «В» :

$$\sum\Delta P_{уч.ветки»В»} = \sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19*,20*} + \Delta P_{РУ18,18*} =$$
$$= 6322 + 20876 = 27198 \text{ Па } (27,2 \text{ кПа}).$$

Выполним гидравлический расчет остальных циркуляционных колец ветки «В» через фэнкойлы №10 и 9. Так как уже выполнен гидравлический расчет участков №19,20,20*,19* распределительных трубопроводов ветки «В», то остается только рассчитать регулируемые участки циркуляционных колец ветки «В» через фэнкойлы №10 и 9.

Потери давления на регулируемом участке №21, 21* ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №10 определяются суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 ветки «В» рис.4.74). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ21,21*})_{расп} = \Delta P_{РУ18,18*} = 20876 \text{ Па}.$$

Регулирующий орган фэнкойла №10 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0Х с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ21,21*} \times a_v =$$
$$= 20876 \times 0,2 = 4175 \text{ Па}.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{346}{999\sqrt{0,1 \times 4175}} 10^2 = 1,70 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776004, d10, k_{vs}=1,6м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{346}{1,6}\right)^2 = 4676 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №21, 21* ($\sum\Delta p_{уч.21,21*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 346 кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d26х3мм;
- скорость воды 0,32м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 80Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum\Delta p_{уч.21,21*.} = 1,3 \times (80 \times 4) = 416 \text{ Па}.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d20 ШТРЕМАКС-А арт.1411512, k_v=10,5 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (346/10,5)^2 = 108 \text{ Па}.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №10 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №11 и №10:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ21,21*})_{расп} - \Delta P_{10} - \Delta P_{р.о.} -$$
$$- \sum p_{уч.21,21*} - \Delta P_{в.13.} = 20876 - 9000 - 4676 - 416 -$$
$$108 = 6676 \text{ Па } (6,7 \text{ кПа})$$

Необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №10 для создания сопротивления 6,7кПа при расходе воды 346кг/ч.

На рис.4.87 показаны графические построения с использованием нормали вентиля. Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d20, арт.1421702) n=2,2 (рис.4.87).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{4676}{20876} = 0,22.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

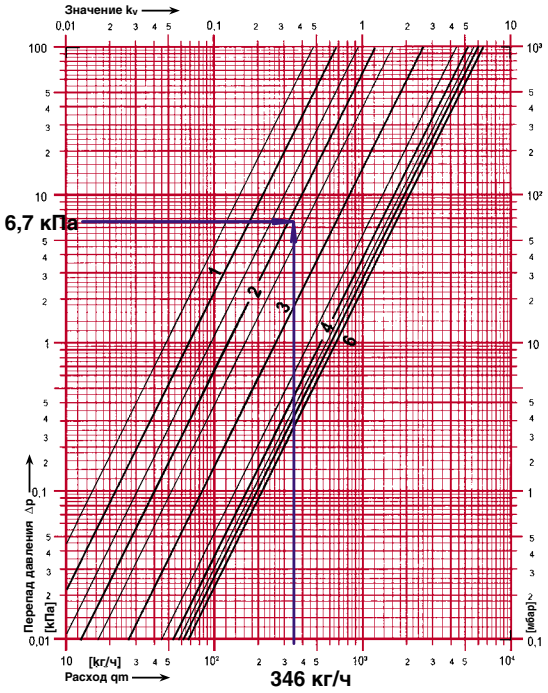


Рис. 4.87. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d20, арт.1421702 поз.12 фэнкойла №10 для создания сопротивления 6,7кПа при расходе воды 346кг/ч.

*Потери давления на регулируемом участке №22, 22** ($\Delta P_{РУ}$) фэнкойла №9 определяются суммой потерь давления потребителя (воздухоохладителя с подводящими трубопроводами) $\Delta P_{потр.}$ и потерь давления в регулирующем органе $\Delta P_{р.о.}$ (поз.10 рис.4.74). Расчет начинаем с определения располагаемого давления для рассматриваемого регулируемого участка. В данном примере следует принять

$$(\Delta P_{РУ\ 22,22^*})_{расп} = \Delta P_{РУ\ 18,18^*} + \sum \Delta p_{уч.19,19^*.} =$$
$$= 20876 + (1830 + 1830) = 17216\ Па.$$

Регулирующий орган фэнкойла №9 подбираем в соответствии с рекомендациями раздела 3.1. Принимаем к установке двухходовой термостатический клапан арт.17760 0X с равнопроцентной пропускной характеристикой. Следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда, на основании выражения (3.1) определим требуемое сопротивление регулирующего органа:

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \Delta P_{РУ\ 22,22^*} \times a_v =$$
$$= 17216 \times 0,2 = 3443\ Па.$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.4):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{156}{999\sqrt{0,1 \times 3443}} 10^2 = 0,84 м^3/ч$$

Принимаем к установке трехходовой клапан арт.1776003, d10, k_{vs}=1,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.6):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{156}{1,0}\right)^2 = 2434 Па.$$

Потери давления в трубопроводах участков №22, 22* ($\sum \Delta p_{уч.22,22^*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 156кг/ч;
- общая длина 4м;
- диаметр – d20x2мм;
- скорость воды 0,20м/с (приложение «Б»);
- удельная потеря давления 46Па/м (приложение «Б»).

Потери давления в трубопроводах:

$$\sum \Delta p_{уч.22,22^*} = 1,3 \times (46 \times 4) = 240\ Па.$$

Потери давления в запорном вентиле поз.13 (d15 ШТРЕМАКС-А арт.1411511, k_v=4,0 м³/ч) равны

$$\Delta P_{в.13} = 0,1 \cdot (156/4)^2 = 152 Па.$$

Определим потерю давления, которую должен создать балансовый вентиль поз.12 фэнкойла №9 для обеспечения гидравлической увязки между регулируемыми участками фэнкойлов №9, №10 и №11:

$$(\Delta P_{в.12})_{треб} = (\Delta P_{РУ22,22^*})_{расп} - \Delta P_g - \Delta P_{р.о.} -$$
$$- \sum \Delta p_{уч.22,22^*} - \Delta P_{в.13.} = 17216 - 6000 - 2434 -$$
$$- 240 - 152 = 8390\ Па\ (8,4\ кПа)$$

Таким образом, необходимо определить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля поз.12 фэнкойла №9 для создания сопротивления 8,4кПа при расходе теплоносителя 156кг/ч. На рис.4.88 показаны графические построения с использованием нормали вентиля.

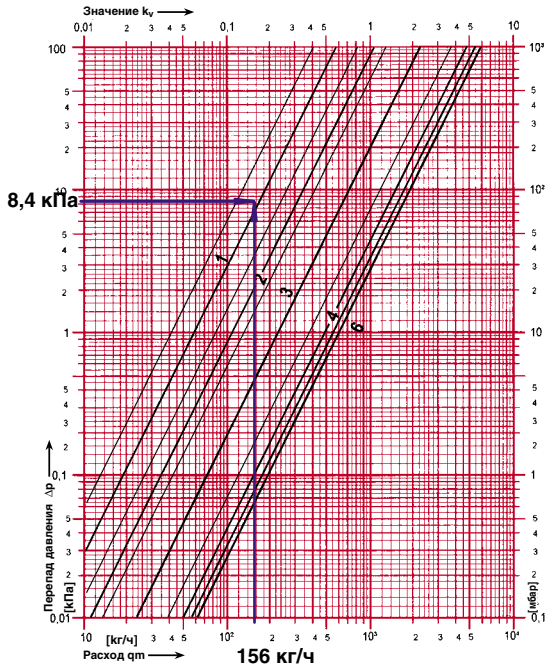


Рис. 4.88. Определение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM, d15, арт.1421701 поз.12 фэнкойла №9 для создания сопротивления 8,4кПа при расходе воды 156кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM (d15, арт.1421701) n=0,9 (рис.4.88).

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{.РУ}} = \frac{2434}{17216} = 0{,}14.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с *равнопроцентной пропускной характеристикой* $0.1<a_v<0{,}3$.

Мы завершили гидравлический расчет ветки «В», потери давления которой составляют

$$\sum\Delta P_{уч.ветки»В»} = \sum\Delta P_{уч.\ 20,19,19^*,20^*} + \Delta P_{РУ18,18^*} =$$
$$= 6322 + 20876 = 27198 \text{ Па } (27{,}2 \text{ кПа}).$$

Перепускной клапан перепада давления ГЕРЦ 4004 (поз.16 рис.4.74 ветки «В») должен поддерживать перепад давления, равный потерям давления ветки «В»:

$$\Delta P_{зад} = \sum\Delta P_{уч.ветки«В»} = 27{,}2\text{кПа}.$$

При условии постоянства расхода воды, пропускаемого регулятором расхода (поз.8 рис.4.74), перепускной клапан перепада давления (поз.16 рис.4.74) предназначен для поддержания постоянного перепада давления путем перепуска воды через себя даже при всех закрытых фэнкойлах ветки «В». Поэтому подбираем регулятор при исходных данных 848кг/ч и $\Delta P_{зад}$=27,2кПа (0,272бар).

Подбор перепускного клапана перепада давления (поз.16) и определение его гидравлической настройки показан на рис.4.89.

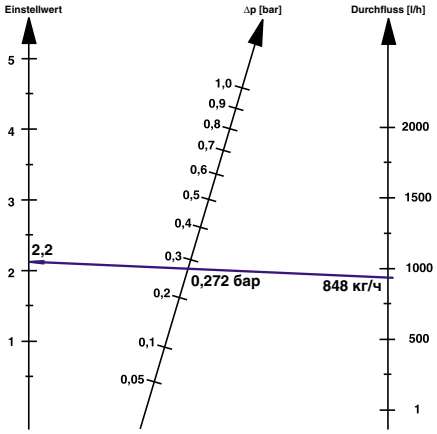


Рис.4.89. Определение значения гидравлической настройки (n=2,2) перепускного клапана ГЕРЦ 4004, d20, арт.1400442 (поз.16 рис.4.74 ветки «В») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=848кг/ч и $\Delta P_{зад}$=0,272бар.

Следует установить значение гидравлической настройки n=2,2 перепускного клапана ГЕРЦ 4004, d20, арт.1400442 (поз.16 рис.4.74 ветки «В») при задаваемых расчетных значениях $G_{потр}$=848кг/ч и $\Delta P_{зад}$=0,272бар.

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001 (поз.8 ветки «В» рис.4.74) следует настроить с помощью задатчика на требуемый расход воды $G_{зад}$=848кг/ч. На рис.4.90 показана последовательность выбора типоразмера регулятора расхода d25, арт.1400123 и определения его гидравлической настройки 49%.

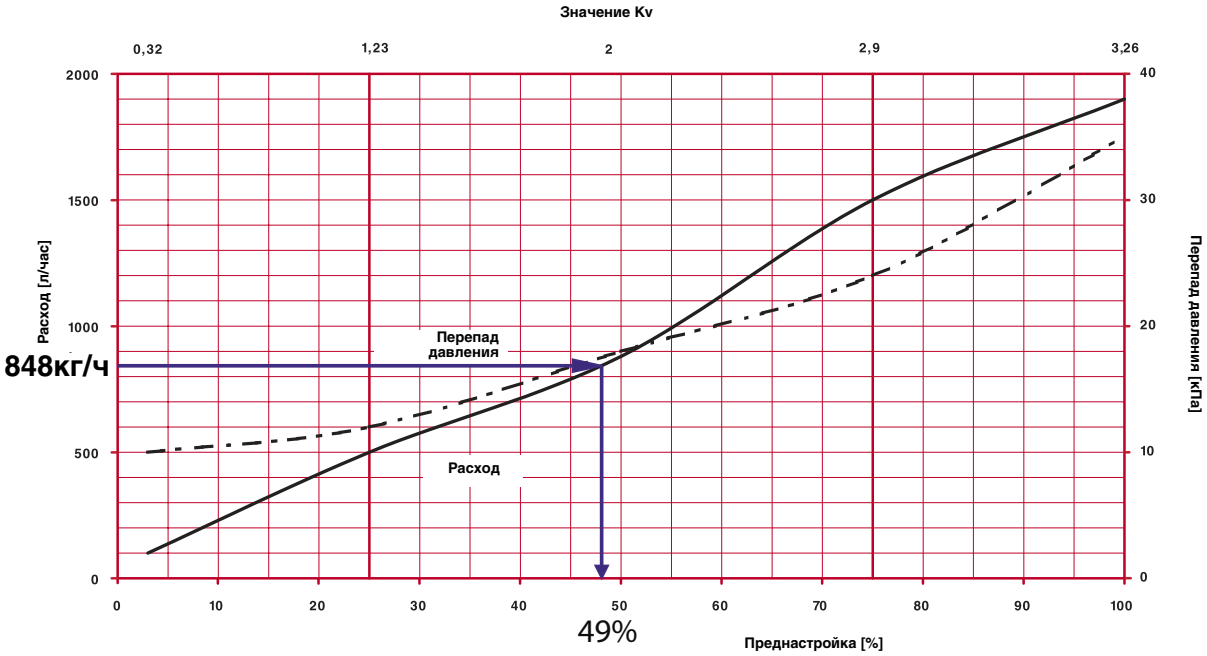


Рис. 4.90. Определение значения гидравлической настройки регулятора расхода ГЕРЦ 4001, d25, арт.1400123 (поз.8 ветки «В» рис.4.74 при расчетном значении $G_{общ}$=848кг/ч).

Минимально допустимые потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается его работоспособность, согласно разделу 2.2, должны составлять

$$\Delta P_{РЕГ} = 20\text{кПа}.$$

Потеря давления, которую должен создать регулятор расхода (поз.8 рис.4.74 ветки «В») в процессе автоматического поддержания задаваемого расхода воды для ветки «В», определяется следующим образом:

$$\Delta P_{РЕГ} = \Delta P_{С.Х.} - \sum\Delta P_{уч.ветки»В»} - (\sum\Delta P_{уч.10,10*} + \Delta P_{ч}) =$$

$$= 112300 - 27198 - (2745 + 10990 + 18000) =$$

$$= 53367 \text{ Па } (53{,}4 \text{ кПа}),$$

что выше минимально допустимой потери давления 20кПа.

Выполненный расчет ветки «В» наглядно демонстрирует достоинства в работе системы холодоснабжения в результате применения регуляторов расхода.

Ветка «Б» рассчитывается в той же последовательности, как и ветка «В», несмотря на то, что на регулируемых участках применяется трехходовой клапан вместо двухходового. Это объясняется тем, что в расчетной схеме следует принимать трехходовой клапан в полностью открытом положении. В этом случае байпасная линия закрыта, и гидравлическая расчетная схема соответствует схемам с двухходовыми регулирующими клапанами. Поэтому мы не приводим расчет трубопроводов и подбор оборудования для ветки «Б».

4.6. Подбор регулирующих клапанов для трехтрубной системы водяного отопления

В разделе 3.5.3 были представлены особенности конструирования трехтрубных систем отопления, основные принципиальные схемы и методика гидравлического расчета. Трехтрубная система отопления имеет один циркуляционный насос с постоянной скоростью вращения ротора и три магистральных теплопровода, к которым могут присоединяться различные по назначению системы теплопотребления – система конвективного отопления, система зонного отопления, система напольного отопления, бойлер горячего водоснабжения.

Каждый потребитель теплоты присоединяется к системе с помощью 3-х трубопроводов:

1) Обратный трубопровод (Т2) с температурой и давлением обратного теплоносителя. Расход теплоносителя в трубопроводе (Т2) поддерживается постоянным.

2) Подающий трубопровод (Т1) с температурой и давлением подающего теплоносителя. Расход теплоносителя в трубопроводе (Т1) уменьшается с помощью регулирующего трехходового смесительного клапана.

3) Подмешивающий трубопровод (Т2*) с температурой обратного теплоносителя и давлением подающего теплоносителя. Расход теплоносителя в трубопроводе (Т2*) увеличивается с помощью регулирующего трехходового смесительного клапана.

Трехходовой смесительный клапан каждой системы теплопотребления автоматически управляется по задаваемому значению регулируемой температуры (воздуха помещения, температуры воды напольного отопления, температуре воды горячего водоснабжения и др.). Автоматический регулятор управляет процессом смешения теплоносителей (Т1) и (Т2*), изменяя температура регулируемого теплоносителя без изменения его расхода, реализуя таким образом принцип качественного регулирования.

В настоящем разделе приводятся примеры расчета трехтрубной системы отопления поточных аудиторий учебного заведения и трехтрубной системы теплоснабжения индивидуального жилого дома.

Гидравлический расчет, а также подбор трехходовых смесительных РО и другого оборудования трехтрубных систем теплопотребления производим в соответствии с методиками, изложенными в разделе 3.5.3.

4.6.1. Пример подбора регулирующих клапанов для трехтрубной зонной системы водяного отопления

Для помещений значительного объема типа актовых залов или поточных аудиторий проектируют, как правило, зонную двухтрубную горизонтальную систему отопления с применением зонного регулятора, реализующего принцип количественного регулирования. Для этого используется зонный дросселирующий двухходовой клапан, который пропорционально изменяет расход теплоносителя через каждый отопительный прибор данной горизонтальной ветки отапливаемой зоны. Такая система предусматривает гидравлическую наладку каждого отопительного прибора, параллельно присоединенного к горизонтальным распределительным теплопроводам. Однотрубные системы не применяют для автоматизированного зонного отопления, так как в этом случае требуется установка регулирующих клапанов на каждом отопительном приборе.

На рис.4.91 показан вариант автоматизированного зонного отопления поточных учебных аудиторий при однотрубной разводке с отопительными конвекторами в пределах каждой отапливаемой аудитории и с присоединением к трехтрубной системе теплоснабжения с помощью смесительных трехходовых регулирующих клапанов. Данная схема выполнена по аналогии с расчетной схемой, приведенной на рис.3.20. Поэтому в настоящем примере гидравлический расчет и подбор оборудования производится в соответствии с рекомендациями к схеме рис.3.20 раздела 3.5.3.

Схема проста в эксплуатации, так как в процессе автоматического регулирования расход теплоносителя для каждого потребителя теплоты остается неизменным. Реализуется режим качественного регулирования, при котором с целью автоматического изменения регулируемого параметра изменяется температура теплоносителя за счет подмешивания охлажденного теплоносителя в смесительных трехходовых регулирующих клапанах. В качестве регуляторов температуры применяются термостаты прямого действия с дистанционной регулировкой, осуществляющие непрерывное пропорциональное регулирование.

Для упрощения графического изображения расчетной схемы на рис.4.91 не показаны контрольно-измерительные приборы,

предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, мембранный расширительный бак, системы подпитки, дренажа и другое оборудование.

Основные исходные данные каждой системы зонного отопления для аудиторий 1…6 (расчетные значения максимального теплового потока Q_{max}, расхода теплоносителя G_{max} и гидравлического сопротивления систем отопления каждой поточной аудитории ΔP) показаны непосредственно на расчетной схеме рис.4.91 при расчетных параметрах теплоносителя t_r=80°С, t_o=60°С.

Система отопления состоит из 2-х стояков и 6-ти систем зонного отопления, присоединяемых к стоякам с использованием регуляторов расхода ГЕРЦ 4001.

Регуляторы расхода ГЕРЦ 4001 (поз.7 рис.4.91), установленные на каждой зонной системе отопления, исключают взаимовлияние гидравлических режимов зонных систем друг на друга. В этом случае каждая из зонных систем представляет собой как бы самостоятельную гидравлическую систему отопления аудиторий.

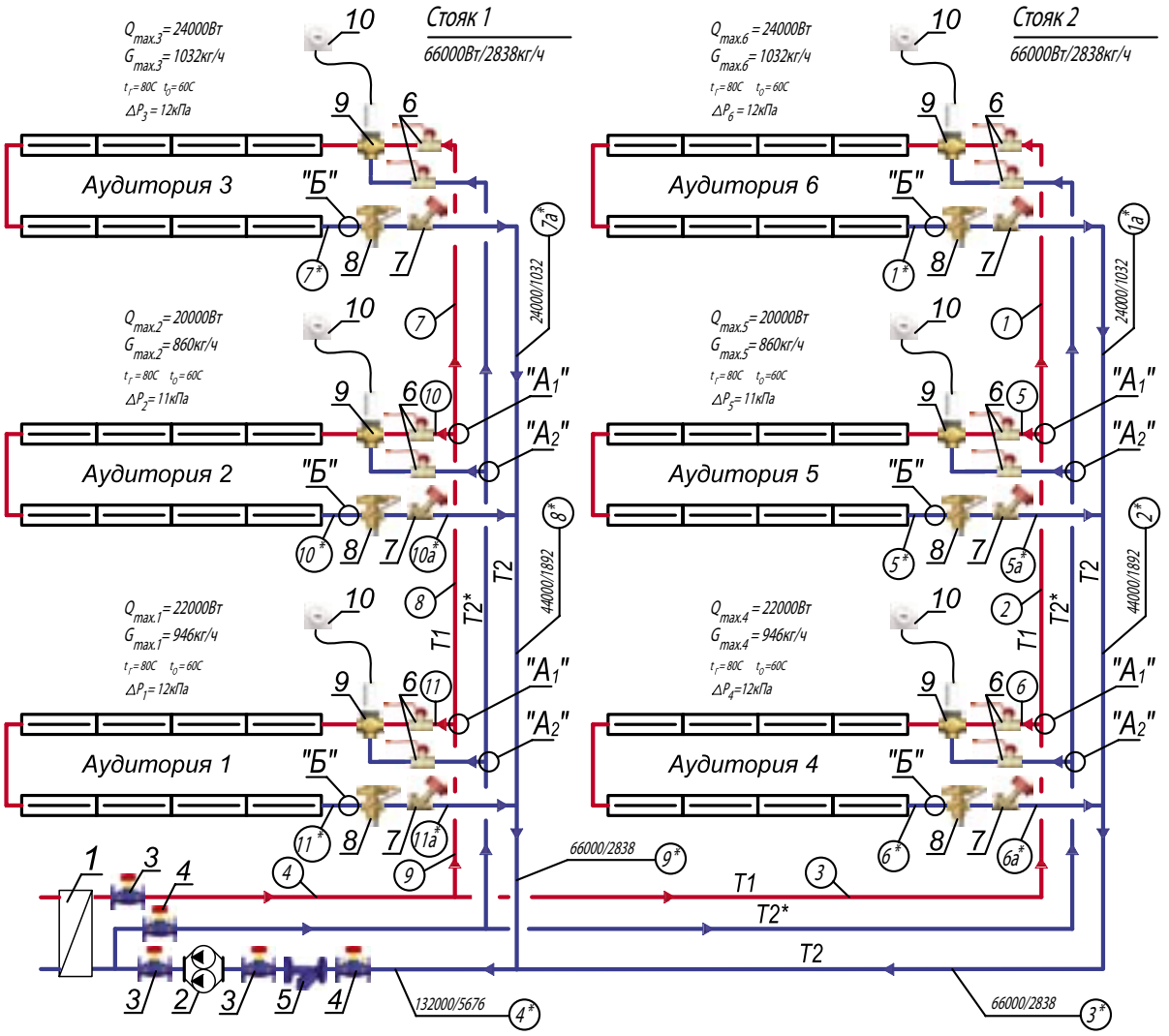


Рис .4.91. Схема расчетная трехтрубной системы отопления поточных учебных аудиторий

1 – теплообменник пластинчатый 140кВт; **2** – насос циркуляционный; **3** – вентиль запорный фланцевый ШТРЕМАКС-AGF, арт.4218 AGF; **4** – вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами, арт.4218 GMF; **5** – фильтр-грязевик ГЕРЦ 4111; **6** – кран шаровой арт.12100; **7** – вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017; **8** – регулятор расхода ГЕРЦ 4001; **9** – трехходовой термостатический клапан арт.17762; **10** – термостат ГЕРЦ-«Н» с дистанционной регулировкой арт.1946098.

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001, установленный для каждой системы отопления каждой поточной аудитории, гидравлически разделяет трехтрубную систему отопления на составляющие:

- систему магистральных трубопроводов (между теплообменником и регуляторами ГЕРЦ 4001 на системах отопления аудиторий 1…6);
- системы отопления каждой поточной аудитории (между регулятором ГЕРЦ 4001- точка «Б» и токами «$А_1$» и «$А_2$» на рис.4.91).

Поэтому гидравлический расчет выполняем раздельно:

- для системы магистральных трубопроводов (между теплообменником и регуляторами ГЕРЦ 4001 на системах отопления аудиторий 1…6);
- для систем отопления каждой поточной аудитории (между регулятором ГЕРЦ 4001- точка «Б» и токами «$А_1$» и «$А_2$» на рис.4.91).

Исходные данные трехтрубной системы отопления поточных учебных аудиторий:

1. Расчетная тепловая мощность системы отопления $Q_{зд}$=132кВт.
2. Расчетные параметры теплоносителя $t_Г$=80^{0}С, $t_О$=60^{0}С
3. Расчетный расход теплоносителя $V_{со}$=5,7м^3/ч (участки №4,4*).
4. Расчетное гидравлическое сопротивление пластинчатого теплообменника $P_{Т.О.}$=21кПа при расчетном расходе теплоносителя 5,7м^3/ч.
5. Трубопроводы системы отопления выполняются из труб стальных водогазопроводных.

Для проектируемой системы отопления поточных учебных аудиторий следует принять к установке насос с постоянной скоростью вращения (поз.2 рис.4.91). Для подбора циркуляционного насоса необходимо определить требуемые значения подачи $V_н$, м^3/ч и напора $P_н$, кПа (или м.вод.ст.). Подача насоса соответствует расчетному расходу в системе отопления $V_н = V_{со}$=5,7м^3/ч. Требуемый напор $P_н$, равный расчетным потерям давления системы отопления $\Delta P_{со}$, определяется по выражению (3.59) суммой составляющих - суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов $\sum\Delta P_{уч.м.т.}$, потери давления в регуляторе расхода $\Delta P_{РР}$, потери давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$ и потери давления в пластинчатом теплообменнике $\Delta P_{ТО}$:

$$P_н = \Delta P_{со} = \sum\Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{РР} + \Delta P_{РУ} + \Delta P_{ТО}$$

Потери давления на регулируемом участке по выражениям (3.56) составляют сумму потерь давления регулирующего органа $\Delta P_{ро}$, потери давления системы отопления учебной аудитории ΔP_1 и потери давления на подводках системы отопления $\Sigma\Delta P_{под}$ между точками «А» и «Б»:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.} = \Delta P_{ро.} + (\Delta P_1 + \Sigma\Delta P_{под})$$

Гидравлический расчет участков трубопроводов $\Delta P_{уч.}$ выполняем по методу удельных потерь давления на трение в упрощенном варианте. Упрощающее обстоятельство заключается в том, что местные сопротивления (отводы, тройники и др.) учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине. Таким образом, сопротивление участка трубопровода вычисляем по выражению:

$$\Delta P_{уч} = 1{,}3 \times R \times l_{уч} + \sum \Delta P_{оборудования}$$

где:

R – удельная потеря давления на трение, Па/м (приложения «А» и «Б»);

$l_{уч}$ – расчетная длина участка, м;

$\Sigma\Delta P_{оборудования}$ – сумма потерь давления различного оборудования, установленного на расчетном участке: запорных вентилей, балансовых вентилей, фильтров и т.п., Па.

В соответствии с методикой раздела 3.5.2 необходимо выполнить два гидравлических расчета:

1) по расчетной схеме рис.3.20б – при полностью открытых смесительных клапанах;

2) по расчетной схеме рис.3.20в – при полностью закрытых смесительных клапанах.

Количество циркуляционных колец соответствует количеству зонных систем отопления учебных аудиторий, то есть имеем 6 циркуляционных колец. Каждое циркуляционное кольцо представляет собой замкнутую цепочку участков, начиная от теплообменника и заканчивая теплообменником в том числе. В каждом циркуляционном кольце имеется динамический узел в виде регулятора расхода ГЕРЦ 4001, который автоматически изменяет свое сопротивление для стабилизации величины задаваемого расхода системы отопления аудитории.

Данное обстоятельство позволяет не выделять какое-либо циркуляционное кольцо в качестве основного расчетного циркуляционного кольца [12, 14], так как между собой циркуляционные кольца гидравлически уравниваются в результате действия регуляторов расхода. Поэтому за расчетную потерю давления в системе магистральных

теплопроводов следует принять максимальное значение из возможных для расчетных циркуляционных колец.

1) Гидравлический расчет трехтрубной системы отопления поточных учебных аудиторий при полностью открытых смесительных клапанах (по методике расчетной схемы рис.3.20б)

Расчет выполняем раздельно:

- для системы магистральных трубопроводов (между теплообменником и регуляторами ГЕРЦ 4001 на системах отопления аудиторий 1…6);
- для систем отопления каждой поточной аудитории (между регулятором ГЕРЦ 4001-точка «Б» и токой «$А_1$» на рис.4.91).

Гидравлический расчет системы магистральных теплопроводов выполняем с помощью номограммы Приложения «А».

За расчетную потерю давления в системе магистральных теплопроводов следует принять максимальное значение из возможных расчетных циркуляционных колец.

Наиболее удаленным и нагруженным циркуляционным кольцом является циркуляционное кольцо системы отопления аудитории №6.

Поэтому в настоящем примере максимальным значением является сумма потерь давления для на участках №4…2, 1а*…4* :

$$\sum\Delta P_{уч.м.т.} = \sum\Delta P_{уч.4...2,\ 1а*...4*.}$$

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.7.

Диаметры всех участков магистральных теплопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

Таблица 4.7

Расчет системы магистральных теплопроводов

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d_y, мм	v, м/с	R, Па/м	$1,3{\times}R\ l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4	5676	26	50	0,74	155	5239	2366	7605	поз.4
3	2838	34	40	0,61	145	6409	-	6409	-
2	1892	5	32	0,58	170	1105	-	1105	-
1а*	1032	10	25	0,47	145	1885	8217	10102	поз.7
2*	1892	5	32	0,58	170	1105	-	1105	-
3*	2838	34	40	0,61	145	6409	-	6409	-
4*	5676	28	50	0,74	155	5642	12797	18439	4732+1065+7000
							$\sum\Delta P_{уч.4...2,\ 1а*...4*}$=	51174Па (51,2кПа)	

Потери давления оборудования $\Sigma\Delta P_{оборудования.}$ определяются для каждого из участков.

Для определения потери давления арматуры $\Delta P_{оборудования.}$, Па, гидравлические параметры которой заданы в виде k_v, м³/ч, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P_{оборудования.} = 0,1(G/ k_v)^2 ,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м³/ч.

Участок №4 включает в себя один запорный фланцевый вентиль поз.3 (d50 арт.1421856, k_v=36,9 м³/ч). Определим расчетные потери давления

$$\Delta P_{в.3} = 0,1{\cdot}(5676/36,9)^2 = 2366 \text{ Па}.$$

Участок №3 не имеет оборудования.

Участок №2 не имеет оборудования.

Участок №1а* включает в себя один вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017 поз.7. В данном случае вентиль поз.7 используется в качестве запорного и измерительного устройства. Функции обеспечения баланса расходов в данном случае выполняет регулятор расхода ГЕРЦ 4001.

Вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М по своей конструкции отличается от балансового вентиля ШТРЕМАКС-GM тем, что для измерения расхода имеет встроенную измерительную диафрагму. Поэтому при измерении расхода маховик может находиться в любом положении. Это удобно для настройки требуемого расхода без изменения настроек измерительного компьютера ГЕРЦ8900. Из-

мерительный компьютер ГЕРЦ8900 имеет повышенную точность измерения расхода при перепаде давления более 5кПа. Учитывая, что мы используем вентиль только в качестве измерительного и запорного устройства, необходимо подобрать такой типоразмер вентиля ШТРЕМАКС 4017М, который бы в положении полного открытия имел сопротивление вентиля не менее 5кПа (при расчетном расходе 1032кг/ч). В табл.4.8, принятой из нормали данного вентиля, приведены значения пропускной способности вентиля в открытом состоянии k_{vs},м³/ч и пропускной способности измерительной диафрагмы k_v (Wert der Blend), м³/ч

Таблица 4.8

Основные характеристики вентилей ШТРЕМАКС 4017М

Artikel Nr.	DN	kvs	Kv- измерительной диафрагмы
1 **4017** 11	15 LF	0,51	0,52
1 **4017** 21	15 MF	0,95	1,07
1 **4017** 01	15	2,00	1,95
1 **4017** 02	20	3,60	3,95
1 **4017** 03	25	6,50	7.9
1 **4017** 04	32	13,30	15,75
1 **4017** 05	40	18,50	21,5
1 **4017** 06	50	33,00	46,7

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401703, d25:

$$\Delta P_{диафр.в.7} = 0,1 \cdot (1032/7,9)^2 = 1065 \text{ Па } (1,65 \text{ кПа}).$$

Значение 1,65<5,0кПа, поэтому данный типоразмер вентиля не удовлетворяет требованию качества измерения расхода.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401702, d20:

$$\Delta P_{диафр.в.7} = 0,1 \cdot (1032/3,95)^2 = 6826 \text{ Па } (6,8 \text{ кПа})$$

Принимаем к установке на участке №1а* вентиль ШТРЕМАКС 4017М арт.1401702, d20, так как сопротивление его измерительной диафрагмы при расчетном расходе 1032кг/ч составляет 6,8кПа, то есть выше значения 5,0кПа, необходимого для высокой точности измерения компьютера ГЕРЦ8900.

Определим расчетные потери давления принятого к установке вентиля ШТРЕМАКС 4017М арт.1401702, d20 в положении полного открытия:

$$\Delta P_{в.7} = 0,1 \times (1032/3,6)^2 = 8217 \text{ Па } (8,2 \text{ кПа}).$$

Участок №2* не имеет оборудования.

Участок №3* не имеет оборудования.

Участок №4* включает в себя два запорных фланцевых вентиля поз.3 (d50 арт.1421856, k_v=36,9 м³/ч), один фильтр-грязевик поз.5 (d50 арт.1411186, k_v=55 м³/ч) и один вентиль балансовый фланцевый ШТРЕМАКС-GMF с измерительными клапанами поз.4, (d50 арт.1421846). Определим расчетные потери давления.

$$2 \times \Delta P_{в.3} = 2 \times 0,1 \times (5676/36,9)^2 = 4732 \text{Па}.$$

$$\Delta P_{ф.5} = 0,1 \times (5676/55)^2 = 1065 \text{Па}.$$

Балансовый вентиль поз.4 используется в качестве запорного, балансового и измерительного устройства. При измерении расхода вентиль не должен быть полностью открытым. Зададим ограничение максимальной степени открытия вентиля с таким условием, чтобы сопротивление вентиля было бы не менее 5кПа (при расчетном расходе 5676кг/ч). Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF показано графически на рис.4.92.

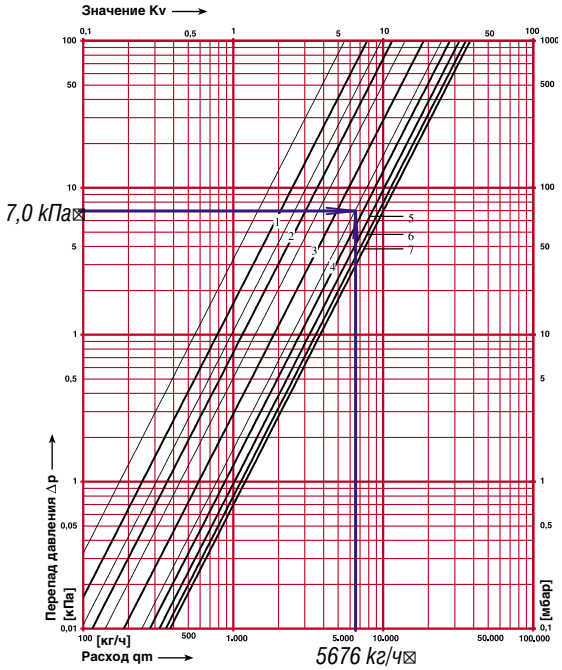


Рис. 4.92. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d50 с измерительными клапанами, арт.1421846 (поз.4 рис.4.91) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$=7,0кПа и $G_{в.4}$=5676кг/ч.

Следует установить значение гидрав-

лической преднастройки вентиля n=3,5 при заданном значении потерь давления $\Delta P_{в.4}$=7000Па (7,0кПа) и расчетном расходе $G_{в.4}$= 5676кг/ч.

Таким образом, расчетная потеря давления в системе магистральных теплопроводов будет равна (табл.4.7):

$$\sum \Delta P_{уч.м.т} = \sum \Delta P_{уч.4...2,\ 1а^*...4^*} =$$
$$= 51174 \text{ Па } (51{,}2 \text{ кПа}).$$

Гидравлическое сопротивление регулируемого участка определяется суммой потерь давления на участках, находящихся между точками «$А_1$» и «Б», а именно,

$$\Delta P_{РУ6} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.6^*},$$
$$\text{где } \Delta P_{потр.6^*} = \Delta P_{6} + \Sigma \Delta P_{уч.1,\ 1^*}$$

Потерями давления в шаровых кранах поз.6 можно пренебречь ввиду малости этих значений. Потери давления в трубопроводах участков №1, 1* $(\Sigma \Delta P_{уч.1,\ 1^*})$ рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 1032кг/ч;
- общая длина 13м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,47м/с (приложение «А»);
- удельная потеря давления 145Па/м (приложение «А»).

$$\Sigma \Delta P_{уч.1,\ 1^*} = 1{,}3 \times (145 \times 13) = 2450 \text{ Па}.$$
$$\Delta P_{потр.6^*} = 12000 + 2450 = 14450 \text{ Па}.$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке трехходовой термостатический клапан арт.17762 с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0{,}3$.. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр.6}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{14450}{\frac{1}{0{,}2} - 1} = 3612 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.12):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho \sqrt{0{,}1 (\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{1032}{972 \sqrt{0{,}1 \times 3612}} 10^2 = 5{,}6 м^3 / ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776262, d20, k_{vs}=5,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{1032}{5{,}0}\right)^2 = 4260 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ.6}$:

$$\Delta P_{РУ6} = 4260 + 14450 = 18710 \text{ Па}$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$
$$= \frac{4260}{4260 + 14450} = 0{,}23.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0{,}3$.

Гидравлическое сопротивление регулятора расхода поз.8 определяем в соответствии с рекомендациями раздела 2.2. Минимальные расчетные потери давления на регуляторе расхода принимаем равными $\Delta P_{РЕГ}$=20кПа. В соответствии с выражением (2.1) суммарные расчетные минимальные потери давления системы теплоснабжения аудитории №6 принимаем равными

$$\Delta P_{РАСП\ со№6} \geq 1{,}2 \times (\Delta P_{РУ6} + \Delta P_{РЕГ}) =$$
$$= 1{,}2 \times (18710 + 20000) = 46450 \text{ Па } (46{,}5 \text{ кПа}).$$

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001 (поз.8 рис.4.91), установленный на системе отопления аудитории №6, следует настроить с помощью задатчика на требуемый расход воды $G_{зад}$=1032кг/ч. На рис.4.93 показана последовательность выбора типоразмера регулятора расхода d32, арт.1400124 и определения его гидравлической настройки 42%.

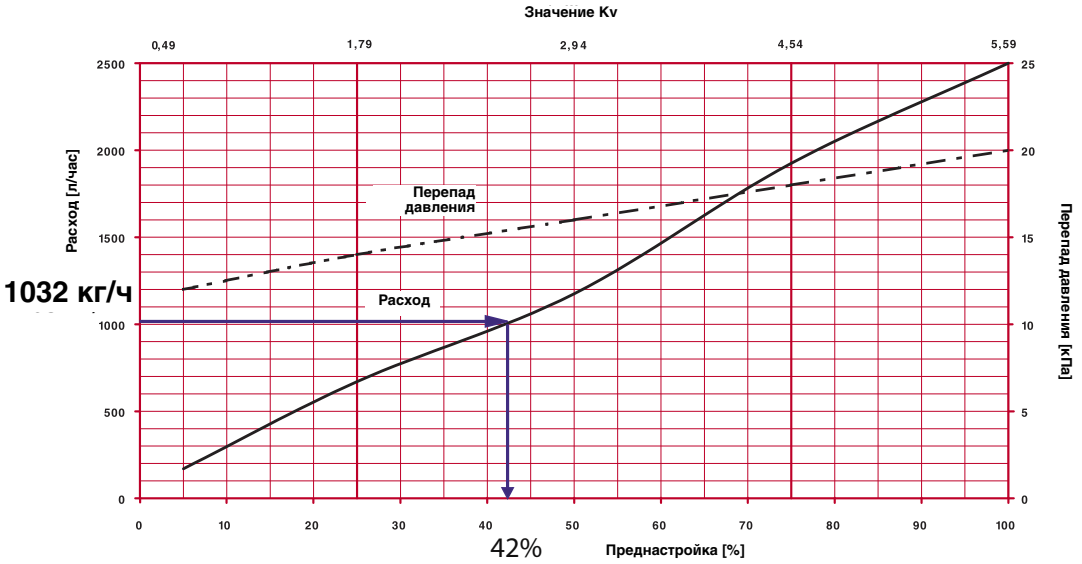


Рис. 4.93. Определение значения гидравлической настройки регулятора расхода ГЕРЦ 4001, d32, арт.1400124 (поз.8 рис.4.91 на системе отопления аудитории №6) при расчетном значении $G_{общ}$=1032кг/ч.

Расчетные потери давления системы отопления $\Delta P_{со}$, определяются суммой потерь давления участков магистральных теплопроводов $\Delta P_{уч.м.т.}$, потерь давления в пластинчатом теплообменнике $\Delta P_{ТО}$ и суммарными расчетными минимальными потерями давления $\Delta P_{РАСП\ со№6}$ системы теплоснабжения аудитории №6 :

$$\Delta P_{со} = 51{,}2 + 21 + 46{,}5 = 118{,}7 \text{ кПа}$$

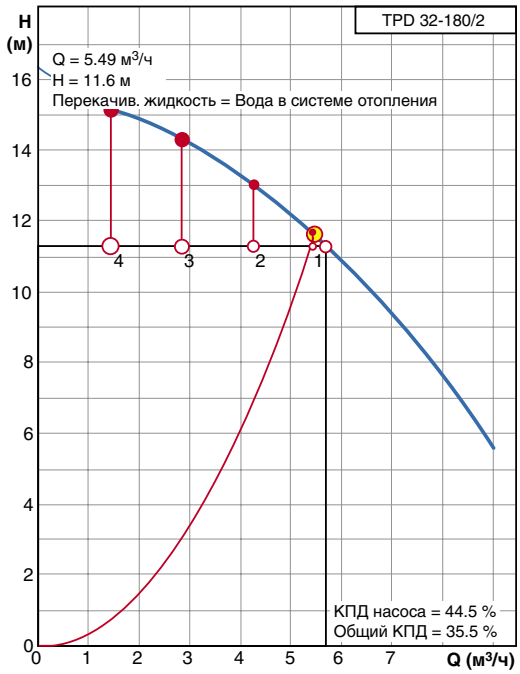


Рис. 4.94. Расчетная характеристика циркуляционного насоса Grundfos TPD 32-180/2 (поз.2 рис.4.91)

Циркуляционный насос (поз.2 рис.4.91) должен обеспечить циркуляционный напор

$$P_н = \Delta P_{со} = 118{,}7 \text{ кПа } (11{,}8 \text{ м.в.ст.})$$

Требуемая подача насоса $V_н = V_{со} = 5{,}7 м^3/ч$.

Подбор циркуляционного насоса показан на рис.4.94.

К установке принимаем насос Grundfos TPD 32-180/2 с рабочими характеристиками $V_н = 5{,}49 м^3/ч$, $P_н = 11{,}6$м.в.ст. Сдвоенный насос эксплуатируется в автоматическом режиме «основной-резервный».

2) Гидравлический расчет трехтрубной системы отопления поточных учебных аудиторий при полностью закрытых смесительных клапанах (по методике расчетной схемы рис.3.20в)

На схеме рис.4.91 мы не обозначили участки на теплопроводе Т2*, так как его параметры (нагрузки и диаметры труб) идентичны теплопроводу Т1 . Принимаем потери давления системы отопления при закрытых смесительных клапанах идентичными потерям давления при открытых смесительных клапанах, за исключением потерь давления теплообменника, через который теплоноситель не проходит. Поэтому, для обеспечивания гидравлического баланса расчетных схем рис.3.20б и рис.3.20в, задаемся требуемым сопротивлением балансового вентиля поз.4 на теплопроводе Т2* равным сопротивлению теплообменника:

$$(\Delta P_{в.4})_{треб} = \Delta P_{ТО} = 21000 \text{ Па } (21 \text{ кПа}).$$

Определим значение гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF для создания сопро-

тивления 21кПа при расходе $G_{в.4}$=5676кг/ч (рис.4.95).

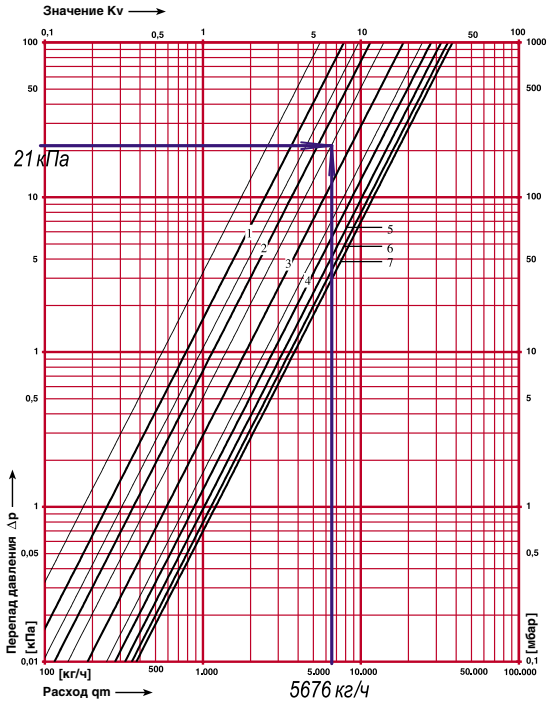


Рис.4.95. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового фланцевого ШТРЕМАКС-GMF, d50 с измерительными клапанами, арт.1421846 (поз.4 на теплопроводе Т2* рис.4.91) при расчетных значениях $\Delta P_{в.4}$=21,0кПа и $G_{в.4}$=5676кг/ч.

Следует установить значение гидравлической преднастройки вентиля n=2,5 при задаваемом значении потерь давления $\Delta P_{в.4}$=21кПа и расчетном расходе $G_{в.4}$=5676кг/ч.

На этом гидравлический расчет основного расчетного циркуляционного кольца через систему отопления аудитории №6 является законченным.

Гидравлический расчет всех остальных циркуляционных колец выполняем на основании предварительно вычисляемыых значений располагаемого циркуляционного давления.

Циркуляционное кольцо через систему отопления аудитории №5 рассчитываем только для последовательных участков: регулируемый участок $\Delta P_{РУ5}$ (между точками «$А_1$» и «Б», включая участки №5 и №5*), участок №5а* ($\Delta P_{уч.5а*}$) и потери в регуляторе расхода $\Delta P_{РЕГ}$. Располагаемое циркуляционное давление определяем равным потерям давления параллельно присоединенных участков

$$(\Delta P_{РУ5} + \Delta P_{уч.5а*} + \Delta P_{РЕГ})_{ТРЕБ.5} =$$
$$= \Delta P_{РАСП\ со№6} + \Delta P_{уч.1*} =$$
$$= 46450 + 10102 = 56552\ Па (56{,}55\ кПа).$$

Гидравлическое сопротивление регулируемого участка определяется суммой потерь давления на участках, находящихся между точками «$А_1$» и «Б», а именно,

$$\Delta P_{РУ5} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.5*},$$
где $\Delta P_{потр.5*} = \Delta P_5 + \Sigma\Delta P_{уч.5,\ 5*}$.

Потерями давления в шаровых кранах поз.6 можно пренебречь ввиду малости этих значений. Потери давления в трубопроводах участков №5, 5* ($\Sigma\Delta P_{уч.5,\ 5*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 860кг/ч;
- общая длина 7м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,38м/с (приложение «А»);
- удельная потеря давления 100Па/м (приложение «А»).

$$\Sigma\Delta P_{уч.5,\ 5*} = 1{,}3 \times (100 \times 7) = 910\ Па.$$
$$\Delta P_{потр.5*} = 11000 + 910 = 11910\ Па.$$

В качестве регулирующего органа принимаем к установке трехходовой термостатический клапан арт.17762 с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1 < a_v < 0{,}3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр.5}}{\frac{1}{a_{VТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{11910}{\frac{1}{0{,}2} - 1} = 2978\ Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.12):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0{,}1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 =$$

$$= \frac{860}{972\sqrt{0{,}1 \times 2978}}10^2 = 5{,}13 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776262, d20, k_{vs}=5,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.} = 0{,}1 \times \left(\frac{860}{5{,}0}\right)^2 = 2958 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ6}$:

$$\Delta P_{РУ6} = 2958 + 11910 = 14868 \text{ Па}(14{,}9 \text{ кПа})$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$

$$= \frac{2958}{2958 + 11910} = 0{,}20.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0{,}3$.

Участок №5а* включает в себя один вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017 поз.7. В данном случае вентиль поз.7 используется в качестве запорного и измерительного устройства. Функции обеспечения баланса расходов в данном случае выполняет регулятор расхода ГЕРЦ 4001. Пропускную способность измерительной диафрагмы k_v и пропускную способность вентиля принимаем по табл.4.8. Принимаем к установке вентиль арт.1401702, d20.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401702, d20:

$$\Delta P_{диафр.в.7} = 0{,}1 \cdot (860/3{,}95)^2 = 4740 \text{ Па } (4{,}8 \text{ кПа})$$

Полученное значение является достаточным для измерения с использованием компьютера ГЕРЦ8900.

Определим расчетные потери давления принятого к установке вентиля ШТРЕМАКС 4017М арт.1401702, d20 в положении полного открытия:

$$\Delta P_{в.7} = 0{,}1 \times (860/3{,}6)^2 = 5707 \text{ Па } (5{,}7 \text{ кПа}).$$

Потери давления в трубопроводах участка №5а* ($\Delta p_{уч.5а*}$) рассчитываем при следующих исходных данных:

- расчетный расход 860кг/ч;
- общая длина 3м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,38м/с (приложение «А»);
- удельная потеря давления 100Па/м (приложение «А»).

$$\Delta p_{уч.5а*.} = 1{,}3 \times (100 \times 3) = 390 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{уч.5а*} = 5707 + 390 = 6097 \text{ Па } (6{,}1 \text{ кПа}).$$

Регулятор расхода ГЕРЦ 4001 (поз.8 рис.4.91 на системе отопления аудитории №5) следует настроить с помощью задатчика на требуемый расход воды $G_{зад}$=860кг/ч. На рис.4.96 показана последовательность выбора типоразмера регулятора расхода d25, арт.1400123 и определения его гидравлической настройки 35%.

Минимально допустимые потери давления на регуляторе, при которых обеспечивается его работоспособность, согласно разделу 2.2, должны составлять

$$\Delta P_{РЕГ} = 20 \text{ кПа.}$$

Потеря давления, которую должен создать регулятор расхода (поз.8 рис.4.91 на системе отопления аудитории №5) в процессе автоматического поддержания задаваемого расхода воды определяется следующим образом:

$$\Delta P_{РЕГ} = (\Delta P_{РУ5} + \Delta P_{уч.5а*} + \Delta P_{РЕГ})_{ТРЕБ.5} -$$

$$- \Delta P_{РУ5} - \Delta P_{уч.5а} = 56{,}55 - 14{,}9 - 6{,}1 = 35{,}55 \text{ кПа,}$$

что выше минимально допустимой потери давления 20кПа.

Выполненный расчет системы отопления аудитории №5 демонстрирует достоинства в работе системы теплоснабжения при использовании регуляторов расхода.

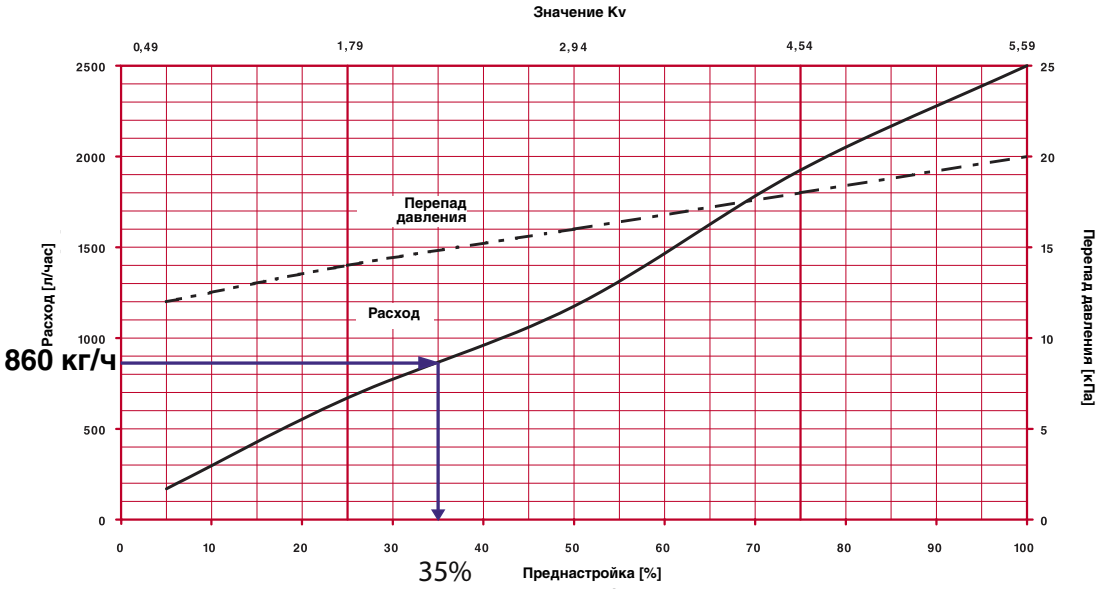


Рис.4.96. Определение значения гидравлической настройки регулятора расхода ГЕРЦ 4001, D32, арт.1400123 (поз.8 рис.4.91 на системе отопления аудитории №5) при расчетном значении $G_{общ}$=860кг/ч.

Система отопления аудитории № 4 рассчитывается в той же последовательности, как и системы отопления аудитории №5.

Системы отопления аудиторий № 3,2,1 стояка № 1 также рассчитываются на основании предварительно вычисленных значений располагаемого циркуляционного давления.

Например, в системе отопления аудитории № 3 для последовательности участков: участки № 9,8,7, «регулируемый участок № 3», регулятор расхода, участки № 7а*,8*,9* требуемое циркуляционное давление будет равно сумме потерь давления на участках: № 3,2,1, «регулируемый участок № 6», регулятор расхода, № 1а*,2*,3*.

Поэтому, с целью сокращения излагаемого материала, мы не приводим расчет трубопроводов и подбор оборудования для систем отопления стояка № 1 трехтрубной системы отопления поточных учебных аудиторий.

4.6.2. Пример подбора регулирующих клапанов для трехтрубной системы теплоснабжения индивидуального жилого дома

На рис.4.97 показан вариант расчетной схемы трехтрубной системы теплоснабжения одноэтажного 4-х комнатного дачного домика. Расчетные суммарные теплопотери дома составляют 5300Вт. Расчетная мощность бойлера горячего водоснабжения составляет 3000Вт. Суммарная требуемая мощность равна 8300Вт. Источником теплоты является водогрейный котел ГЕРЦ pelletstar 10 BioControl, работающий на пеллетах, с диапазоном мощности 2,9-12,1кВт.

Для такого котла требуется иметь устойчивую и постоянную циркуляцию теплоносителя, а также температуру теплоносителя на входе не менее 60^{0}С. Поэтому в данном примере предусматривается гидравлический разделитель по типу рис.4.43.б, когда расход теплоносителя в циркуляционном контуре котла превышает расход теплоносителя в циркуляционном контуре системы теплопотребления $G_{котла}>G_1$. По тем же соображениям задаем постоянные параметры теплоносителя в циркуляционном контуре котла 80^0, 65^{0}С.

Схемой предусматривается конвективное отопление радиаторами №1…5 общей мощностью Q_2=4400Вт и напольное отопление в виде одного контура напольного отопления площадью 14м^2 мощностью Q_3=900Вт и гидравлическим сопротивлением совместно с подводящими теплопроводами $\Delta P_{потр3}$=6000Па.

Для упрощения графического изображения расчетной схемы на рис.4.97 не показаны контрольно-измерительные приборы, предохранительные устройства, устройства для удаления воздуха из системы, мембранный расширительный бак, системы подпитки и дренажа и другое оборудование.

Схема условно разделена на четыре узла: узел обвязки котла; узел конвективного отопления; узел напольного отопления; узел бойлера горячего водоснабжения.

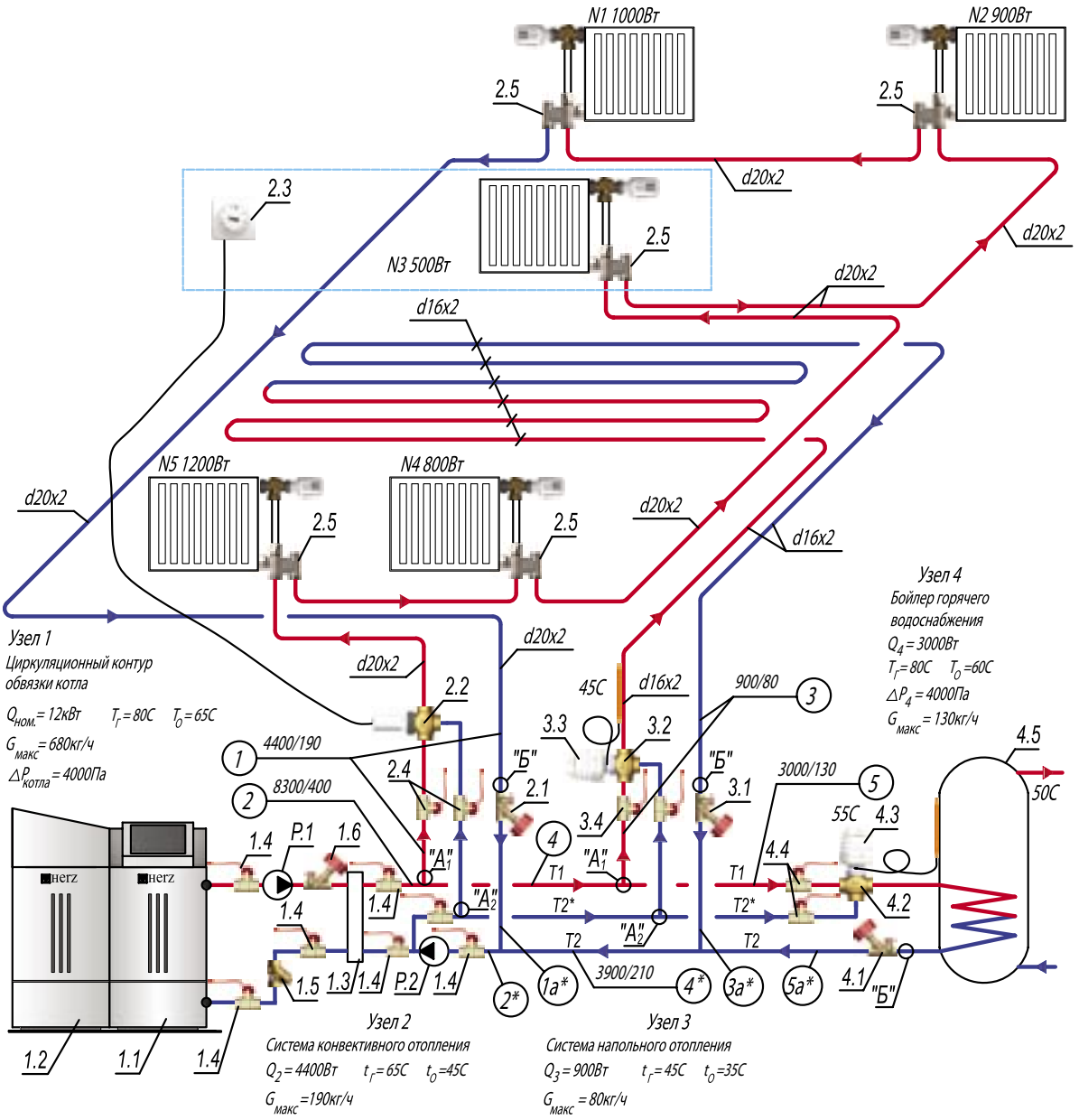


Рис. 4.97. Схема трехтрубной системы теплоснабжения индивидуального жилого дома

Узел 1: Р1 – насос циркуляционный контура котла; Р2 – насос циркуляционный трехтрубной системы теплоснабжения; 1.1 – котел пеллетный ГЕРЦ pelletstar 10 BioControl 2,9-12,1кВт; 1.2 – приставной бункер ГЕРЦ для пеллет; 1.3 – гидравлический разделитель; 1.4 – кран шаровой арт.12100; 1.5 – фильтр-грязевик ГЕРЦ арт.14111; 1.6 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017;

Узел 2: 2.1 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017; 2.2 – трехходовой термостатический клапан арт.17762; 2.3 – термостат ГЕРЦ с дистанционной регулировкой для открытого монтажа 6…28°С с капиллярной трубкой 10м арт.1934000 (кольцо-адаптер «Н» арт.1635711); 2.4 – кран шаровой арт.12100; 2.5 – гарнитур ГЕРЦ-2000 для однотрубных систем, узел подключения ГЕРЦ-2000 арт.1717301, клапан ГЕРЦ TS-90 арт.1772719;

Узел 3: 3.1 -вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017; 3.2 – трехходовой термостатический клапан арт.17762; 3.3 – термостатическая головка ГЕРЦ с накладным датчиком с присоединительной резьбой М30х1,5, диапазон температур 40…70°С арт.1942198; 3.4 –кран шаровой арт.12100;

Узел 4: 4.1 – вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017; 4.2 – трехходовой термостатический клапан арт.17762; 4.3 – термостатическая головка ГЕРЦ с накладным датчиком, диапазон температур 40…70°С арт.1942198; 4.4 – кран шаровой арт.12100.

Схема рис.4.97 составлена на основании методических рекомендаций главы 3.5.3 к рис.3.21. Например, на подмешивающем трубопроводе каждого узла не установлены балансовые вентили (по типу поз.2 рис.3.21) в связи с применением гидравлического разделителя.

Основные исходные данные, необходимые для подбора арматуры и регулирующих клапанов, представлены непосредственно на расчетной схеме рис.4.97.

Узел 1.

Представляет собой циркуляционный контур водогрейного котла поз.1.1, замкнутый через гидравлический разделитель поз.1.2. Циркуляция теплоносителя осуществляется циркуляционным насосом поз.Р1. Режимом работы насоса поз.Р1 управляет контроллер котла поз.1.1. Режим работы насоса поз.Р2 может приниматься непрерывный с постоянной скоростью ротора, или управляемый с автоматическим управлением по времени суток и с переключением скорости вращения. Управление режимом работы насоса поз.Р2 может осуществляться также через контроллер котла поз.1.1.

Приставной бункер ГЕРЦ для пеллет поз.1.2 должен периодически заполняться. Величина периода зависит от наружной температуры. Например, при температуре наружного воздуха -10^{0}С, для данного жилого дома период опорожнения бункера составит 12 дней, а при температуре ±0^{0}С – 15 дней. Для обеспечения более длительного периода работы котла, например 2…3 месяца, необходимо вместо приставного бункера использовать специальный бункер большой емкости, устанавливаемый за пределами объема котельной.

Конструкцию гидравлического разделителя поз.1.3 определяем, исходя из максимально допустимой скорости течения теплоносителя через него v=0,15м/с. Тогда, на основании расчетного расхода $G_{котла}$=680 кг/ч, минимально необходимое поперечное сечение $f_{ГР}$, м^2, гидравлического разделителя определяется следующим образом:

$$f_{ГР} = \frac{G_{макс}}{3600 \times \rho \times v} =$$

$$= \frac{680}{3600 \times 972 \times 0.15} = 0.0013 м^2$$

Данному минимальному поперечному сечению соответствует минимальный диаметр 40мм. Принимаем для изготовления гидравлического разделителя стальную трубу диаметром 50 мм.

В дальнейших расчетах гидравлическим сопротивлением разделителя пренебрегаем в силу незначительности его величины.

Принимаем для котельной стальные водогазопроводные трубы, гидравлические характеристики которых показаны в приложении «А». Можно принять к монтажу медные трубы, ориентируясь при расчете на соответствующие им гидравлические характеристики.

Диаметры всех участков магистральных теплопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м. Потери давления определяем по удельным потерям давления, а местные сопротивления (отводы и изменение диаметра) упрощенно учитываем в виде дополнительных 30% к потерям давления по длине.

Исходные данные для гидравлического расчета следующие:

- расчетный расход 680кг/ч;
- общая длина 5м;
- диаметр – d25мм;
- скорость теплоносителя 0,31м/с;
- удельная потеря давления 65Па/м.

Сопротивлением гидравлического разделителя поз.1.3. и шаровых кранов пренебрегаем в силу его незначительности относительно сопротивления всего контура.

Потеря давления в трубопроводах обвязки котла:

$$\Delta P_{уч.к.} = 1,3 \times (65 \times 5) = 423 \text{ Па}.$$

Для определения потери давления ΔP, Па, арматуры, гидравлические параметры которой заданы в виде пропускной способности, используем расчетную формулу (4.9)[12]:

$$\Delta P = 0,1 (G/ k_v)^2,$$

где:

G - расчетный расход теплоносителя на участке, кг/ч;

k_v - пропускная способность, м^3/ч.

Определим расчетные потери давления фильтра поз.1.5 (d25, арт.1411113, k_v=13,8м^3/ч):

$$\Delta P_{ф.1.5} = 0,1 \cdot (680/13,8)^2 = 243 \text{ Па}.$$

Вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М

арт.14017 поз.1.6 используется в качестве запорного и измерительного устройства. Пропускную способность измерительной диафрагмы k_v и пропускную способность вентиля в положении полного открытия принимаем по табл.4.8. Принимаем к установке вентиль арт.1401702, d20.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401702, d20:

$$\Delta P_{диафр.в.1.6} = 0{,}1 \cdot (680/3{,}95)^2 = 2960 \text{ Па } (3{,}0 \text{ кПа})$$

Полученное значение меньше 5кПа, что является недостаточным для измерения с использованием компьютера ГЕРЦ8900. Поэтому принимаем к установке вентиль арт.1401701, d15 (табл.4.8), сопротивление диафрагмы которого равно:

$$\Delta P_{диафр.в.1.6} = 0{,}1 \cdot (680/1{,}95)^2 =$$
$$= 12160 \text{ Па } (12{,}6 \text{ кПа}) > 5 \text{ кПа}.$$

Расчетные потери давления вентиля поз.1.6 в положении полного открытия равны:

$$\Delta P_{в.1.6} = 0{,}1 \times (680/2{,}0)^2 =$$
$$= 11560 \text{ Па } (11{,}6 \text{ кПа}).$$

Суммарные расчетные потери давления узла 1 составят:

$$\Sigma \Delta P_{уч.уз.1.} = \Delta P_{уч.к.} + \Delta P_{ф.1.5} + \Delta P_{в.1.6} =$$
$$= 423 + 243 + 11560 = 12226 \text{ Па } (12.3 \text{ кПа}).$$

Насос поз.Р.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = 680 \text{ кг/ч } (0{,}7 \text{ м}^3/\text{ч});$$
$$P_н = 12{,}3 \text{ кПа } (1{,}3 \text{ м в.ст.}).$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки 25-40 A 180 (рис.4.98).

Рабочая точка насоса:

$$G_н = 0{,}74 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$P_н = 1.6 \text{ м в.ст.}$$

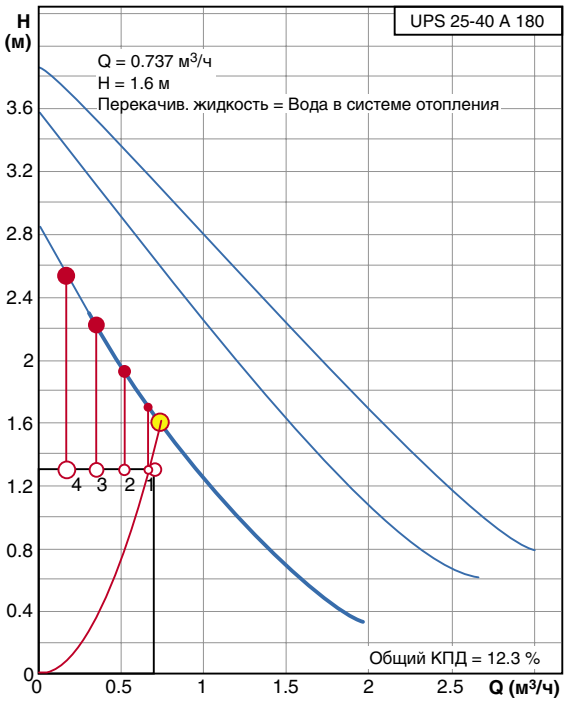


Рис. 4.98. Расчетная характеристика циркуляционного насоса UPS 25-40 A 180 (поз.Р.1 рис.4.97)

Расчет трехтрубной системы теплоснабжения производим по методике, изложенной в разделе 3.5.3 по схеме рис.3.21.

За основное расчетное циркуляционное кольцо принимаем кольцо через потребитель теплоты с наиболее высоким значением гидравлического сопротивления.

Имеем три потребителя теплоты, из которых известным является гидравлическое сопротивление бойлера $\Delta P_4 = 4000$Па. Необходимо определить гидравлическое сопротивление для системы конвективного отопления и для системы напольного отопления.

Система конвективного отопления показана на рис.4.97 в виде узла 2. Система состоит из смесительного клапана поз.2.2 и однотрубной системы отопления, состоящей из пяти панельных радиаторов, соединенных между собой с использованием узлов подключения ГЕРЦ-2000 для однотрубных систем отопления поз.2.5 рис.4.97.

Регулируемый участок узла 2 находится между точками «$А_1$» и «Б» и включает в себя сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$, состоящее из сопротивления трубопроводов $\Delta p_{уч}$ и сопротивление пяти последовательных узлов подключения ГЕРЦ-2000 к радиаторам однотрубной системы отопления $5 \times \Delta P_{кл1}$. В качестве теплопроводов принимаем металлополимерный трубопровод d20x2. Общая длина трубопровода составляет 46м. По приложению «Б» определяем удельную

потерю давления на трение R=75Па/м при расходе теплоносителя 190кг/ч. Тогда потеря давления трубопровода составит:

$$\Delta p_{уч} = 1{,}3 \times 75 \times 46 = 4490 \text{ Па}.$$

Сопротивление $\Delta P_{кл1}$ узла подключения определяется по его номограмме на рис.4.99.

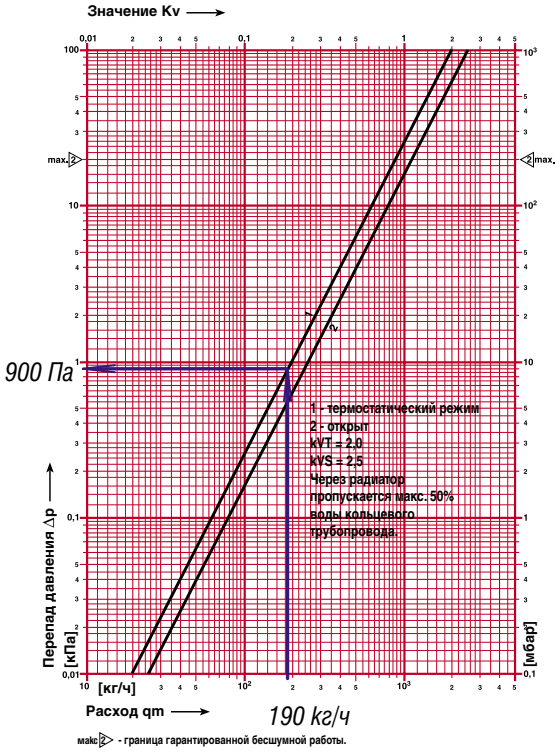


Рис. 4.99. Определение $\Delta P_{кл1}$ узла подключения ГЕРЦ-2000 (поз.2.5 рис.4.97)

Сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$ (однотрубной системы отопления) равно:

$$\Delta P_{потр.} = p_{уч} + 5x\Delta P_{кл1} =$$

$$= 4490 + (5 \times 900) = 8990 \text{ Па } (9{,}0 \text{ кПа}).$$

В системе конвективного отопления роль «следящего» регулятора температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления, выполняет термостат ГЕРЦ (поз. 2.3 рис. 4.97) с дистанционной регулировкой с капиллярной трубкой 10м. Для небольшого индивидуального дома такое упрощенное решение вполне допустимо, так как все помещения дома объединены единым воздушным объемом, температура которого реагирует на изменение внешних возмущений. Помещение, в котором размещается регулятор, не должно иметь изменяемых внутренних возмущений и не должно подвергаться прямому солнечному нагреванию. Термостат отопительного прибора в данном помещении не устанавливается. В данном примере регулятор поз.2.3 установлен в угловой части прихожей с отопительным прибором №3. Задаваемое на данном регуляторе значение температуры должно быть выше, чем любое из задаваемых температур на термостатах радиаторов №1, №2, №4 и №5.

Система напольного отопления показана на рис.4.97 в виде узла 3. Система состоит из смесительного клапана поз.3.2 и трубопроводов d16x2 общей длиной 76м контура напольного отопления тепловой мощностью 900Вт.

Регулируемый участок узла 3 находится между точками «$А_1$» и «Б» и включает в себя сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$, состоящее из сопротивления трубопроводов $\Delta p_{уч}$ контура напольного отопления с подводящими трубопроводами. По приложению «Б» определяем удельную потерю давления на трение R=60Па/м при расходе 80кг/ч. Тогда сопротивление потребителя $\Delta P_{потр.}$ будет равно:

$$\Delta P_{потр.} = \Delta p_{уч} = 1{,}3 \times 60 \times 76 = 5930 \text{ Па } (6{,}0 \text{ кПа}).$$

Выбираем в качестве основного расчетного кольца циркуляционное кольцо системы конвективного отопления, которое является наиболее нагруженным и имеет наибольшее значение гидравлического сопротивления по сравнению с циркуляционными кольцами напольного отопления и бойлера горячего водоснабжения.

Основное расчетное циркуляционное кольцо (через узел 2).

На схеме рис. 4.97 основное циркуляционное кольцо обозначается через узел 2 последовательностью расчетных участков №2, 1, балансовый вентиль поз. 2.1, 1а*, 2*.

Для определения расчетных потерь основного циркуляционного кольца используем выражение (3.62):

$$\Delta P_{с.о.} = \sum \Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{б.в.2.1} + \Delta P_{РУ}.$$

Суммарные потери давления участков магистральных теплопроводов

$$\sum \Delta P_{уч.м.т.} = \Delta P_{уч.2} + \Delta P_{уч.1а*} + \Delta P_{уч.2**}$$

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Расчет системы магистральных теплопроводов

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d_y, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	400	0,5	20	0,31	100	65	-	65	
1а*	190	0,5	15	0,25	95	62	-	62	
2*	400	0,8	20	0,31	100	104	-	104	
							$\sum\Delta P_{уч.м.т.}$=	231Па	

Диаметры всех участков магистральных теплопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

Вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017 поз.2.1 используется в качестве запорного и измерительного устройства. Пропускную способность измерительной диафрагмы k_v и пропускную способность вентиля в положении полного открытия принимаем по табл.4.8. Принимаем к установке вентиль арт.1401721, d15.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401721, d15:

$$\Delta P_{диафр.в.2.1} = 0,1\cdot(190/1,07)^2 = 3153 \text{ Па (3,2 кПа)}$$

Полученное значение меньше 5кПа, что является недостаточным для измерения с использованием компьютера ГЕРЦ8900. Поэтому принимаем к установке вентиль арт.1401711, d15 (табл.4.8), сопротивление диафрагмы которого равно:

$$\Delta P_{диафр.в.2.1} = 0,1\cdot(190/0,52)^2 =$$
$$= 13350 \text{ Па(13,35 кПа)} > 5 \text{ кПа.}$$

Расчетные потери давления вентиля поз.2.1 в положении полного открытия равны:

$$\Delta P_{б.в.2.1}=0,1\times(190/0,51)^2 =$$
$$=13880\text{Па (13,8кПа).}$$

Регулируемый участок узла 2 находится между точками «$А_1$» и «Б». Сопротивление регулируемого участка $\Delta P_{РУ}$ равно:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.1} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.}$$

Величину сопротивления потребителя (однотрубной системы отопления) мы вычислили ранее $\Delta P_{потр.}$=8990Па (9,0кПа).

Подбор регулирующего органа выполняем по методике раздела 3.3.1.

В качестве регулирующего органа принимаем к установке трехходовой термостатический клапан арт.17762 с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр.}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$

$$= \frac{8990}{\frac{1}{0,2} - 1} = 2248 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.12):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}}10^2 =$$

$$= \frac{190}{980\sqrt{0,1 \times 2248}}10^2 = 1,29 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776270, d10, k_{vs}=1,0м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{190}{1,0}\right)^2 = 3610 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.1} = 3610 + 8990 = 12600 \text{ Па (12,6 кПа)}$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$

$$= \frac{3610}{3610 + 8990} = 0{,}29.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0{,}3$.

Определяем расчетные потери основного циркуляционного кольца:

$$\Delta P_{с.о.} = \sum \Delta P_{уч.м.т.} + \Delta P_{б.в.2.1} + \Delta P_{РУ} =$$

$$= 231 + 13880 + 12600 = 26711 \text{ Па (26,71 кПа).}$$

На схеме рис.4.97 мы не обозначили участки на теплопроводе Т2*, так как его параметры (нагрузки и диаметры труб) идентичны теплопроводу Т1 . Принимаем потери системы отопления при закрытом смесительном клапане поз.2.2 между точками «$А_2$» и «Б» идентичными потерям давления при открытых смесительных клапанах между точками «$А_1$» и «Б».

Насос поз.Р.1 подбираем на следующие расчетные параметры:

$$G_н = 400 \text{ кг/ч (0,4 м}^3\text{/ч);}$$
$$P_н = \Delta P_{с.о.} = 26{,}71 \text{ кПа (2,7 м в.ст.).}$$

К установке принимаем насос фирмы GRUNDFOS марки 25-40 А 180 (рис.4.98).

Рабочая точка насоса:

$$V_н = 0{,}404 \text{ м}^3\text{/ч,}$$
$$P_н = 3.06 \text{ м в.ст.}$$

На этом гидравлический расчет основного расчетного циркуляционного кольца через узел 2 является законченным.

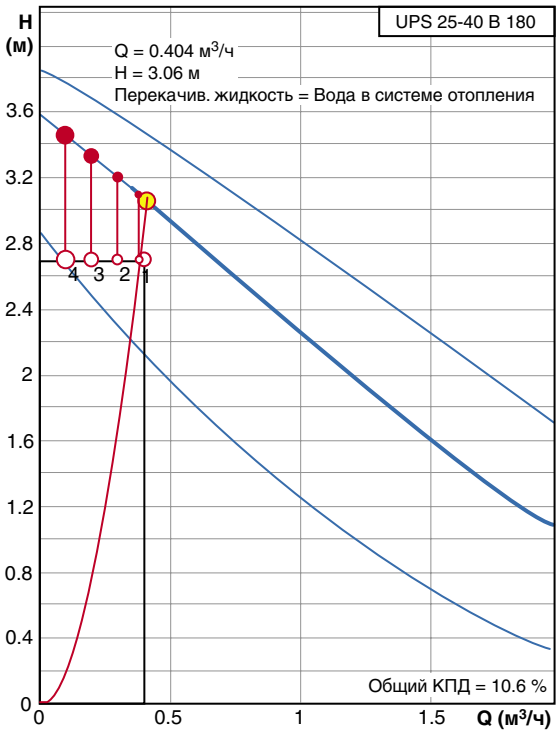


Рис.4.100. Расчетная характеристика циркуляционного насоса UPS 25-40 B 180 (поз.Р2 рис.4.97)

Гидравлический расчет всех остальных циркуляционных колец выполняем на основании предварительно вычисляемых значений располагаемого циркуляционного давления.

Предварительно определим потери давления на участках №3а*, 4, 4*, 5а*. Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл.4.10.

Диаметры всех участков теплопроводов d_y, мм подбираем с помощью номограммы Приложения «А», ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100…200Па/м.

Таблица 4.10

Расчет участков теплопроводов

№ уч.	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	d_y, мм	v, м/с	R, Па/м	1,3×R $l_{уч}$ Па	$\Sigma\Delta P_{оборуд.}$, Па	$\Delta P_{уч.}$, Па	Примеч.
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3а*	80	0,5	15	0,12	20	13	-	13	
4	210	0,5	15	0,28	120	78	-	78	
4*	210	0,5	15	0,28	120	78	-	78	
5а*	130	2,0	15	0,17	45	117		117	

Циркуляционное кольцо через систему напольного отопления рассчитываем только для последовательных участков: №4, №3, балансовый вентиль поз.3.1, №3а*, №4*.

Располагаемое циркуляционное давление определяем равным потерям давления параллельно присоединенных участков:

$$(\sum\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ.} =$$
$$= (\Delta P_{уч.4} + \Delta P_{уч.3} + \Delta P_{б.в.3.1} + \Delta P_{уч.3а*} + \Delta P_{уч.4*})_{ТРЕБ.} =$$
$$= (\Delta P_{уч.1} + \Delta P_{б.в.2.1} + \Delta P_{уч.1а*}) =$$
$$= 12600 + 13880 + 62 = 26542 \text{ Па}.$$

Участок №3 является регулируемым участком, сопротивление которого равно:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.3} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр}.$$

Величину сопротивления потребителя (напольного отопления с подводящими теплопроводами) мы вычислили ранее $\Delta P_{потр}$=5930Па (6,0кПа).

Подбор регулирующего органа выполняем по методике раздела 3.3.1.

В качестве регулирующего органа принимаем к установке трехходовой термостатический клапан арт.17762 с равнопроцентной пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}$=0,2. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр.}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} =$$
$$= \frac{5930}{\frac{1}{0,2} - 1} = 1482 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.12):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 =$$
$$= \frac{80}{980\sqrt{0,1 \times 1482}} 10^2 = 0,67 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776260, d10, k_{vs}=0,63м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times (\frac{80}{0,63})^2 = 1612 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.3} = 1612 + 5930 = 7542 \text{ Па (7,6 кПа)}$$

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} =$$
$$= \frac{1612}{1612 + 5930} = 0,22.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Определим требуемые потери давления балансового вентиля поз.3.1:

$$(\Delta P_{б.в.3.1})_{ТРЕБ.} = (\sum\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ.} -$$
$$- (\Delta P_{уч.3} + \Delta P_{уч.4} + \Delta P_{уч.3а*} + \Delta P_{уч.4*}) =$$
$$= 26542 - (7542 + 78 + 13 + 78) =$$
$$= 18831 \text{ Па (18,9 кПа)}.$$

Вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017 поз.3.1 используется в качестве запорного, измерительного и балансового устройства. Пропускную способность измерительной диафрагмы k_v и пропускную способность вентиля в положении полного открытия принимаем по табл.4.8. Принимаем к установке вентиль арт.1401711, d15.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401711, d15:

$$\Delta P_{диафр.б.3.1} = 0,1 \cdot (80/0,52)^2 = 2367 \text{ Па (2,4 кПа)}$$

Полученное значение меньше 5кПа, поэтому не будет высокой точности измерения с использованием компьютера ГЕРЦ8900. Однако этот типоразмер балансового вентиля является минимальным. Определим для него значение гидравлической преднастройки для создания сопротивления $\Delta P_{б.в.3.1}$=18,9кПа при расходе $G_{б.в.3.1}$=80кг/ч. Графические построения показаны на рис.4.101.

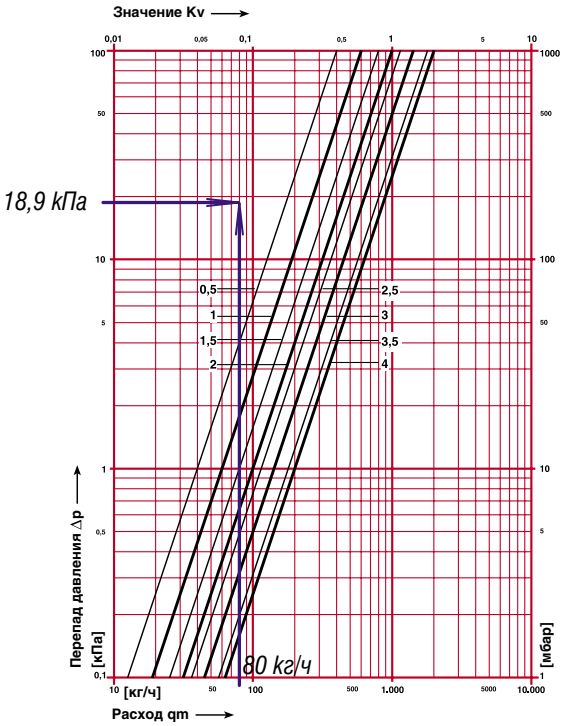


Рис.4.101. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС 4017М арт.1401711, d15 с измерительными клапанами, (поз.3.1 рис.4.97) при значениях $\Delta P_{б.в.3.1}$=18,9кПа и $G_{б.в.3.1}$=80кг/ч.

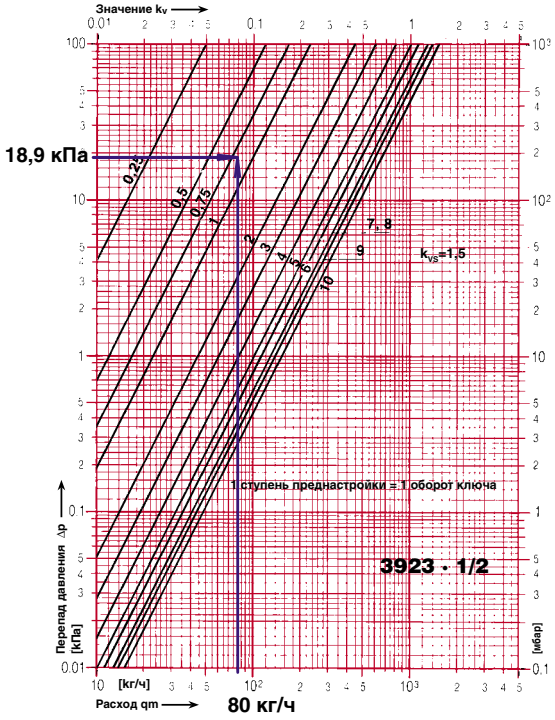


Рис.4.102. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ГЕРЦ RL-5, арт.1392301, d15 (поз.3.1 рис.4.97) при значениях $P_{б.в.3.1}$=18,9кПа и $G_{б.в.3.1}$=80кг/ч.

Из рис.4.101 видно, что балансовый вентиль не может обеспечить требуемой гидравлической характеристики.

Поэтому вместо вентиля балансового ШТРЕМАКС 4017М (поз.3.1 рис.4.97) принимаем к установке радиаторный балансовый вентиль ГЕРЦ RL-5, арт.1392301. Определим для него значение гидравлической преднастройки с целью создания расчетного сопротивления $\Delta P_{б.в.3.1}$=18,9кПа при расходе $G_{б.в.3.1}$=80кг/ч. Графические построения показаны на рис.4.102.

Радиаторный балансовый вентиль ГЕРЦ RL-5, арт.1392301 позволяет создать требуемое расчетное сопротивление $\Delta P_{б.в.3.1}$=18,9кПа при расходе $G_{б.в.3.1}$=80кг/ч. Значение гидравлической преднастройки вентиля ГЕРЦ RL-5 необходимо установить равным 0,8 (рис.4.102).

Циркуляционное кольцо через бойлер горячего водоснабжения рассчитываем только для последовательных участков: №5, №3, балансовый вентиль поз.3.1, №3а*, №4*.

Располагаемое циркуляционное давление определяем равным потерям давления параллельно присоединенных участков:

$$(\Sigma\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ.} = (\Delta P_{уч.5} + \Delta P_{б.в.4.1} + \Delta P_{уч.5а*})_{ТРЕБ.} =$$

$$= (\Delta P_{уч.3} + \Delta P_{б.в.3.1} + \Delta P_{уч.3а*}) =$$

$$= 7542 + 18831 + 13 = 26386 \text{ Па}.$$

Участок №5 является регулируемым участком, сопротивление которого равно:

$$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.5} = \Delta P_{ро.} + \Delta P_{потр.}$$

Величину сопротивления потребителя (теплообменника бойлера с подводящими теплопроводами) можно принять равной $\Delta P_{потр.}$=ΔP_4 =4000Па (4,0кПа).

Подбор регулирующего органа выполняем по методике раздела 3.3.1.

В качестве регулирующего органа принимаем к установке трехходовой термостатический клапан арт.17762 с равнопроцентной

пропускной характеристикой.

В соответствии с рекомендациями раздела 3.1, следует задаться авторитетом клапана $0.1<a_v<0,3$. Зададимся авторитетом $a_{vТРЕБ}=0,2$. Тогда требуемое минимальное расчетное значение перепада давления на РО $(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}$, Па вычисляется по выражению (3.11):

$$(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min} = \frac{\Delta P_{потр.}}{\frac{1}{a_{V\,ТРЕБ}} - 1} = \frac{4000}{\frac{1}{0,2} - 1} = 1000 Па$$

Требуемая условная пропускная способность РО $k_{vsТРЕБ}$, м³/ч определяется по выражению (3.12):

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G_{max}}{\rho\sqrt{0,1(\Delta P_{р.о.ТРЕБ})_{min}}} 10^2 = \frac{130}{980\sqrt{0,1 \times 1000}} 10^2 = 1,33 м^3/ч$$

Принимаем к установке двухходовой клапан арт.1776280, d10, k_{vs}=1,60м³/ч. Расчетный перепад давления на РО $\Delta P_{р.о.}$, Па вычисляется по выражению (3.13):

$$\Delta P_{р.о.} = 0,1 \times \left(\frac{130}{1,33}\right)^2 = 955 Па.$$

Расчетный перепад давления на регулируемом участке $\Delta P_{РУ}$:

$\Delta P_{РУ} = \Delta P_{уч.5} = 955 + 4000 = 4955$ Па (5,0 кПа)

Проверим действительное значение авторитета клапана по выражению:

$$a_V = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{потр}} = \frac{955}{955 + 4000} = 0,20.$$

Таким образом, выбранный типоразмер клапана соответствует диапазону клапанов с равнопроцентной пропускной характеристикой $0.1<a_v<0,3$.

Определим требуемые потери давления балансового вентиля поз.4.1:

$$(\Delta P_{б.в.4.1})_{ТРЕБ.} = (\sum\Delta P_{уч.})_{ТРЕБ.} - (\Delta P_{уч.5} + \Delta P_{уч.5а}) =$$

$$= 26386 - (4955 + 117) = 21314 Па(21,4 кПа).$$

Вентиль балансовый ШТРЕМАКС 4017М арт.14017 поз.4.1 используется в качестве запорного, измерительного и балансового устройства. Пропускную способность измерительной диафрагмы k_v и пропускную способность вентиля в положении полного открытия принимаем по табл.4.8. Принимаем к установке вентиль арт.1401711, d15.

Определим сопротивление диафрагмы для вентиля арт.1401711, d15:

$\Delta P_{диафр.в.4.1} = 0,1 \cdot (130/0,52)^2 = 6250$ Па (6,3 кПа)

Полученное значение больше 5кПа, поэтому принимаем к установке данный типоразмер балансового вентиля. Определим для него значение гидравлической преднастройки при $\Delta P_{б.в.4.1}$=21,4кПа и расходе $G_{б.в.4.1}$=130кг/ч. Значение преднастройки составляет 0,9 (рис.4.103).

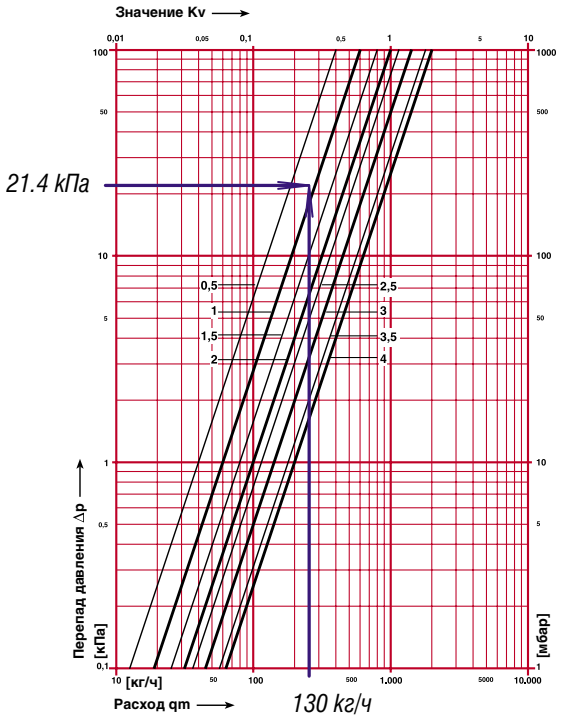


Рис.4.103. Определение значения гидравлической преднастройки вентиля балансового ШТРЕМАКС 4017М арт.1401711, d15 (поз.4.1 рис.4.97) при расчетных значениях $\Delta P_{б.в.4.1}$=21,4кПа и $G_{б.в.4.1}$=130кг/ч.

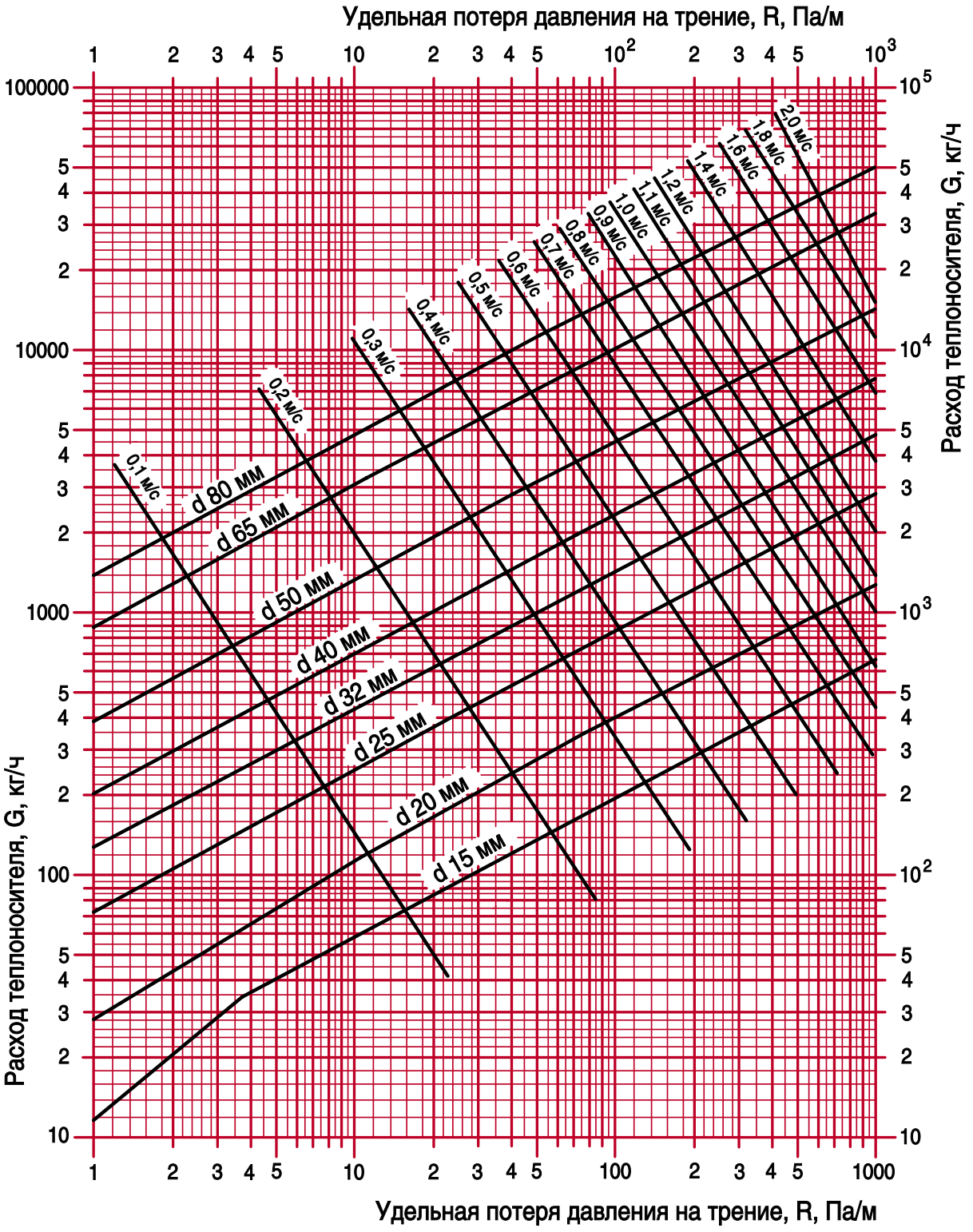
ЛИТЕРАТУРА

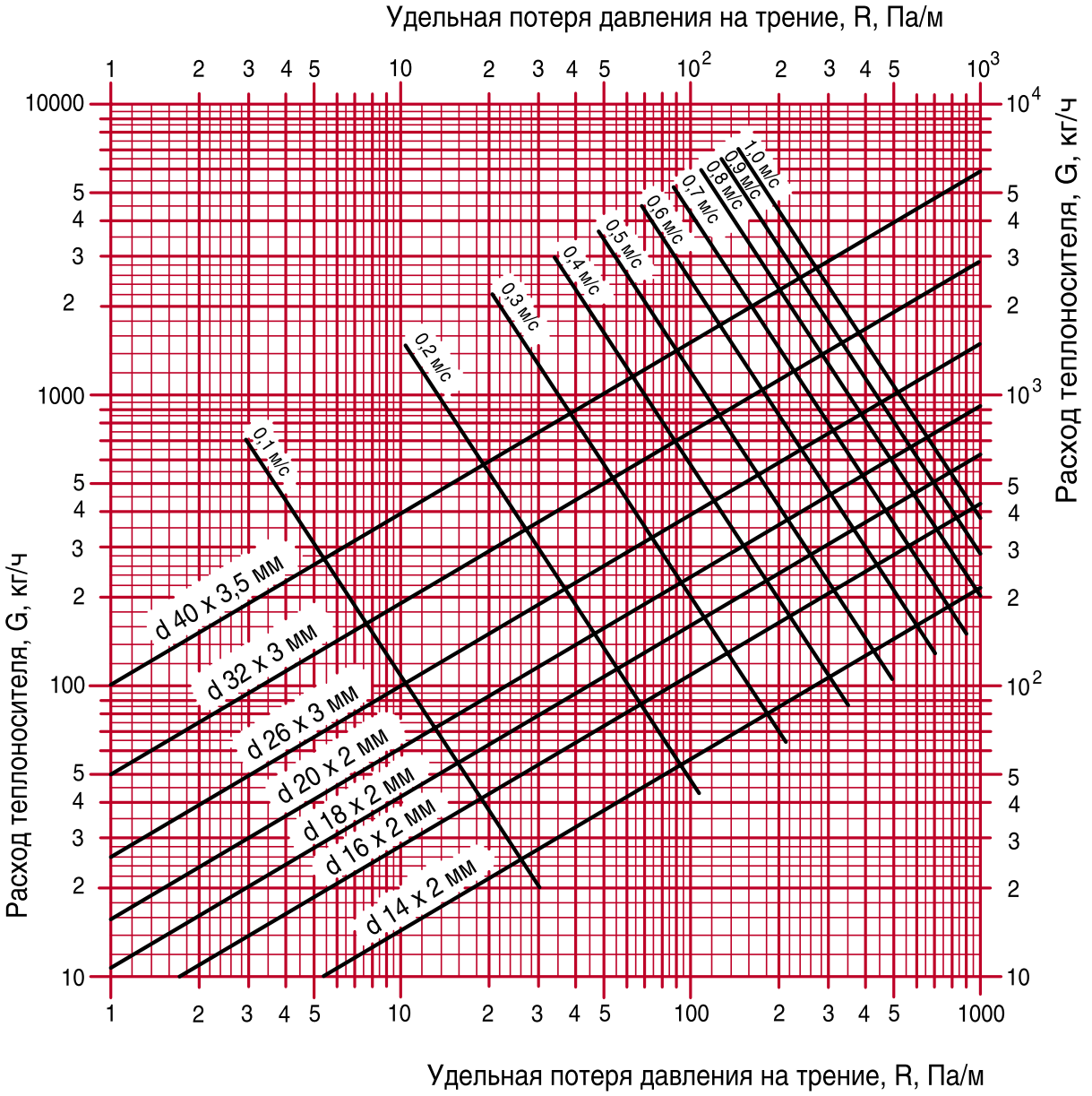
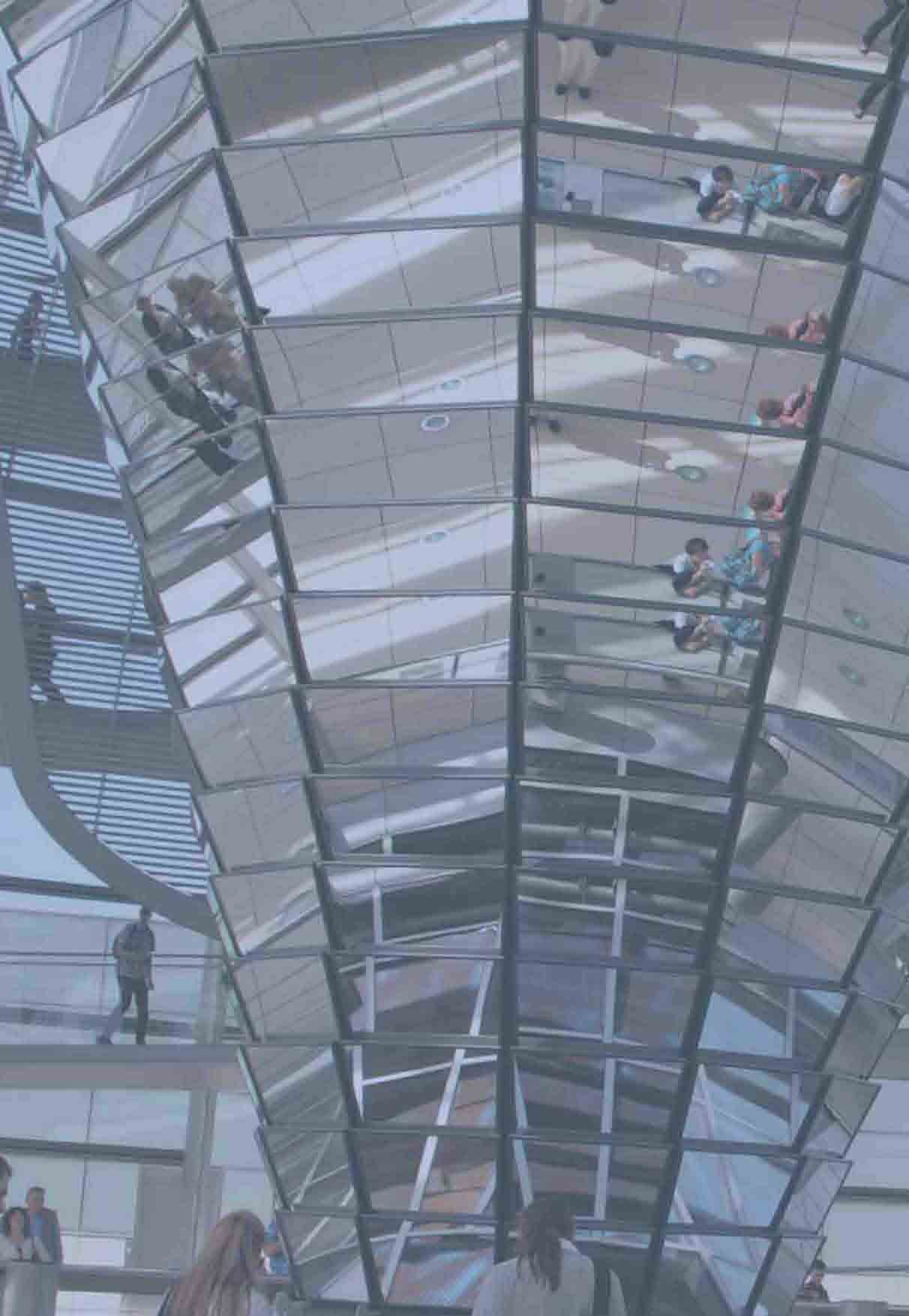
1. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике. – М.: Энергия, 1974.
2. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. – М.: Энергопроматомиздат, 1990.
3. Богословский В.Н., Покотилов В.В. Экономичное отопление зданий нового поколения с эффективным использованием энергии// Междунар. Науч.-практ. Конф. «Решение проблем вентиляции и отопления при строительстве, модернизации и реконструкции зданий». 17-18.02.2000г. Мн.: НИПТИС, С.27-30.
4. Витальев В.П., Фаликов В.С. Приборы и средства автоматизации систем теплогазоснабжения зданий: Справ. пособие.-М.: Стройиздат, 1987.
5. Волов Г.Я., Покотилов В.В., Рогачев И.Г. О схемах зависимого подключения однотрубных систем отопления многоэтажных зданий к тепловым сетям // Энергия и Менеджмент. Журнал для энергетиков. 2002. №4 (8), С.23-26.
6. Зайцев О. Н., Любарец А. П. Проектирование систем водяного отопления (пособие для проектировщиков, инженеров и студентов технических ВУЗов). -Вена - Киев – Одесса: фирма «Herz Armaturen», 2008.
7. Крупнов Б.А., Шарафадинов Н.С. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. - Москва – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2008.
8. Меклер В.Я., Раввин Л.С. Автоматическое регулирование санитарно-технических и вентиляционных систем: Учебник для техникумов.-2-е изд., перераб. и доп.-М.: Стройиздат, 1982.
9. Мухин О.А. Автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции: Учеб. пособие для вузов. –Мн.:Выш.шк., 1986.
10. Мухин О.А., Покотилов В.В. Автоматизация систем ТГВ: Методическое пособие для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». - Мн.: БГПА, 1992.
11. Наладка средств автоматизации и автоматических систем регулирования: Справочное пособие/ А.С.Клюев, А.Т.Лебедев, С.А.Клюев, А.Г.Товарнов; Под ред. А.С.Клюева. -2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергопроматомиздат, 1989.
12. Покотилов В.В. Системы водяного отопления. – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2008.
13. Покотилов В.В. Комплексное тепловое проектирование энергоактивных жилых зданий и энергоэффективных инженерных систем //Тепломассообмен - ММФ-2000. Труды IV Минского междунар. форума по тепломассообмену (22-26 мая 2000 г.) Т.10. Мн.: АНК “ИТМО им. А.В.Лыкова” АНБ, 2000. С.280-288.
14. Покотилов В.В., Рутковский А.Г. Особенности проектирования систем отопления энергоактивных зданий //Материалы Второй Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции» 21-23 ноября, МГСУ, Москва: МГСУ, 2007. - с.44-49.
15. Покотилов В.В. Трехтрубная система поквартирного водяного отопления и система вентиляции многоквартирного жилого дома. // Пятая науч.-практ. конф.(Академические чтения) «Проблемы строительной теплофизики систем микроклимата и энергосбережения в зданиях». Сб.докладов. М.: РААСН, НИИСФ,2000. С.161-162.
16. Пырков В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика. К.: Такі справи, 2005.
17. Сканави А. Н., Махов Л. М. Отопление - МГСУ, Москва, 2006.
18. Скрицкий Л.Г. Основы автоматики и автоматизации систем теплогазоснабжения и вентиляции: Учебник для вузов.-М.: Стройиздат, 1968.
19. Тимошенков К.Д. Датчики температуры с твердым наполнителем. Б-ка приборостроителя. М., «Машиностроение», 1975.
20. Хрусталев Б.М., Кувшинов Ю.Я., Копко В.М. и др. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. 3-е изд. исп. и доп. –М.:Изд-во АСВ, 2007.
21. Яушоветц Р. Гидравлика – сердце водяного отопления. – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2004.
22. СНБ 4.02.01-03 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. -Мн.:- Минстройархитектуры Республики Беларусь, 2004.
    ТКП 45-4.02-74-2007 Системы отопления и вентиляции усадебных жилых домов. Правила проектирования. -Мн.:- Минстройархитектуры Республики Беларусь, 2008.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

НОМОГРАММА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ИЗ СТАЛЬНЫХ ТРУБ ПРИ $k_ш$ = 0,2 мм



Приложение Б

НОМОГРАММА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ИЗ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ТРУБ ПРИ $k_ш$ = 0,007 мм