

# Методика гидравлического расчета теплового пункта





*Каждый проект – наша гордость!*

Методика предназначена для специалистов проектных, монтажно-наладочных, эксплуатирующих и теплоснабжающих организаций, а также для преподавателей и студентов строительных вузов и техникумов.

Настоящая методика современного энергосберегающего оборудования ENCO для тепловых пунктов подготовлена по материалам фирмы с учетом последних требований российских нормативных документов и практического опыта эксплуатации.

Разработали технические эксперты Зиновьев А.А., Кулеша В.С.

**Перепечатка и размножение без разрешения ООО ПК «ЭНЕРГЕТИКА», а также использование приведенной информации без ссылок ЗАПРЕЩЕНЫ!**

Замечания и предложения будут приняты с благодарностью. Просим их направлять по электронной почте с пометкой «для отдела маркетинга»: [info@enco-sz.ru](mailto:info@enco-sz.ru)









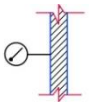


## СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	4
МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО ПУНКТА .....	5
ПРИМЕР ПОДБОРА 1 .....	9
ПРИМЕР ПОДБОРА 2.....	15



# УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

№ п/п	Обозначение прибора или устройства	Наименование прибора или устройства
1		Подающий трубопровод систем теплоснабжения и отопления/вентиляции
2		Обратный трубопровод систем теплоснабжения и отопления/вентиляции
3		Разборный пластинчатый теплообменник для систем отопления и вентиляции
4		Двухходовой регулирующий клапан с электроприводом
5		Регулятор давления
6		Насос
7		Электронный контроллер
8		Датчик температуры теплоносителя (погружной)
9		Датчик температуры наружного воздуха

## МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО ПУНКТА

Для подбора регулирующих клапанов и клапанов регулятора давления прямого действия для контуров теплового пункта систем теплоснабжения необходимо, прежде всего, рассчитать минимальный условный диаметр  $D_y$ , мм, и требуемую пропускную способность  $K_v$ , м<sup>3</sup>/ч, регулирующей арматуры. Для расчета данных параметров необходимо рассчитать максимальный (проектный) расход воды через регулируемую арматуру  $G_{max}$ , м<sup>3</sup>/ч, исходя из заданной тепловой нагрузки  $Q$ , кВт, и температурного графика:

$$G = 0,86 \times \frac{Q}{T_1 - T_2}, \text{ где:} \quad (1)$$

$G$  – максимальный расчётный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч;

$Q$  – заданная тепловая нагрузка, кВт;

$T_1$  – температура теплоносителя в подающем трубопроводе теплового пункта, °С

$T_2$  – температура теплоносителя в обратном трубопроводе теплового пункта, °С.

Минимальный условный диаметр клапана  $D_y$ , мм, определяется в зависимости от максимального расчётного расхода теплоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/ч, через клапан и от скорости в выходном сечении клапана  $V$ , м/с, по следующей формуле:

$$D_y = 18,8 \times \sqrt{\frac{G}{V}}, \text{ где:} \quad (2)$$

$D_y$  - условный диаметр (проход) клапана, мм;

$G$  - максимальный расчётный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч;

$V$  – скорость в выходном сечении клапана, м/с (1,5-3,5 м/с для тепловых пунктов, расположенных в жилых зданиях; 1,5-5,0 м/с для тепловых пунктов, расположенных в нежилых зданиях).

Требуемая пропускная характеристика  $K_v$  клапана определяется в зависимости от максимального расчётного расхода теплоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/ч, через клапан и от заданного перепада давлений на нём по формуле:

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}, \text{ где} \quad (3)$$

$K_v$  - требуемая пропускная способность клапана, м<sup>3</sup>/ч;

$G$  - максимальный расчётный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч;

$\Delta P$  – заданный перепад давлений на клапане, бар.

Перепад давления на клапане задается равным **0,15-0,6 бар для тепловых пунктов, расположенных в жилых зданиях; 0,15-0,8 бар для тепловых пунктов, расположенных в нежилых зданиях.**

Требуемая пропускная способность клапана  $K_v$  всегда меньше (или равна) условной пропускной способности клапана:  $K_v \leq K_{vs}$ .  $K_{vs}$ - конструктивная характеристика клапана, которая соответствует расходу  $G$  (м<sup>3</sup>/ч) холодной воды ( $T=20^\circ\text{C}$ ), проходящей через полностью открытый клапан при перепаде давлений на нём  $\Delta P=1$  бар.

После того, как была определены требуемая пропускная способность клапана  $K_v$ , м<sup>3</sup>/ч, и диаметр клапана **по ближайшему большему значению условной пропускной способности клапана  $K_{vs}$  и диаметру**, выбирается сам клапан. Значение давления или перепада давлений выбирается исходя из параметров, которые необходимо поддерживать. Давления в точках отбора импульсов должны быть в обязательном порядке указаны в проекте – эти значения необходимы прежде всего для службы, производящей пуско-наладочные работы тепловых пунктов.

Далее, необходимо посчитать, какой будет фактический перепад давления  $\Delta P_f$ , бар, на этом полностью открытом клапане при выбранном значении условной пропускной способности клапана  $K_{vs}$ , м<sup>3</sup>/ч:

$$\Delta P_f = \left( \frac{G}{K_{vs}} \right)^2 \text{ где:} \quad (4)$$

$\Delta P_f$  – фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчётном расходе, бар;

$K_{vs}$  – условная пропускная способность клапана, м<sup>3</sup>/ч;

$G$  - расчётный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/ч.

Правильный расчёт регулирующих клапанов и регуляторов давления прямого действия является одной из основных составляющих (тесно связан) всего гидравлического расчёта теплового пункта. То, как будут подобраны регулирующие клапаны и регуляторы давления прямого действия (выставлены их настройки) будет зависеть работоспособность, долговечность, качество поддержания требуемых параметров теплового пункта. Поэтому при выборе клапанов следует обращать внимание на следующие ограничения:

Таблица 1

Параметр	Описание параметра	Предельные значения
1) Предельно допустимый перепад давления на клапане, $\Delta P_{пред}$ (бар)	Состоит из суммы перепада давления из-за конструктивных особенностей и перепада давления, вызванным движением штока (закрытием клапана)	При превышении значения $\Delta P_{пред}$ – <b>риск возникновения кавитации.</b>  $\Delta P_{пред} = Z(P1 - P_{нас})$
2) Скорость в выходном сечении клапана (перепад давлений на полностью открытом клапане), $V$ (м/с)	Скорость воды в выходном сечении клапана, влияет на шумовые характеристики системы в целом, а также на качество регулирования самого регулирующего клапана (клапана регулятора давления прямого действия)	1,5-3,5 м/с (или перепад давлений на полностью открытом клапане 0,15-0,6 бар) для тепловых пунктов, расположенных в жилых зданиях.  Максимальные значения скоростей ограничены шумом (40 -45 Дб в метре на одном регулирующем элементе), производящим движением штока клапана.  Минимальные значения скоростей ограничены косвенно малыми перепадами, при которых наблюдается хлопающий эффект работы клапана, что в свою очередь приводит к некачественному поддержанию требуемых параметров температур в системах теплоснабжения (колебательный характер в достаточно широком диапазоне от требуемого значения).
		1,5-5,0 м/с (или перепад давлений на полностью открытом клапане 0,15-0,8 бар) для тепловых пунктов, расположенных в нежилых зданиях.  Максимальные значения скоростей характером эрозийного «выедания» движущихся компонентов клапанов при больших скоростях движения теплоносителя внутри клапана; минимальные значения скоростей аналогичны рассмотренным выше.
		$V = G \times (18,8 / D_y)^2$
3) Внешний авторитет регулирующего клапана, $a$	Отношение перепада давлений на полностью открытом клапане к перепаду давлений на регулируемом участке системы.  Регулируемый участок системы – часть трубопроводной сети с теплоиспользующей установкой, где расположен клапан, между точками со стабилизированным перепадом давлений или при его колебаниях в пределах $\pm 10\%$	Перепад давлений на клапане должен быть больше или равен половине перепада давлений на регулируемом участке.  $\Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{ру}$

1. Важным параметром, который влияет на подбор клапана, а также на настройку регуляторов давления прямого действия является предельно допустимый перепад давлений на регулирующем клапане  $\Delta P_{пред}$ . Данный параметр необходим для обеспечения работы регулирующего клапана, а также работы клапана регулятора давления прямого действия (всего регулятора) в режиме, в котором отсутствует кавитация. На возникновение кавитации влияют два процесса:

- 1) увеличение температуры теплоносителя;
- 2) падение давления на устройстве, через которое проходит теплоноситель.

Предельно допустимый перепад давлений  $\Delta P_{пред}$  определяется по формуле:

$$\Delta P_{пред} = Z(P1 - P_{нас}), \text{ где:} \quad (5)$$

$\Delta P_{пред}$  – предельно допустимый перепад давлений, бар;

Z - коэффициент начала кавитации. Принимается по каталогу (см. соответствующие разделы);

P1 – избыточное давление теплоносителя перед клапаном, бар;

Pнас – избыточное давление насыщенных паров воды в зависимости от её температуры T, принимаемое по таблице 2.

Таблица 2

Давление насыщения водяного пара																	
T, °C	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
Pнас, бар (изб)	-0,69	-0,61	-0,53	-0,42	-0,3	-0,15	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,34	1,7	2,11	2,57	3,11	3,74

Следует отметить, если через клапан проходит теплоноситель с температурой ниже 100°C, то проверку на кавитацию также следует выполнять, особенно для перепадов давлений, которые могут на себе «погасить» регуляторы давления прямого действия, бар;

2. Вышеперечисленные значения максимальных и минимальных скоростей приведены с учётом возможного увеличения 20%-го запаса по расходу (увеличения требуемого расчётного расхода на 20%) на регулирующем клапане и клапане регулятора прямого действия. При расчёте скоростей в выходном сечении клапана и диаметров клапанов в формулу подставляются значение 100% требуемого расчётного расхода.

Скорость в выходном сечении клапана определяется по формуле:

$$V = G \times \left( \frac{18,8}{D_y} \right)^2, \text{ где:} \quad (6)$$

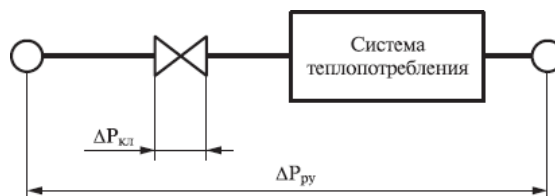
V – скорость в выходном сечении клапана, м/с;

G - расчётный расход теплоносителя, м³/ч;

Dy - условный диаметр (проход) клапана, мм.

3. Особое внимание при подборе регулирующего клапана следует обратить на внешний авторитет клапана:  
**а.** Характеризует деформацию расходной характеристики клапана, вызванную конструктивными особенностями пути протекания теплоносителя через регулируемый участок.

Регулируемый участок - системы – часть трубопроводной сети с теплоиспользующей установкой, где расположен клапан, между точками со стабилизированным перепадом давлений или при его колебаниях в пределах  $\pm 10\%$ .



Другими словами, для обеспечения качественного процесса регулирования и долговечной работы регулирующего клапана перепад давлений на нём должен быть больше или равен половине перепада давлений на регулируемом участке (см. формулу (7)). Проверку авторитета клапана необходимо производить только для регулирующих клапанов, изменяющих расход в зависимости от заданных параметров температур в контроллере, который управляет регулирующим клапаном. При использовании контроллеров ENCO происходит пропорционально-интегральное регулирование. Для клапанов регуляторов давления прямого действия производить проверку авторитета клапана не требуется. В данных регуляторах при изменении давления регулирующей блок, воздействуя на клапан, пропорционально изменению давления перемещает шток клапана на величину, необходимую для поддержания требуемого давления (пропорциональное регулирование).

$$\Delta P_f = \Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{ру}, \text{ где:} \quad (7)$$

$\Delta P_f = \Delta P_{кл}$  - фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчётном расходе, бар;

$\Delta P_{ру}$  – перепад давлений на регулируемом участке, бар.

В расчётах не вводится 20% коэффициент запаса по  $K_v$  (ГОСТ 16443-70), так как взят коэффициент запаса по располагаемому напору – 0,7 (70%) от входного перепада – перепада давлений при требуемом максимальном (проектном) 100% расходе на полностью открытых регулирующих клапанах и клапанах регуляторов давления прямого действия, а также потери давления в теплообменных аппаратах, трубопроводах, трубопроводной арматуре не должны превышать 70% от располагаемого напора на вводе в тепловой пункт.

Избыточный напор (30% и выше) от располагаемого напора нивелируется в тепловом пункте за счёт настройки затяга регулировочных пружин регуляторов давления прямого действия. В случае, если необходимо увеличить максимальный расход теплоносителя через регулирующий клапан на 20% и более, необходимо изменить настройку регулятора давления прямого действия (затяга пружины), увеличив тем самым перепад давления на регулирующем клапане, в результате получим его требуемую пропускную способность  $K_v$ . В этом случае 20% запас по расходу закладывается на всех элементах внешнего контура теплового пункта по требуемой пропускной способности  $K_v$  теплового пункта комплексно, на порядок упрощая тем самым гидравлический расчёт всего теплового пункта в целом.

После расчёта регулирующих клапанов и клапанов регуляторов давления прямого действия, исходя из вышесказанного, необходимо проверить запас по располагаемому напору на вводе в тепловой пункт:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{кл} + \Delta P_{кл.рпд} + \sum \Delta P_{тр} \leq 0,7 \Delta P_{итп}, \text{ где:} \quad (8)$$

$\sum \Delta P = \Delta P_{кл} + \Delta P_{кл.рпд} + \sum \Delta P_{тр}$  суммарные потери (суммарный перепад давлений) при требуемом максимальном 100% расходе на полностью открытых регулирующих клапанах и клапанах регуляторов давления прямого действия, а также перепады давлений в теплообменных аппаратах, трубопроводах, трубопроводной арматуре, бар;

$\Delta P_{итп}$  – располагаемый напор на вводе в ИТП, бар.

$$\Delta P_{итп} = P_1 - P_2, \text{ где:} \quad (9)$$

$P_1$  – давление в подающем трубопроводе на вводе в ИТП, бар;

$P_2$  – давление в обратном трубопроводе на вводе в ИТП, бар.

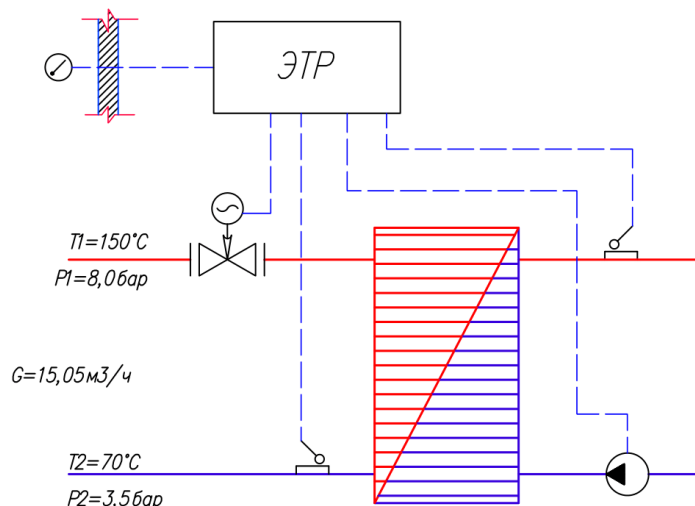
Основным правилом любого гидравлического расчёта внешнего контура теплового пункта является следующее: необходимо в динамическом режиме при 100% требуемом (проектном) расходе теплоносителя потерять на всех элементах внешнего контура теплового пункта весь располагаемый напор ( $\Delta P_{итп} = P_1 - P_2$ ).



## ПРИМЕР ПОДБОРА 1

Необходимо выполнить гидравлический расчёт внешнего контура ИТП, предусмотреть мероприятия, ограничивающие расход теплоносителя в ИТП, предусмотреть ограничение по максимальной температуре теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть.

Заданная тепловая нагрузка:  $Q=1400$  кВт.  
 Давление в подающем трубопроводе  $P_1=8$  бар.  
 Давление в обратном трубопроводе  $P_2=3,5$  бар.  
 Температура в подающем трубопроводе:  $T_1=150^\circ\text{C}$ ;  
 Температура в обратном трубопроводе:  $T_2=70^\circ\text{C}$ .



### Примечание:

В приведенном примере оборудование (регулирующий клапан, регулятор давления прямого действия) устанавливается на подающем трубопроводе теплового пункта для наглядности проверки на кавитацию. В реально существующем проекте (при независимом присоединении СО) целесообразнее поставить регулирующие элементы (регулирующий клапана и регулятор давления прямого действия) на обратный трубопровод теплового пункта. При установке на обратном трубопроводе, помимо минимизации риска возникновения кавитации, увеличивается срок службы оборудования, за счет работы на более низких температурах.

Все величины давления в примерах ниже приведены в избыточных величинах.

1. Рассчитываем требуемый расчётный расход теплоносителя по внешнему контуру ИТП (формула (1)):

$$G = 0,86 \times \frac{Q}{T_1 - T_2} = 0,86 \times \frac{1400}{150 - 70} = 15,05 \text{ м}^3/\text{ч};$$

2. Рассчитываем располагаемый напор на вводе в ИТП (после узла учёта тепловой энергии, формула (9)):

$$\Delta P_{\text{ИТП}} = P_1 - P_2 = 8 - 3,5 = 4,5 \text{ бар};$$

3. Подбираем теплообменный аппарат (в данном примере расчёт теплообменного аппарата не рассматривается, т.к. расчёт теплообменных аппаратов ENCO производится в специализированной программе). Для данного примера получили теплообменный аппарат (Тип ЭН...) с перепадом давлений на теплообменном аппарате со стороны внешнего контура 0,2 бар (20кПа).

4. Производим расчёт требуемой пропускной характеристика  $K_v$  клапана в зависимости от максимального расчётного расхода теплоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/ч, через клапан и от заданного перепада давлений на нём по формуле (3):

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{15,05}{\sqrt{0,5}} = 21,28 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Перепад давления  $\Delta P$  на клапане принимаем равным 0,5 бар исходя из рекомендаций по подбору регулирующих клапанов и регуляторов давления прямого действия ПК «ЭНЕРГЕТИКА» в ИТП.

5. Определяем минимальный диаметр регулирующего клапана, при которых будет допустимый уровень шума на данном клапане (формула (2)):

$$D_y = 18,8 \times \sqrt{\frac{G}{v}} = 18,8 \times \sqrt{\frac{15,05}{3,5}} = 38,98 \text{ мм};$$

По ближайшему **большему диаметру и ближайшему большему значению условной пропускной способности клапана Kvs** из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Двухходовые регулирующие клапаны ТРВ с электроприводом» каталога оборудования ENCO выбираем двухходовой регулирующий клапан: тип ТРВ (Ду=40 мм, Ру=16 бар, Тмах=150°С С, Kvs=25 м³/ч с электроприводом ENCO-310М-1000). Получается маркировка клапана ТРВ-40-25-101;

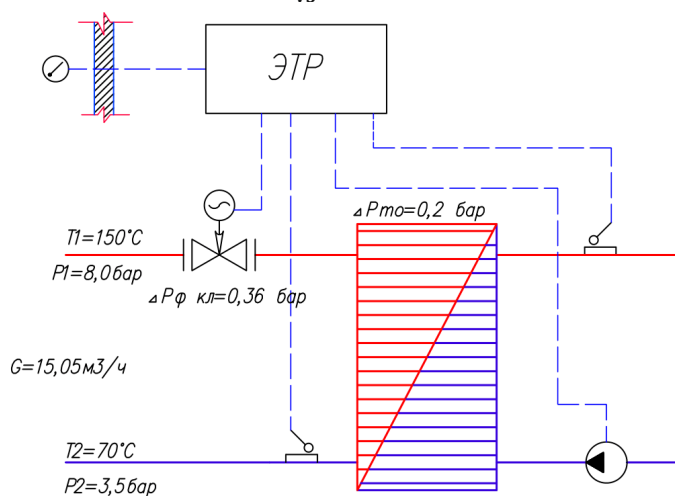
В нашем примере, мы выбрали привод третьей серии ENCO-310М-1000 (маркировка типа привода 101 прописывается в маркировке клапана), по скорости перемещения штока –3-позиционный (с переключателем скоростей перемещения штока) без функции самовозврата. Перепад давления (4 бар), который может закрыть электрический привод, значительно больше требуемого перепада давления 0,36 бар.

Наименование параметров, ед. изм.	Значения параметров														
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	
Условный диаметр DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	
Условная пропускная способность Kvs, м³/ч	0,25;	1,0	6,3	10,0	12,5	20	32	63	100	160	250	300	450	630	1250
	0,4;	1,6			16	25	40								
	0,63	2,5													
Кoeffициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,2	

Обозначение привода	Серия	Маркировка типа привода	Максимально допустимый перепад давления на клапане, преодолеваемый приводом, бар, не более												Усилие привода, Н	Время перемещение штока на 1 мм,	Управляющий сигнал
			Условный диаметр, Ду, мм														
			15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200			
ENCO-310М-1000	3-я серия	101	4	4	4	4	4								1000	2; 6	Трехпозиционный (импульсный), 220В
ENCO-310М-2000		102						4	4	3,5	2				2000		
ENCO-310М-3000		103									8	8	8		3000		
ENCO-310МВ-1000	3-я серия (с возвратно)	111	4	4	4	4	4							1000	2; 6		
ENCO-310МВ-2000		112						4	4	3,5	2			2000			
ENCO-310МВ-3000		113									8	8	8	3000		1,2; 3	

6. Определяем фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчённом расходе (формула (4)):

$$\Delta P_{\text{ф}} = \left( \frac{G}{K_{vs}} \right)^2 = \left( \frac{15,05}{25} \right)^2 = 0,36 \text{ бар};$$



7. Определяем, исходя из определения, приведённого выше, регулируемый участок:

$$\Delta P_{\text{ру}} = \Delta P_{\text{ф кл}} + \Delta P_{\text{то}} = 0,36 + 0,2 = 0,56 \text{ бар};$$

Проверяем авторитет рассчитанного клапана по формуле (7):

$$\Delta P_{ф} = \Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{ру}$$

$$0,36 > 0,5 \times 0,56 = 0,28 \text{ – регулирующий клапана подобран корректно.}$$

Значение регулируемого участка необходимо также для подбора регулирующего блока (диапазона регулирования) регулятора давления прямого действия.

8. Далее определяем, исходя из правила гидравлического расчёта, какое оставшееся значение перепада давлений ( $\Delta P_{ост}$ ) от располагаемого напора на вводе ( $\Delta P_{итп}$ ) необходимо ещё нивелировать на элементах внешнего контура ИТП:

$$\Delta P_{ост1} = \Delta P_{итп} - \Delta P_{ру} = 4,5 - 0,56 = 3,94 \text{ бар;}$$

9. Исходя из условий ограничения максимального расхода и рекомендаций данной методики о применении в обязательном порядке при переменном расходе, вызванного работой регулирующего клапана, ставить автоматические регуляторы давления, рассчитываем регулятор прямого действия перепада давлений. Производим расчёт требуемой пропускной характеристика  $K_v$  клапана регулятора перепада давления прямого действия в зависимости от максимального расчётного расхода теплоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/ч, через клапан и от заданного перепада давлений на нём по формуле (3):

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{15,05}{\sqrt{0,5}} = 21,28 \text{ м}^3/\text{ч;}$$

Перепад давления  $\Delta P$  на клапане принимаем равным 0,5 бар исходя из рекомендаций по подбору регулирующих клапанов и регуляторов давления прямого действия ПК «ЭНЕРГЕТИКА» в ИТП.

10. Определяем минимальный диаметр клапана регулятора перепада давления прямого действия, при которых будет допустимый уровень шума на данном клапане (формула (2)):

$$D_y = 18,8 \times \sqrt{\frac{G}{V}} = 18,8 \times \sqrt{\frac{15,05}{3,5}} = 38,98 \text{ мм;}$$

11. По ближайшему большему диаметру и ближайшему большему значению условной пропускной способности клапана  $K_{vs}$ , а также значению регулируемого участка из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Регуляторы перепада давления (регуляторы давления «после себя») РДТ(П)» каталога ENCO выбираем моноблочный регулятор перепада давлений (регулятор давления «после себя») серии РДТ(П) ( $D_y=40$ мм,  $P_y=16$  бар,  $T_{max}=150^\circ\text{C}$ ,  $K_{vs}=25$  м<sup>3</sup>/ч, диапазон настройки 0,02-0,16 МПа, маркировка РДТ(П)-1-40-25 с установкой желтой пружины);

Наименование параметров, ед. изм.	Значения параметров												
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Условный диаметр DN, мм													
Условная пропускная способность $K_{vs}$ , м <sup>3</sup> /ч	0,25; 1,0	6,3	8,0	12,5	20	32	40	63	125	160	280	450	
	0,4; 1,6		10,0	16	25		50	80				630	
	0,63; 2,5; 4,0												
Коэффициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	
Температура рабочей среды T, °C	+5 ... +150°C												
Условное давление PN, бар (МПа)	16 (1,6)												
Рабочая среда	Вода с температурой до 150°C, водный раствор этиленгликоля и пропиленгликоля с концентрацией до 50%												
Тип присоединения	фланцевый												
Исполнения диапазона настройки регулятора, бар (МПа):	1	0,2 - 1,6 (0,02 - 0,16) (желтая пружина)											
		1,0 - 4,0 (0,1 - 0,40) (красная пружина)											
		3,0 - 7,0 (0,3 - 0,7) (желтая пружина + красная пружина)										3,0-10,0 (0,3-1,0) (красная пружина)	
2	6,0 - 12,0 (0,6 - 1,2) (желтая пружина + красная пружина)												-

12. Определяем фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчётном расходе (формула (4)):

$$\Delta P_{\text{ф кл. рпд1}} = \left( \frac{G}{K_{vs}} \right)^2 = \left( \frac{15,05}{25} \right)^2 = 0,36 \text{ бар};$$

13. Определяем максимальный перепад давлений, который может на себе «погасить» регулятор перепада давлений по формуле (5) и значению  $P_{\text{нас}}$  при  $T_{\text{max}}=150^{\circ}\text{C}$ , взятого из таблицы 2, и также значению  $Z$ , взятого из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Регуляторы перепада давления (регуляторы давления «после себя») РДТ(П)» каталога ENCO:

Таблица 2

Давление насыщения водяного пара																	
T, °C	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
R <sub>нас</sub> , бар (изб)	-0,69	-0,61	-0,53	-0,42	-0,3	-0,15	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,34	1,7	2,11	2,57	3,11	3,74

Наименование параметров, ед. изм.	Значения параметров												
Условный диаметр DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Условная пропускная способность K <sub>vs</sub> , м <sup>3</sup> /ч	0,25; 1,0	6,3	8,0	12,5	20	32	40	63	125	160	280	450	
	0,4; 1,6		10,0	16	25		50	80				630	
	0,63 2,5 4,0												
Коэффициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	

$$\Delta P_{\text{пред1}} = Z(P_1 - P_{\text{нас}}) = 0,55 \times (8 - 3,74) = 2,34 \text{ бар};$$

Тогда давление за регулятором перепада давлений (перед регулирующим клапаном):

$$P_1 - \Delta P_{\text{пред1}} = 8 - 2,34 = 5,66 \text{ бар.}$$

Дополнительно, определяем, какое значение перепада давлений будет «гасить» регулятор за счёт затяга пружины:

$$\Delta P_{\text{пр1}} = \Delta P_{\text{пред1}} - \Delta P_{\text{ф кл. рпд1}} = 2,34 - 0,36 = 1,98 \text{ бар.}$$

Для того, чтобы регулятор перепада давлений работал в режиме, в котором отсутствует кавитация, необходимо, чтобы давление в обратном трубопроводе (в месте отбора импульса) было:

$$P_1 - \Delta P_{\text{пред1}} - \Delta P_{\text{ру}} = 8 - 2,34 - 0,36 - 0,2 = 5,1 \text{ бар.}$$

**Внимание:** давления в точках отбора импульсов должны быть в обязательном порядке указаны в проекте – эти значения необходимы прежде всего для службы, производящей пуско-наладочные работы тепловых пунктов.

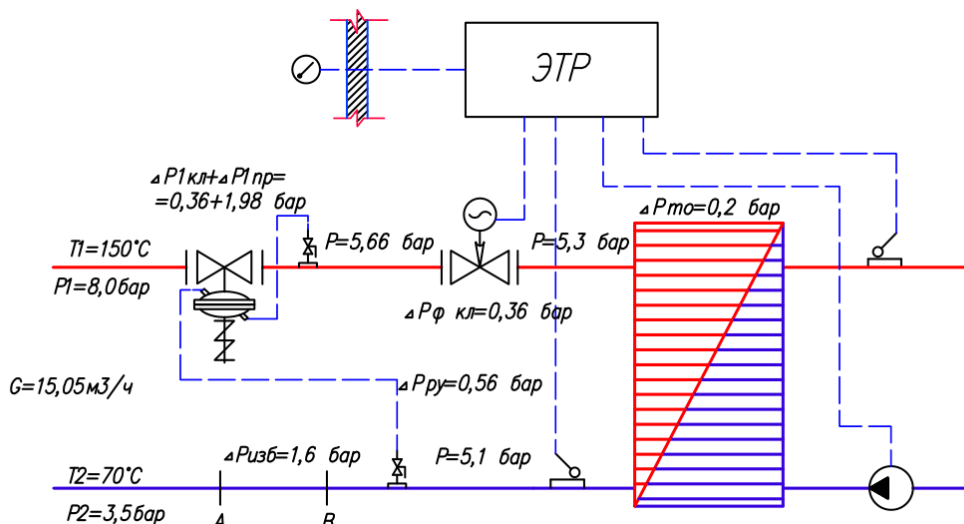
14. Проверяем подбор регулирующего клапана с точки зрения отсутствия кавитации на нём по формуле (5) и значению  $P_{\text{нас}}$  при  $T_{\text{max}}=150^{\circ}\text{C}$ , взятого из таблицы 2, и также значению  $Z$ , взятого из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Регуляторы перепада давления (регуляторы давления «после себя») РДТ(П)» каталога ENCO:

$$\Delta P_{\text{пред кл.}} = 0,55 \times (5,66 - 3,74) = 1,06 \text{ бар};$$

Сравниваем полученное значение со значением  $\Delta P_{\text{кл}}$ :  $1,06 > 0,36$  – регулирующий клапан подобран корректно.

15. Далее определяем, исходя из правила гидравлического расчёта, какое оставшееся значение перепада давлений ( $\Delta P_{\text{Рост}}$ ) от располагаемого напора на вводе ( $\Delta P_{\text{Ритп}}$ ) необходимо ещё нивелировать на элементах внешнего контура ИТП:

$$\Delta P_{\text{Рост2}} = \Delta P_{\text{Ритп}} - \Delta P_{\text{пред1}} - \Delta P_{\text{ру}} = 4,5 - 2,34 - 0,56 = 1,6 \text{ бар};$$



16. Исходя из условий ограничения максимального расхода и рекомендаций по подбору оборудования о применении в обязательном порядке при переменном расходе, вызванном работой регулирующего клапана, ставить автоматические регуляторы давления, рассчитываем регулятор прямого действия «До себя» (регулятор подпора). Производим расчёт требуемой пропускной характеристика  $K_v$  клапана регулятора прямого действия «До себя» в зависимости от максимального расчётного расхода теплоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/ч, через клапан и от заданного перепада давлений на нём по формуле (3):

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{15,05}{\sqrt{0,5}} = 21,28 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Перепад давления  $\Delta P$  на клапане принимаем равным 0,5 бар исходя из рекомендаций по подбору регулирующих клапанов и регуляторов давления прямого действия ПК «ЭНЕРГЕТИКА» в ИТП.

17. Определяем минимальный диаметр клапана регулятора прямого действия «До себя», при которых будет допустимый уровень шума на данном клапане (формула (2)):

$$D_v = 18,8 \times \sqrt{\frac{G}{V}} = 18,8 \times \sqrt{\frac{15,05}{3,5}} = 38,98 \text{ мм};$$

По ближайшему большему диаметру и значению поддержания требуемого давления из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Регуляторы давления «до себя» РДТ-Д» каталога ENCO выбираем регулятор давления «До себя», тип РДТ-Д (Dу=40мм, Pу=16 бар, Tмаx=150°С, Kvs=25 м<sup>3</sup>/ч, диапазон настройки 0,3-0,7 МПа, маркировка РДТ-Д -1-40-25 с установкой желтой и красной пружин);

Наименование параметров, ед. изм.	Значения параметров												
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Условный диаметр DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Условная пропускная способность Kvs, м <sup>3</sup> /ч	0,25;	1,0	6,3	8,0	12,5	20	32	40	63	125	160	280	450
	0,4;	1,6		10,0	16	25		50	80				630
	0,63	2,5											
	4,0												
Коэффициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	
Температура рабочей среды T, °С	+5 ... +150°С												
Условное давление PN, бар (МПа)	16 (1,6)												
Рабочая среда	Вода с температурой до 150°С, водный раствор этиленгликоля и пропиленгликоля с концентрацией до 50%												
Тип присоединения	фланцевый												
Исполнения диапазона настройки регулятора, бар (МПа):													
	0,2 - 1,6 (0,02 - 0,16) (желтая пружина)												
	1,0 - 4,0 (0,1 - 0,40) (красная пружина)												
	1	3,0 - 7,0 (0,3 - 0,7) (желтая пружина + красная пружина)											3,0-10,0 (0,3-1,0) (красная пружина)

18. Определяем фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчётном расходе (формула (4)):

$$\Delta P_{\text{ф кл. рпд2}} = \left( \frac{G}{K_{vs}} \right)^2 = \left( \frac{15,05}{25} \right)^2 = 0,36 \text{ бар};$$

19. Определяем максимальный перепад давлений, который может на себе «погасить» регулятор давлений «до себя» по формуле (5) и значению  $R_{\text{нас}}$  при  $T_{\text{мах}}=70^{\circ}\text{C}$ , взятого из таблицы 2, и также значению  $Z$  для диаметра Ду40, взятого из таблицы «Технические характеристики» подраздела «Регуляторы давления «до себя» РДТ-Д» каталога ENCO:

Таблица 2

Давление насыщения водяного пара																	
T, °C	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
R <sub>нас</sub> , бар (изб)	-0,69	-0,61	-0,53	-0,42	-0,3	-0,15	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,34	1,7	2,11	2,57	3,11	3,74

$$\Delta P_{\text{пред1}} = 0,55 \times (5,1 - (-0,69)) = 3,18 \text{ бар};$$

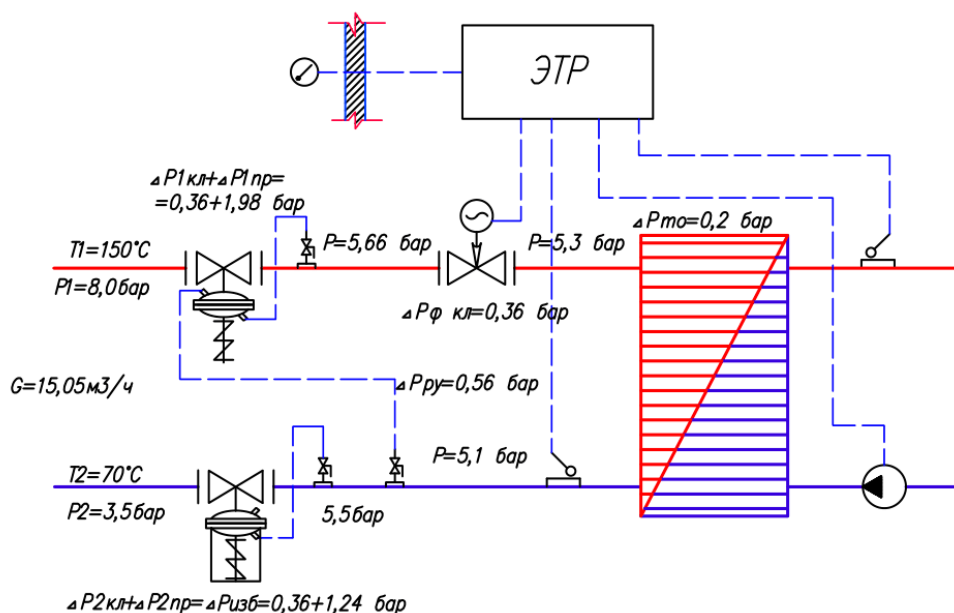
Данное значение сравниваем со значением  $\Delta P_{\text{ост2}}$ :

$$3,18 > 1,6$$

Регулятор давления «До себя» может «погасить» оставшийся необходимый перепад давлений.

Дополнительно, определяем, какое значение перепада давлений будет «гасить» регулятор за счёт затяга пружины:

$$\Delta P_{\text{пр2}} = \Delta P_{\text{ост2}} - \Delta P_{\text{ф кл. рпд2}} = 1,6 - 0,36 = 1,24 \text{ бар};$$



20. Выполняем проверку запаса по располагаемому напору на вводе в тепловой пункт по формуле (8):

$$\Delta P_{\text{клт. рпд1}} + \Delta P_{\text{ф. кл}} + \Delta P_{\text{то}} + \Delta P_{\text{клт. рпд2}} \leq 0,7 \Delta P_{\text{итп}} : 0,36 + 0,36 + 0,2 + 0,36 = 1,28 < 0,7 \times 4,5 = 3,15$$

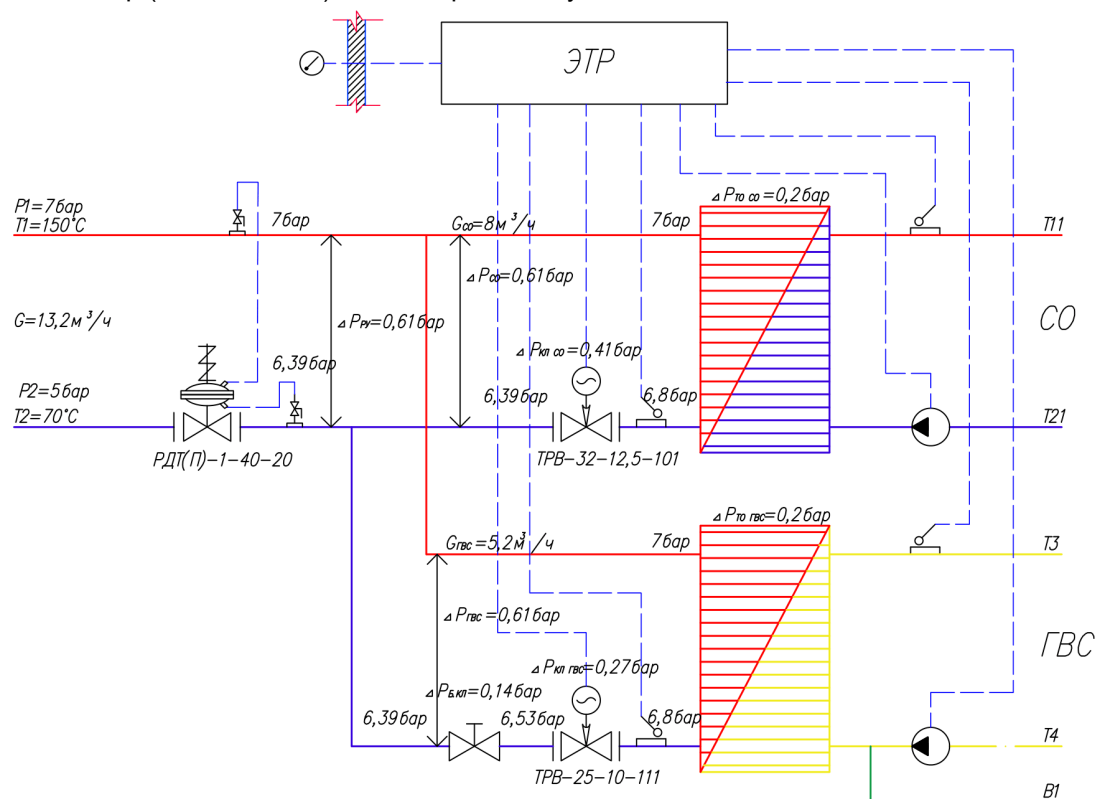
Гидравлический расчёт внешнего контура ИТП выполнен правильно.

В случае, если значение суммы элементов внешнего контура ИТП превысило значение 70% от располагаемого напора, необходимо заново выполнить гидравлический расчёт, увеличив диаметры (уменьшив значения перепадов давлений на полностью открытых клапанах) регуляторов давлений прямого действия. Увеличивать диаметр регулирующего клапана не рекомендуется, т.к. необходимо будет заново определять регулируемый участок и авторитет регулирующего клапана. В этом случае в обязательном порядке необходимо проверять значение скорости в выходном сечении клапана по формуле (6) – ограничение по минимальным значениям.

21. Условие ограничения максимальной температуры теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть, будет реализовано при установке датчика температуры на обратный трубопровод внешнего контура ИТП. Контроллеры ЭТР приоритетно будут ограничивать температуру теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть. При превышении температуры теплоносителя в обратном трубопроводе СО заданного значения контроллер начнёт понижать установку температуры в подающем трубопроводе системы.

## ПРИМЕР ПОДБОРА 2

В большинстве случаев ИТП или ЦТП имеет более одного контура (два и более). Правило гидравлического расчёта остаётся неизменным: необходимо в динамическом режиме при 100% требуемом расходе теплоносителя каждой системы теплоснабжения потратить на всех элементах каждого внешнего контура теплового пункта весь располагаемый напор ( $\Delta P_{итп} = P_1 - P_2$ ). Рассмотрим схему:



На данной принципиальной схеме стоит общий регулятор перепада давления РДТ(П)-1-40-20, который поддерживает постоянный перепад давления на регулируемом участке ( $\Delta P_{ру} = 0,61$  бар), нивелирует за счёт настройки требуемого перепада давления (затяга пружины на регуляторе перепада давления) излишний располагаемый напор, а также ограничивает максимальный расход теплоносителя. Клапан регулятора перепада давления рассчитывается на суммарный расход двух систем теплоснабжения (системы отопления и системы горячего водоснабжения):  $G = G_{со} + G_{гвс} = 8 + 5,2 = 13,2$  м³/ч. Располагаемый напор на вводе в ИТП:  $\Delta P = P_1 - P_2 = 7 - 5 = 2$  бар. Контуров систем теплоснабжения гидравлически увязаны между собой с помощью ручного балансировочного клапана, установленного на внешнем контуре системы горячего водоснабжения. Перепад давления на балансировочном клапане будет соответствовать разнице перепадов давления внешних контуров систем теплоснабжения. В нашем примере, это  $\Delta P_{б.кл} = \Delta P_{со} - \Delta P_{гвс} = 0,61 - 0,47 = 0,14$  бар.

Проверим подобранный регулирующий клапан на авторитет по формуле (7).

$$\Delta P_{кл} \geq 0,5(\Delta P_{кл} + \Delta P_{то} + \Delta P_{б.кл});$$

Подставляем значения и получаем следующее неравенство:  $0,27 < 0,5(0,27 + 0,2 + 0,14)$ ;

**0,27 < 0,31** – условие по авторитету клапана **не выполняется**.

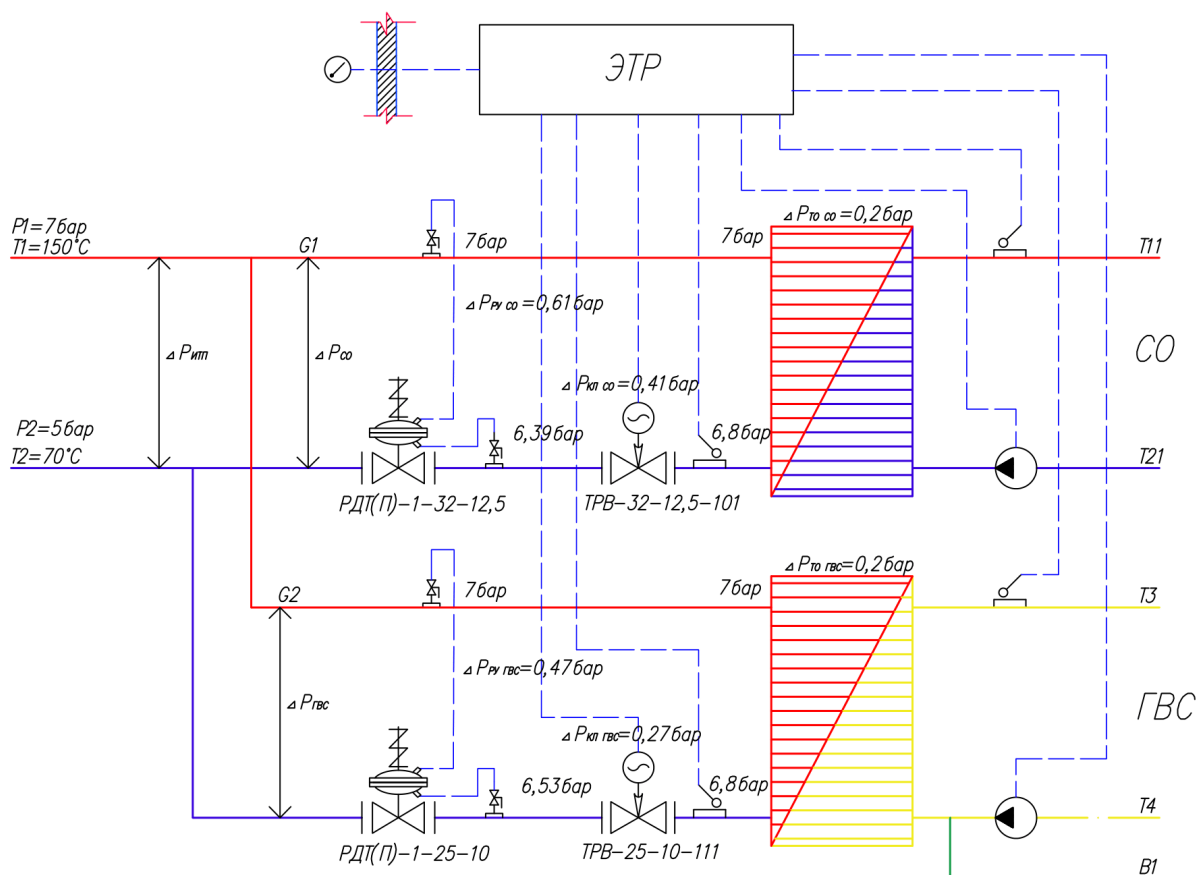
В этом случае качество поддержания требуемого параметра (температуры системы теплоснабжения) снижается, а также увеличивается электрическое потребление, вызванное постоянной работой электрического привода регулирующего клапана. Связано это с изменением перепада давлений на регулирующем клапане из-за изменения расхода теплоносителя через балансировочный клапан. Срок службы регулирующего клапана становится меньше, оплата жильцами потребляемой электрической энергии на ИТП становится выше на 6-9%.

Следует также выполнить проверку клапана регулятора перепада давления на значение минимальной скорости в выходном сечении клапана по формуле (6) в летний период, когда отсутствует нагрузка на систему отопления:

$$V = 5,2 \times \left(\frac{18,8}{40}\right)^2 = 1,15 \text{ м/с};$$

Максимальная и минимальная скорость в выходном сечении клапана в ИТП должна находиться в пределах 1,5...3,5 м/с. В нашем случае скорость 1,15 м/с, что приведет к характеру хлопающей работы клапана регулятора перепада давления при минимальных расходах. Если же клапан регулятора перепада давления заменить на клапан с меньшим диаметром ( $D_u=32\text{мм}$ ), то в отопительный сезон в пиковых нагрузках скорость в выходном сечении клапана будет больше 3,5 м/с (4,56 м/с), что приведет к повышенному шуму, а также к эрозионному «выеданию» движущихся компонентов клапана при больших скоростях движения теплоносителя внутри клапана.

Гораздо правильнее с точки зрения гидравлического расчёта, а также чёткого поддержания требуемых параметров (температур) регулирования в каждом контуре и поэтапного ввода внешних контуров систем теплоснабжения теплового пункта поставить отдельный регулятор перепада давления на каждый контур.



В этом случае регуляторы перепада давления, установленные на каждой отдельной системе теплоснабжения, поддерживают требуемые перепады давления ( $\Delta P_{со}$  и  $\Delta P_{гвс}$ ) соответственно; нивелируют за счёт настройки требуемых перепадов давлений (затяга пружины) излишний располагаемый напор, а также ограничивают максимальные расходы теплоносителя.

Проверяем подобранные регуляторы перепада давления на наличие кавитации по формуле (5). Для этого определим максимальный перепад давления, который может на себе «погасить» регулятор перепада давления:

$$\Delta P_{\text{пред со}} = 0,55(7 - (-0,69)) = 4,23 \text{ бар};$$

$$\Delta P_{\text{пред гвс}} = 0,6(7 - (-0,69)) = 4,61 \text{ бар};$$

Проверяем значение максимального перепада на схемном решении, перепад давления до клапанов регуляторов перепада давления и после них:

- для РДТ(П)-1-32-12,5:  $6,39 - 5 = 1,39 \text{ бар}$ , что меньше, чем  $\Delta P_{\text{пред со}} = 4,23 \text{ бар}$ , следовательно, кавитация будет отсутствовать;

- для РДТ(П)-1-25-10:  $6,53 - 5 = 1,53 \text{ бар}$ , что меньше, чем  $\Delta P_{\text{пред гвс}} = 4,61 \text{ бар}$ , следовательно, кавитация также будет отсутствовать;



Определим скорости в выходном сечении клапанов по формуле (6):

$$V_{CO} = 8 \times \left( \frac{18,8}{32} \right)^2 = 2,76 \text{ м/с};$$

$$V_{ГВС} = 5,2 \times \left( \frac{18,8}{25} \right)^2 = 2,94 \text{ м/с};$$

Скорости в выходных сечениях подобранных клапанов находятся в пределах 1,5...3,5 м/с, следовательно, подбор выполнен верно.

Выполним проверку на внешний авторитет клапана по формуле (7):

-для клапана СО:  $0,41 > 0,5 \cdot 0,61 = 0,31$  - условие выполняется;

-для клапана ГВС:  $0,27 > 0,5 \cdot 0,47 = 0,24$  - условие выполняется;

Подобранные клапаны регуляторов перепада давления соответствуют всем требованиям, следовательно, подобраны правильно, что гарантирует хорошую работоспособность, долговечность, высокое поддержание требуемых параметров температур теплового пункта, а также ограничения максимальных расходов теплоносителя греющих контуров ИТП.