

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ  
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Методические указания  
к выполнению курсового проекта  
для студентов специальности  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»

Минск  
БНТУ  
2019

Составители:

канд. техн. наук, доцент В.И. Чернышевич  
старший преподаватель Т.А. Петровская

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент Л.Н. Тарасевич

В издании приведена последовательность расчета тепловых нагрузок предприятий и жилых поселков, гидравлического и теплового расчета водяных теплосетей, паропроводов и конденсатопроводов, тепловой схемы котельной для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной формы обучения.

Белорусский национальный технический университет  
пр-т Независимости 65, г. Минск, Республика Беларусь  
Регистрационный № БНТУ/ЭФ43-03.2019

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	4
Задание по курсовому проектированию .....	4
1. Определение расчетных тепловых нагрузок .....	6
2. Построение графиков расхода теплоты .....	11
3. Построение графика центрального качественного регулирования по отопительной нагрузке .....	13
4. Определение расчетных расходов сетевой воды .....	15
5. Гидравлический расчет водяной тепловой сети .....	15
5.1. Общие сведения .....	15
5.2. Предварительный расчёт .....	17
5.3. Проверочный расчёт .....	18
6. Построение пьезометрического графика водяной тепловой сети совмещённого с профилем теплотрассы. ....	23
7. Выбор схем присоединения абонентов к тепловой сети .....	26
8. Выбор сетевых и подпиточных насосов .....	26
9. Гидравлический расчёт паропроводов .....	28
9.1. Предварительный расчёт паропровода. ....	28
9.2. Проверочный расчёт паропровода .....	30
10. Гидравлический расчёт конденсатопроводов .....	32
11. Расчёт тепловой изоляции теплопроводов .....	33
12. Расчёт тепловой схемы паровой котельной .....	35
13. Выбор типа и количества паровых котлов .....	45
Список использованных источников .....	46
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	47

## **ВВЕДЕНИЕ**

Курсовая работа по теплоснабжению промышленного предприятия имеет цель закрепить программу дисциплины «Источники и системы теплоснабжения промышленных предприятий» и приобрести практические навыки проектирования тепловых сетей и тепловой схемы котельной.

Методические рекомендации по расчетам, выполнению графической части и пояснительной записки могут быть использованы в дипломном проектировании.

Необходимо отметить, что все технические решения должны применяться согласно действующим в настоящее время в республике нормативным документам.

### **ЗАДАНИЕ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ**

Теплоснабжение промышленного района осуществляется от паровой котельной. В системе теплоснабжения абонентов, обеспечивающей тепловую нагрузку на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, в качестве теплоносителя применяется вода. Система теплоснабжения закрытая, двухтрубная. Регулирование отпуска тепла принято центральное, качественное по отопительной нагрузке. Для покрытия технологической нагрузки к промышленным предприятиям подведен паропровод.

Исходными данными для выполнения курсового проекта являются:

1. Генплан промышленного района с отметками рельефа местности.
2. Наименование и расположение абонентов, получающих тепло из системы централизованного теплоснабжения.
3. Климатологические данные района теплоснабжения.
4. Строительный объем промышленных цехов.
5. Расход пара на технологические нужды промпредприятий; его давление у потребителей.
6. Число жителей района.
7. Расчётная температура сетевой воды.
8. Расход и параметры пара у потребителей.

## Состав и объем курсового проекта

Курсовой проект по теплоснабжению промышленного района должен состоять из расчетно-пояснительной записки объемом не более 50 страниц и графической части – 2 листов чертежей (формат А1 по ГОСТ 2.301-68).

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Задание на курсовой проект (прил. 10).
2. Климатологические данные района теплоснабжения.
3. Расчет теплопотребления промышленными предприятиями и жилыми микрорайонами.
4. Построение годового графика расхода тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.
5. Построение графика центрального качественного регулирования по отопительной нагрузке.
6. Выбор трассы и профиля теплосети.
7. Гидравлический расчет водяной тепловой сети.
8. Гидравлический расчет паропроводов и конденсатопровода.
9. Построение пьезометрического графика водяной тепловой сети.
10. Выбор схем присоединения абонентов к водяной тепловой сети согласно пьезометрического графика.
11. Выбор сетевых и подпиточных насосов.
12. Выбор типа и толщины изоляции теплопровода и определение тепловых потерь трубопроводами теплотрассы.
13. Расчет тепловой схемы паровой котельной и выбор количества паровых котлов.

Список использованных источников.

**В курсовом проекте должны быть выполнены следующие графики и схемы:**

1. График годового расхода тепла в зависимости от продолжительности стояния наружных температур по всем видам тепловой нагрузки промышленного района.
2. График центрального качественного регулирования.
3. Поперечное сечение конструкции прокладки тепловой сети.

4. Генплан промышленного района с нанесением трассы тепловых сетей (М1:10000).
5. Расчётная схема тепловых сетей с указанием запорной арматуры, компенсаторов, длин и диаметров участков трубопровода и др. арматуры (М1:10000).
6. Пьезометрический график водяной тепловой сети (М1:10000).
7. Продольный профиль теплосети (М1:10000).
8. Схема присоединения абонентов к тепловой сети.
9. Схема подключения сетевых и подпиточных насосов.
10. Тепловая схема паровой котельной.

## **1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК**

В системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) по тепловым сетям подаётся теплота различным тепловым потребителям. Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, её можно разбить на две группы по характеру протекания во времени: 1) сезонная; 2) круглогодочная.

Изменения сезонной нагрузки зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и т.п. Основную роль играет наружная температура. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. Ни один из указанных видов нагрузки не имеет круглогодочного характера. К круглогодочной нагрузке относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение.

Одна из первоочередных задач при проектировании и разработке режима эксплуатации систем централизованного теплоснабжения заключается в определении значений и характера тепловых нагрузок.

### **Расчетный расход тепла на отопление промышленных зданий**

$$Q_0^{max} = (1 + \mu)q_0V(t_B - t_{H0}), \text{кВт}, \quad (1.1)$$

где  $\mu$  - коэффициент инфильтрации;

$V$  - строительный объем здания по наружному обмеру,  $\text{м}^3$ ;

$t_{\text{в}}$  - внутренняя температура воздуха в здании,  $^{\circ}\text{C}$  [2, 3, 4];

$t_{\text{но}}$  - расчетная температура наружного воздуха для отопления;

$q_0$  - отопительная характеристика здания,  $\text{Вт}/(\text{м}^3 \times \text{K})$  [2, 3, 4]

$$\mu = b \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_{\text{но}}}{T_{\text{в}}}\right) + \omega_{\text{в}}^2} \quad (1.2)$$

где  $b$  - постоянная инфильтрации,  $\text{с}/\text{м}$ ,  $b = (35 \dots 40) \times 10^{-3}$  для промышленных зданий;  $b = (8 \dots 10) \times 10^{-3}$  для общественных;

$g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$L$  - высота здания или этажа административного здания,  $\text{м}$  (во всех расчетах можно принимать  $L = 10 \dots 15 \text{ м}$ );

$\omega_{\text{в}}$  - скорость ветра,  $\text{м}/\text{с}$  [3] (можно принимать  $0 \dots 6 \text{ м}/\text{с}$ );

$T_{\text{но}}$ ,  $T_{\text{в}}$  - температура наружного и внутреннего воздуха,  $\text{K}$ .

В горячих цехах часть теплопотерь здания компенсируется внутренними тепловыделениями. В этом случае расход тепла на отопление должен быть уменьшен на величину тепловыделения  $Q_{\text{т}}$ , а расход остального подводимого тепла определится из выражения

$$- \quad Q_0^{\text{max}'} = Q_0^{\text{max}} - Q_{\text{т}}, \text{ кВт}, \quad (1.3)$$

где  $Q_0^{\text{max}}$  - количество тепла, определяемое по формуле (1.1);

$Q_{\text{т}}$  - внутренние тепловыделения здания, кВт.

Для чугунолитейных, сталелитейных и других литейных цехов можно принимать  $Q_{\text{т}} = (0,5 \dots 0,75) Q_0^{\text{max}}$ ; для термических и кузнечных цехов  $Q_{\text{т}} = (0,3 \dots 0,5) Q_0^{\text{max}}$ ; для остальных цехов  $Q_{\text{т}} = 0$

### **Расчетный расход тепла на вентиляцию промышленных зданий**

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}), \text{ кВт}, \quad (1.4)$$

где  $q_v$  – вентиляционная характеристика здания, Вт/(м<sup>3</sup> × К) [2, 3, 4];

$t_{нв}$  – расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, °С.

### **Расчетный расход тепла на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий**

Находится по уравнениям (1.1) и (1.4). При отсутствии списка количества и назначения зданий расчет производится по укрупненным расходам тепла, принимаемым из [2, 3, 5].

Из общего расхода тепла на 1 жителя на отопление принимается 90 %, т.е.

$$Q_o^{\max} = 0,9q^{\max}m, \text{ кВт}, \quad (1.5)$$

а на вентиляцию – 10%, т.е.

$$Q_v^{\max} = 0,1q^{\max}m, \text{ кВт}, \quad (1.6)$$

где  $q^{\max}$  – укрупненная норма расхода тепла на 1 жителя, кВт;

$m$  – число жителей в районе.



## Расчет теплотребления района

№ абонента	Наименование теплопотребителей	Число жителей в районе, тыс. чел.	Строительный объем здания, м <sup>3</sup>	Расчетные характеристики										Максимальные теплотери зданий, кВт	Собственные тепловыделения, кВт	Максимальный расход тепла на отопление, кВт	Максимальный расход тепла на вентиляцию, кВт	Максимальный расход тепла на горячее водоснабжение, кВт	Суммарный расход тепла абонентом, кВт
				Удельная отопительная характеристика, Вт/(м <sup>3</sup> ×К)	Удельная вентиляционная характеристика, Вт/(м <sup>3</sup> ×К)	Коэффициент инфильтрации	Укрупненная норма расхода тепла, кВт	Норма потребления горячей воды, кг/сут.	Число душевых в цехе	Температура воздуха в помещении, °С	Расчетная температура воздуха для отопления, °С	Расчетная температура воздуха для вентиляции, °С	Температура горячей воды						
1	2	$m$	$V$	$q_o$	$q_v$	$\mu$	$q^{\max}$	$a$	$p$	$t_b$	$t_{н.о}$	$t_{н.в}$	$t_{г.в}$	$Q_o^{\max}$	$Q_T$	$Q_o'^{\max}$	$Q_v^{\max}$	$Q_{г.в}^{\max}$	$Q$
3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
I	Металлургич. завод цехи ... Итого																		
VI	Микрорайон Всего																		

## Расход тепла на горячее водоснабжение производственных цехов

Расчетная нагрузка горячего водоснабжения, кВт:

$$Q_{Г.В}^{max} = \frac{1,2 \left( m \cdot a(t_{см.1} - t_{х.в.}) + n \cdot b(t_{см.2} - t_{х.в.}) \right) c_p}{3,6}, \text{ кВт} \quad (1.7)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий остывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения;

$m$  – количество душей, шт.;

$a$  – норма расхода горячей воды в душе,  $a = 60$  л/ч;

$t_{см.1}$  – температура смеси горячей и холодной воды в душе,  $t_{см.1} = 37$  °С;

$t_{х.в.}$  – температура холодной водопроводной воды,  $t_{х.в.} = 5$  °С;

$n$  – количество умывальников, шт.;

$b$  – норма расхода горячей воды на умывальник,  $b = 5$  л/ч;

$t_{см.2}$  – температура смеси горячей и холодной воды в умывальнике,  $t_{см.2} = 35$  °С;

$c_p$  – теплоёмкость воды,  $c_p = 4,19$  кДж/(кг × К).

## Расчетный расход тепла на горячее водоснабжение жилых районов

$$Q_{Г.В}^{max} = \frac{k \cdot m \cdot a \cdot c(t_{ГВ} - t_{ХВ})}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт} \quad (1.8)$$

где  $k$  – коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды [2];

$\alpha$  – среднесуточный расход воды на 1 жителя;

$m$  – число жителей района.

Все данные по расчетам теплотребления промышленного района сводятся в табл. 1.1.

## 2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ

График годового расхода теплоты по продолжительности стояния температур наружного воздуха строится на основании графика суммарных часовых расходов теплоты и состоит из двух частей (рис. 2.1): левой – график зависимости суммарных часовых расходов теплоты по различным видам теплотребления в зависимости от температуры наружного воздуха и правой – годовой график расхода теплоты в зависимости от продолжительности стояния наружных температур.

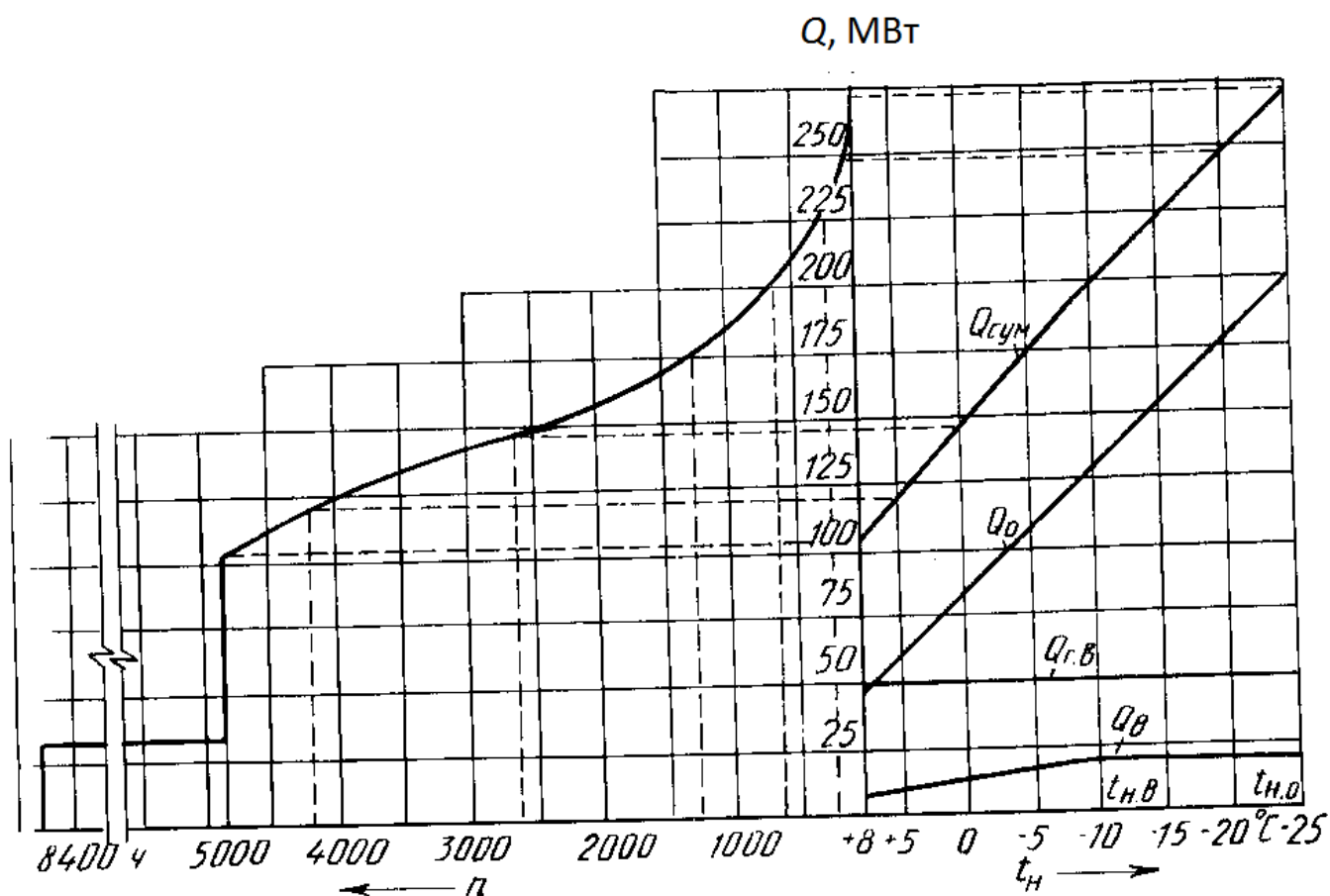


Рис. 2.1. График расхода тепла по продолжительности тепловых нагрузок

Графики расходов тепла по отдельным видам теплотребления и суммарный график расхода теплоты строятся по трём точкам,

соответствующим трём среднесуточным температурам  $t_n$  – наружного воздуха:  $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{н.о}$  и  $t_{н.в}$ . При этом для определения недостающих значений тепловых нагрузок отопления и вентиляции используют следующие формулы пересчета тепловых нагрузок:

$$Q_o = Q'_{от.мах} \cdot \frac{t_{в.р.} - t_n}{t_{в.р.} - t_{н.о}}; \quad (2.1)$$

$$Q_v = Q'_{в.мах} \cdot \frac{t_{в.р.} - t_n}{t_{в.р.} - t_{н.в}}, \quad (2.2)$$

где в качестве  $t_n$  последовательно подставляют указанные выше температуры наружного воздуха.

Так как расчетная температура воздуха внутри помещений  $t_{в.р}$  разная для зданий различного назначения, расчеты расходов на отопление и вентиляцию следует производить отдельно по каждому зданию или по их группе с одинаковой  $t_{в.р}$  с последующим суммированием по типам нагрузки. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение – круглогодичная, в течение отопительного периода условно принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха. Поэтому график расхода теплоты на горячее водоснабжение представляет собой прямую, параллельную оси абсцисс.

Левая часть графика представляет собой зависимость суммарной тепловой нагрузки, соответствующей определённым среднесуточным температурам наружного воздуха (из правой части графика), от продолжительности стояния этих температур (числа часов за отопительный период со среднесуточными температурами наружного воздуха, равными и ниже данных).

Для построения левой части графика необходимо знать продолжительность стояния среднесуточных температур наружного воздуха за отопительный период для климатической области [2, прил. 3], при этом следует заполнить табл. 2.1.

Продолжительность стояния среднесуточных температур  
наружного воздуха за отопительный период

Температура наружного воздуха $t_{н}, ^\circ\text{C}$	$t_{н.о}$	...	...	...	8
Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной					$n_o$

В летний период (диапазон продолжительности стояния  $t_{н}$  от  $n_o$  до  $n = 8400$  ч) тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию отсутствуют, нагрузка на горячее водоснабжение составит  $0,8Q_{г.в}$

### 3. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЦЕНТРАЛЬНОГО КАЧЕСТВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПО ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

Температурные графики выражают зависимость необходимых температур воды в тепловых сетях от тепловой нагрузки и от температуры наружного воздуха.

Уравнения для построения температурных графиков:

- для подающей магистрали

$$\tau_{1,0} = t_{в.р} + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta \tau'_0 - 0,5\theta') \bar{Q}_0^{0,8}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.1)$$

- для обратной магистрали

$$\tau_{2,0} = t_{в.р} + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_0, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.2)$$

где  $t_{в.р}$  – расчетная температура воздуха внутри помещения [2, 3, 4];

$\Delta t' = 0,5(\tau'_{03} + \tau'_{02}) - t_{в.р}, ^\circ\text{C}$  – температурный напор в нагревательных приборах отопительной системы ( $\tau'_{03} = 95 ^\circ\text{C}$ ;  $\tau'_{02} = 70 ^\circ\text{C}$ );

$\delta'_{\tau_0} = \tau'_{01} - \tau'_{02}, ^\circ\text{C}$  – температурный перепад в тепловой сети;

$\theta = \tau'_{03} - \tau'_{02}, ^\circ\text{C}$  – температурный перепад в отопительной системе;

$\overline{Q_0} = \frac{t_{в.р} - t_{н}}{t_{в.р} - t_{н.о}}$  – относительная тепловая нагрузка;

$t_{н}, t_{н.о}$  – текущая наружная температура воздуха и расчетная температура наружного воздуха по отоплению,  $^\circ\text{C}$ .

Задаваясь различными значениями  $t_{н}$  в пределах от  $+8 ^\circ\text{C}$  до  $t_{н.о}$  (интервал  $-5 ^\circ\text{C}$ ), определяются  $\tau_1$  и  $\tau_2$  и строят график температур воды в тепловой сети (рис. 3.1).

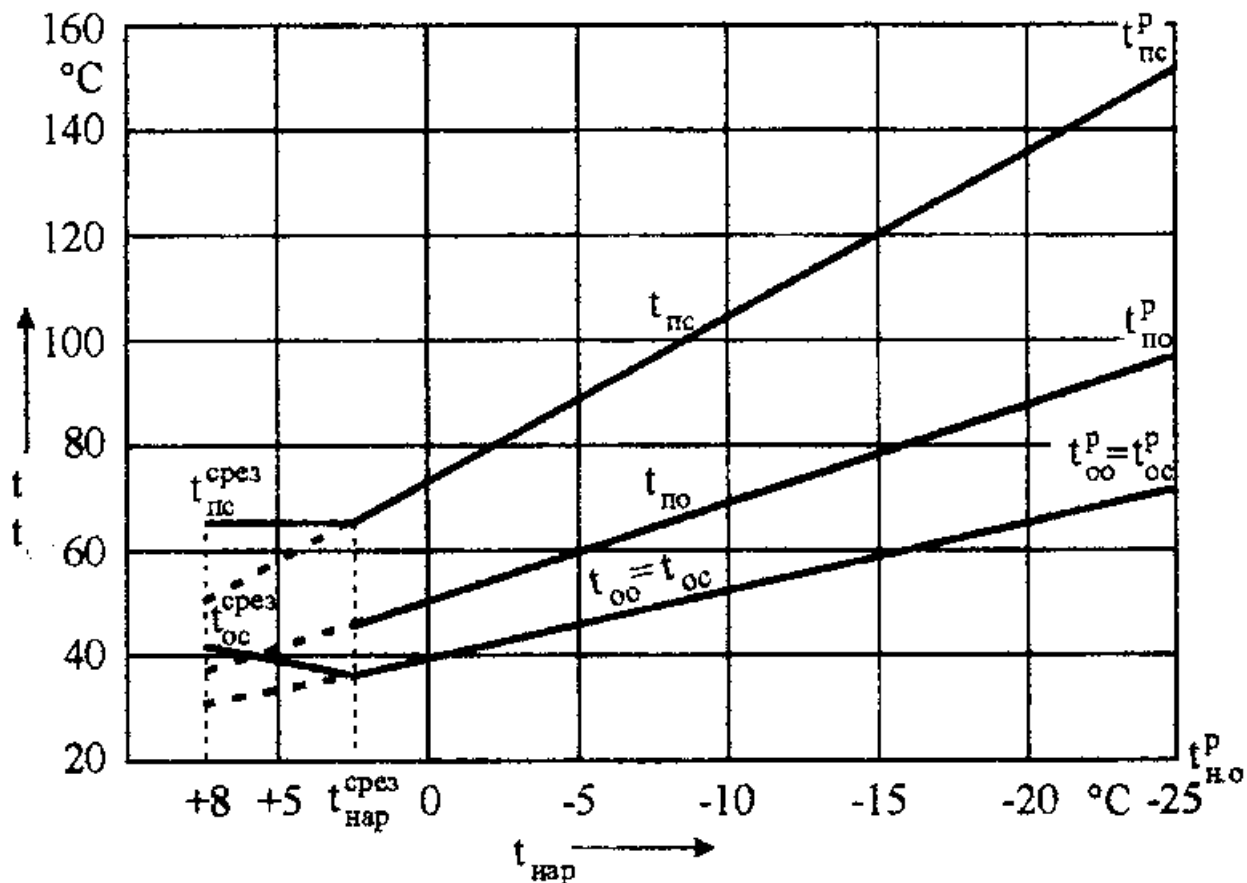


Рис. 3.1. График температур воды в подающей и обратной магистрали при центральном регулировании по отопительной нагрузке

Поскольку температура воды для горячего водоснабжения должна быть 60...65 °С, то минимальная температура воды в подающей магистрали должна быть 70 °С для закрытых систем теплоснабжения. Поэтому отопительный график срезается на уровне 70 °С и носит название *отопительно – бытового*. Температура наружного воздуха  $t'_н$ , при которой график имеет излом, делит его на две части.

В правой части от  $t'_н$  осуществляется качественное регулирование отпуска теплоты, в левой части от + 8 °С до  $t'_н$  – местное регулирование (пропусками).

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

При теплоносителе – воде расчетные расходы воды для гидравлического расчета закрытых тепловых сетей определяются по формуле

$$G = K_p \frac{Q_{\Sigma}}{(\tau_{01} - \tau_{02})c}, \text{ кг/с} \quad (4.1)$$

где  $Q_{\Sigma}$  - суммарный расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение абонента, кВт;

$\tau_{01}$ ,  $\tau_{02}$  – температуры сетевой воды в прямом и обратном трубопроводе соответственно при расчетных температурах наружного воздуха, °С;

$c$  – 4,19 кДж/(кг · °С) – теплоёмкость воды;

$K_p$  – коэффициент, учитывающий утечки воды из сети,  $K_p = 1,005$ .

#### 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОДЯНОЙ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

##### 5.1. Общие сведения

Основной задачей гидравлического расчета является определение диаметров трубопроводов, а также потерь давления на участках тепловых сетей. Гидравлический расчет закрытой системы теплоснабжения выполняется для подающего теплопровода, принимая диаметр обратного теплопровода и падение давления в нём таким же, как и в подающем.

Перед выполнением гидравлического расчета разрабатывают расчетную схему тепловых сетей. На ней проставляют номера участков (сначала – по главной магистрали, а потом – по ответвлениям), расходы теплоносителя (кг/с или т/ч), длины участков (м). Здесь главной магистралью является наиболее протяженная и нагруженная ветвь сети от источника теплоты (точки подключения) до наиболее удаленного потребителя.

Расчет состоит из двух этапов: предварительного и проверочного.

Сначала выполняют расчет главной магистрали. По известным расходам, ориентируясь на рекомендованные величины удельных потерь давления  $R_{д}$ , определяют диаметры трубопроводов  $d_n \times S$ , фактические удельные потери давления  $R_{д}$ , Па/м, а также скорость движения теплоносителя  $W$ , м/с. Условный проход труб независимо от расчетного расхода теплоносителя должен приниматься в тепловых сетях не менее 32 мм. Скорость движения воды не должна быть более 3,5 м/с. Определив диаметры трубопроводов, находят количество компенсаторов на участках и другие виды местных сопротивлений. Затем определяют потери давления в местных сопротивлениях, полные потери давления на участках главной магистрали и суммарные по всей длине. Далее выполняют гидравлический расчет ответвлений, увязывая потери давления в них с соответствующими частями главной магистрали (от точки деления потоков до конечных потребителей). Увязку потерь давления следует выполнять подбором диаметров трубопроводов ответвлений. Невязка не должна быть более 10%. Если такая увязка невозможна, то излишний напор на ответвлениях должен быть погашен соплами элеваторов, дроссельными диафрагмами и авторегуляторами.

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов в СНиП 2.04.07 – 86 [3] рекомендуются следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости  $k_э$ , м, для гидравлического расчета тепловых сетей:

Паропроводы .....	0,0002
Водяные сети .....	0,0005
Конденсатопроводы .....	0,001



## 5.2. Предварительный расчёт

При известном располагаемом давлении  $\Delta p$  для всей сети, а также для ответвлений предварительно определяют ориентировочные средние удельные потери давления  $R_{л}$ , Па/м:

$$R'_{л} = \frac{\Delta p}{l\Sigma(1+\alpha)} \quad (5.1)$$

где  $\Delta p$  – располагаемый перепад давления, Па;

$\Sigma l$  – суммарная протяжённость расчетной ветви (ответвления), м;

$\alpha$  – коэффициент, учитывающий долю потерь давления в местных сопротивлениях:

$$\alpha = 0,019\sqrt{G},$$

где  $G$  – расход теплоносителя на участке, кг/с.

В данной курсовой работе при неизвестном располагаемым перепаде давления в начале и конце теплотрассы удельные потери давления  $R_{л}$  в тепловых сетях могут быть приняты согласно рекомендациям [3]:

а) на участках главной магистрали не более 80 Па/м;

б) на ответвлениях – по располагаемому перепаду давления, но не более 300Па/м.

Диаметр трубопровода, м:

$$d = A_d^b G^{0,38} / R_{л}^{0,19} \quad (5.2)$$

где  $A_d^b$  – коэффициент, определяется по прил. 2;

$G$  – расход теплоносителя на участке, кг/с.

**Таблица предварительного гидравлического расчета  
водяной тепловой сети**

№ участков	Расход воды на участке, кг/с	Длина участка, м	Располагаемый напор в начале участка		Ориен- тиро вочные местные сопро- тивле- ния	Ориен- тиро вочные удельные линейные потери давления, Па/м	Ориен- тиро вочный внут- рений диаметр трубы, м.	Стандартные трубы	
			Па	м в.с.				Внеш- ний диа- метр трубы	Тол- щина стен- ки тру- бы, мм
	$G$	$l$	$\Delta P$	$\Delta H$	$\alpha$	$R'_l$	$d$	$d_n$	$S$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Магис- траль									
Ответв- ления									

### **5.3. Проверочный расчёт**

По полученным значениям выбирается ближайший стандартный диаметр трубопровода для каждого участка [6,]. Затем рассчитывается скорость движения теплоносителя, которая не должна превышать 3,5 м/с.

После установления диаметров теплопроводов производится разработка монтажной системы, которая заключается в расстановке на трассе тепловых сетей неподвижных опор, компенсаторов и запорнорегулирующей арматуры. На участках между узловыми камерами, т.е. камерами в узлах ответвлений, размещают неподвижные опоры, расстояние между которыми зависит от диаметра теплопровода, типа компенсатора и способа прокладки тепловых сетей (прил. 8). В каждой узловой камере устанавливают неподвижную опору. На участке между двумя неподвижными опорами предусматривают компенсатор. Повороты трассы теплосети под углом 90 – 130° используют для самокомпенсации температурных удлинений, а в местах поворотов под углом более 130° устанавливаются неподвижные опоры. Неподвижные

опоры располагают на теплопроводах большего диаметра, запорную арматуру устанавливают на всех отверстиях и на магистральных участках через одно – два ответвления. В камерах на ответвлениях к отдельным зданиям при диаметре ответвлений до 50 мм и длине до 30 м запорную арматуру допускается не устанавливать. При этом должна предусматриваться арматура, обеспечивающая отключение группы зданий с суммарной тепловой нагрузкой до 0,6 МВт.

Число компенсаторов определяют в зависимости от диаметра трубопровода, рода теплоносителя и расстояния между неподвижными опорами  $L_x$  определяемого по прил. 5.

При установке П – образных компенсаторов длина трубопровода увеличивается на величину.

$$l_k = 2 H n_k, \text{ м}, \quad (5.3)$$

где  $H$  – вылет (плечо) компенсатора, м,

$n_k$  – число установленных на участке компенсаторов, шт.,

$$n_k = l / L_x$$

Вылет компенсатора, в свою очередь, зависит от диаметра трубопровода, температуры теплоносителя. При расчёте компенсатора определяется расчетное тепловое удлинение трубопровода

$$\Delta l = \alpha L_x (\tau_1 - t_m), \text{ м}, \quad (5.4)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения стали,  $\alpha = 1,2 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ;

$\tau_1$  – максимальная температура теплоносителя;

$t_m$  – температура наружного воздуха при монтаже компенсатора,

Вылет компенсатора определяется по выражению

$$H = \sqrt{\frac{C_A \cdot \Delta l_p \cdot E \cdot d}{\sigma_{\text{доп}}}}, \text{ м} \quad (5.5)$$

где  $C_A = 0,3$  – коэффициент формы компенсатора;

$\Delta l_p = \kappa \times \Delta l$  - температурное удлинение участка трубопровода с учетом предварительной растяжки;

$\kappa$  – степень растяжки компенсатора, зависящая от температуры теплоносителя; при  $\tau < 250$  °С  $\kappa = 0,5$ ; при  $250 \leq \tau \leq 300$  °С  $\kappa = 0,6$ ; при  $300 \leq \tau \leq 400$  °С  $\kappa = 0,7$ ; при  $\tau > 400$  °С  $\kappa = 1,0$ ;

$E = 19,6 \times 10^{10}$  Па – модуль упругости первого рода;

$\sigma_{дон}$  – допустимое напряжение от тепловых удлинений,  $\sigma_{дон} = 70 \times 10^6$  Па.

Эквивалентная длина всех местных сопротивлений определяется по формуле

$$l_э = A_l \sum \xi d_g^{1,25}, \text{ м}, \quad (5.6)$$

где  $A_l$  - постоянный коэффициент, зависящий от шероховатости труб; значение  $A_l$  можно взять из [2].

Приведённая длина участка трубопровода определяется из выражений: при П- образных компенсаторах

$$l_{np} = l + l_k + l_э, \text{ м}; \quad (5.7)$$

при сальниковых компенсаторах

$$l_{np} = l + l_э, \text{ м}; \quad (5.8)$$

Все расчеты по определению приведенной длины трубопроводов оформляются в виде табл. 5.2.

Уточнённые удельные линейные потери давления подсчитываются из выражения

$$R_{л} = A_R^B \frac{G^2}{d^{5,25}} \quad (5.9)$$

где  $A_R^B$  – постоянный коэффициент, от шероховатости труб; значение  $A_R^B$  берется из [3] или прил. 2.

В случае превышения  $R_l$  допустимых значений следует принять больший диаметр стандартной трубы.

Полная потеря давления на участке сети

$$\Delta P = R_l \times l_{np}, \text{ Па}, \quad (5.10)$$

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{g \cdot \rho}, \text{ м в.ст.},$$

где  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$\rho \text{ кг/м}^3$  – плотность теплоносителя при заданной температуре  $t_1$ .

Таблица 5.2

## Определение приведённой длины теплотрассы

Участок сети	Установленные на трассе местные сопротивления										Сумма коэффициентов местных сопротивлений	Расстояние между мертвыми опорами, м	Расчетное удлинение компенсатора, м	Длина вылетов компенсаторов, м	Эквивалентная длина мест. сопр., м	Длина трубопроводов по схеме, м	Приведенная длина трубопроводов, м
	тройник		задвижки		повороты 120 <sup>0</sup>		отводы 90 <sup>0</sup>		компенсаторы								
	число	коэф. мест. сопр.	число	коэф. мест. сопр.	число	коэф. мест. сопр.	число	коэф. мест. сопр.	число	коэф. мест. сопр.							
	<i>n</i>	$\xi$	<i>n</i>	$\xi$	<i>n</i>	$\xi$	<i>n</i>	$\xi$	<i>n</i>	$\xi$							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1																	
2																	
...																	
<i>n</i>																	

Окончательно все результаты расчётов оформляют в виде табл. 5.3.

Таблица 5.3

Окончательный гидравлический расчет тепловой водяной сети

Уча- сток сети	Расход воды на учас- тке , кг/с	Приве- дённая длинна участка, м	Стандартная труба		Уточнён- ные удель- ные и линейные потери, Па/м	Падение давления (напора) на участке		Общее распола- гаемое давление (напор) у абонента, Па (м в. ст.)
			диа- метр, м	тол- щина, м		Па	м в. ст.	
	$G$	$l_{np}$	$d_H$	$S$	$R_L$	$\Delta P$	$\Delta H$	$\sum \Delta P(\Delta H)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
...								
9								

Невязка потерь напора по главной линии и ответвлению при окончательном расчёте также не должна превышать 5%.

## 6. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОГО ГРАФИКА ВОДЯНОЙ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ СОВМЕЩЁННОГО С ПРОФИЛЕМ ТЕПЛОТРАССЫ.

Построение пьезометрического графика (рис. 6.1) производится следующим образом. За начало координат принимают ось сетевых насосов на станции. Приняв эту точку за условный нуль, строят профиль местности по трассе основной магистрали и по характерным ответвлениям. На профиле местности в масштабе наносят высоту присоединяемых зданий (принимают  $H_{зд.} = 10...15$  м). Предварительно давление на всасывающей стороне насосов  $H_{вс.}$  принимают 15...20 м и наносят горизонталь  $A_2B_4$ . От точки  $A_2$  откладывают по оси абсцисс длины расчетных участков, а по оси ординат из конечных точек – потери давления из табл. 2.3. Соединив верхние точки этих отрезков, получают ломаную  $A_2B_2$ , которая и будет пьезометрической линией обратной

магистрала. Каждый вертикальный отрезок от условного уровня  $A_2B_4$  до пьезометрической линии  $A_2B_2$  даёт потери давления в обратной магистрали от насосной до соответствующей точки.

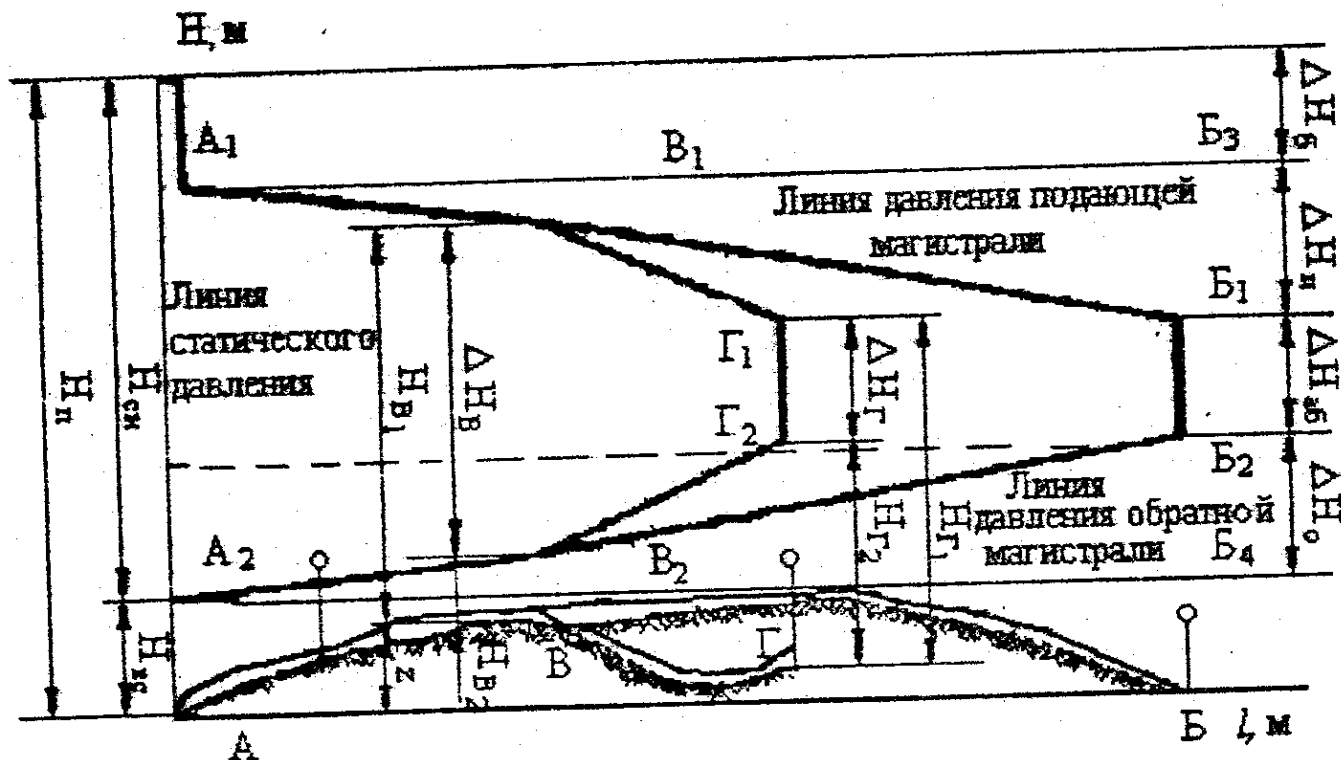


Рис. 6.1. Построение пьезометрического графика двухтрубной закрытой водной теплосети:

$H_{вс}$  – давление на всасывающей стороне сетевых насосов;

$H_{сн}$  – давление сетевых насосов на станции;  $H_{п}$  – полное давление, развиваемое сетевыми насосами;  $\Delta H_{аб}$  – располагаемый напор у абонента;  $\Delta H_{б}$  – потеря давления в бойлерной ТЭЦ;  $\Delta H_{п}$  – потеря напора в подающей магистрали;  $\Delta H_{о}$  – потеря напора в обратной магистрали;  $z$  – пьезометрическая высота местности

От точки  $B_2$  откладывают вверх необходимый располагаемый напор в конце магистрали  $\Delta H_{аб}$ , который принимают в зависимости от схемы присоединения абонента к тепловой сети. Полученный отрезок  $B_2B_1$  характеризует в конце подающей магистрали. От точки  $B_1$  откладывают вверх потери напора в подающем трубопроводе  $\Delta H_{п}$  и проводят горизонтальную линию  $B_3A_1$ . От неё вниз откладывают потери давления по подающей линии от источника тепла до конца отдельных расчетных участков и строят аналогично предыдущему участку пьезометрическую линию  $A_1B_1$  подающей магистрали. От точки  $A_1$  откладывают вверх



потерю давления в котельной, равную  $\Delta H_6 = 10...20$  м. При первоначальном построении пьезометрического графика давление на всасывающей стороне сетевых насосов было принято произвольным. Перемещение графика параллельно самому себе вверх или вниз позволяет принять любые давления на всасывающей стороне сетевых насосов и соответственно в местных системах. Однако нужно помнить, что при непосредственном присоединении местных систем обратный трубопровод гидравлически соединен с местной системой, поэтому давление в обратном трубопроводе целиком передается местной системе.

При выборе положения пьезометрического графика исходят из следующих условий:

1. Допустимое давление в обратной магистрали не должно превышать допускаемого рабочего давления в местных системах [3].

2. Давление в обратном трубопроводе должно обеспечить залив верхних приборов систем отопления.

3. Давление в обратном трубопроводе должно быть не ниже 50...100 кПа во избежание образования вакуума.

4. Давление в любой точке подающего трубопровода должно быть выше давления вскипания при максимальной расчетной температуре теплоносителя [3].

5. Давление во всасывающей патрубке сетевых насосов из условий предупреждения кавитации должно быть не ниже 50 кПа и пьезометрический напор в обратной линии – не менее 5 м.

6. Располагаемый напор в конечной точке сети должен быть равен или больше расчетной потери напора на абонентском вводе при расчетном пропуске теплоносителя.

7. Давление при статическом состоянии, установленное в низшей точке местной системы в низкорасположенных системах, не должно превышать допускаемого рабочего давления 600 кПа.

## 7. ВЫБОР СХЕМ ПРИСОЕДИНЕНИЯ АБОНЕНТОВ К ТЕПЛОВОЙ СЕТИ.

Условия выбора схем присоединения абонентов следующие:

1. Присоединения абонентов по зависимой схеме требует чтобы статический напор был бы на 5 м выше верха зданий, (условие не вскипания воды, при прекращении работы сетевого насоса). Расстояние от низа зданий до обратной линии гидродинамического напора не должна превышать 60 м (из условия прочности чугунных радиаторов).

2. Здания не должны пересекать линию пьезометрического напора в обратной магистрали.

3. Располагаемый перепад у абонента должен быть в пределах 10 – 15 м (из условия работы элеватора). Если эти условия не выполняются, то схема присоединения абонентов должна быть независимой.

## 8. ВЫБОР СЕТЕВЫХ И ПОДПИТОЧНЫХ НАСОСОВ

Требуемый напор сетевых насосов  $H_{сн}$  при суммарных расчетных расходах сетевой воды складывается из потерь напора в водонагревательной установке источника теплоты  $\Delta H_{пу}$ , суммарных потерь напора в подающем и обратном теплопроводах тепловой сети  $\Delta H_c$  и потерь напора у абонента  $\Delta H_{аб}$ :

$$H_{сн}^3 = \Delta H_{пу} + \Delta H_c + \Delta H_{аб}. \quad (8.1)$$

Для летнего периода напор сетевых насосов

$$H_{сн}^A = H_{сн}^Э \left( \frac{G_{л}}{G_{з}} \right) \quad (8.2)$$

где  $G_{л}$  и  $G_{з}$  – расходы сетевой воды в летний и зимний периоды.

Выбор сетевых насосов проводится по их характеристикам [4,].

По принятому напору и расчётной подаче определяют число параллельно или последовательно работающих насосов. Для зимнего и летнего периода предусматривается установка отдельных групп и насосов.

Минимальное количество насосов в каждой группе – 2 шт., один из которых резервный.

Строится характеристика сопротивления сети

$$S = \frac{\Delta H_c}{G_3^2} \quad (8.3)$$

Сопротивление сети – величина постоянная и не зависит от расхода теплоносителя, а зависит только от эквивалентной шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, эквивалентной длины местных сопротивлений и плотности теплоносителя. Характеристика сети строится по одному известному режиму (расчетному).

Задаваясь различными расходами воды при постоянной характеристике сети, определяем напор в сети. По этим данным строим характеристику сопротивления сети и совмещаем её с характеристикой сетевых насосов. Точка пересечения А указывает расход теплоносителя и напор, развиваемый сетевыми насосами (рис. 8.1).

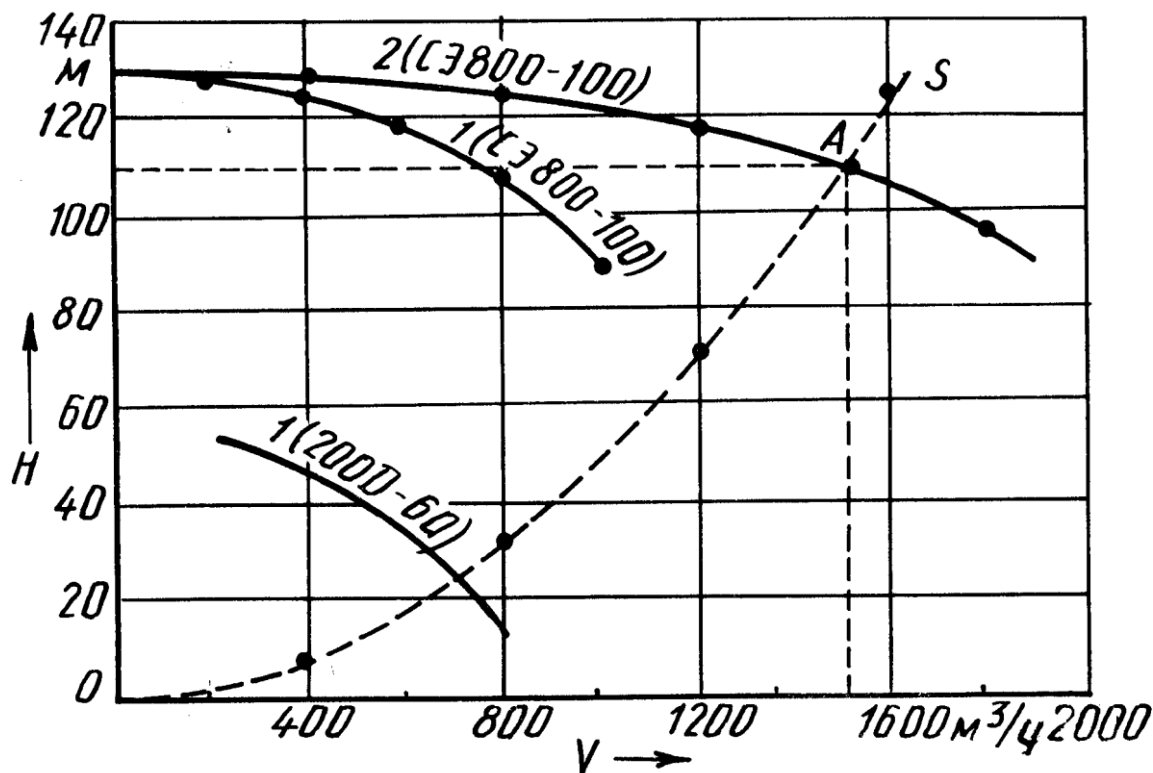


Рис. 8.1. Гидравлическая характеристика сетевых насосов и тепловой сети

Требуемый напор подпиточного насоса устанавливается исходя из необходимости поддержания определённого статического напора тепловой сети и обеспечения невоскипания воды в самой высокой точке абонентов при остановке сетевых насосов.

Подача подпиточных насосов определяется из условия восполнения утечек воды и принимается 0,75 % от объёма воды в теплопроводах и присоединённых к ним системах теплопотребления. Кроме того, должна предусматриваться аварийная подпитка сети до 20 % от объёма трубопроводов. Количество подпиточных насосов не менее 2 – х, один из них – резервный.

## 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПАРОПРОВОДОВ

Расчёт производится по заданным расходам и параметрам пара согласно схемы рис. 9.1. В расчётах эквивалентная шероховатость труб принимается  $k_s = 0,0002$  м.

### 9.1. Предварительный расчёт паропровода.

Ориентировочная доля местных сопротивлений по формуле  $\alpha = z\sqrt{G}$ , где  $z = 0,05 \dots 0,1$ . Ориентировочные удельные линейные потери давления определяются по формуле (5.1), а ориентировочный внутренний диаметр паропровода – с помощью выражения

$$d_B = A_d \frac{D^{0,38}}{(R'_l \rho_{cp})^{0,19}}, \text{ м} \quad (9.1)$$

где  $D$  – расход пара, кг/с.

При расчёте  $R'_l$  по формуле (5.1) необходимо задаться предварительно падением давления  $\Delta P$  на расчётном участке паропровода в пределах 50...100 кПа на 1 км длины паропровода.

Ориентировочная средняя плотность пара  $\rho_{cp}$  определится из условия предварительно принятого падения давления и принятого падения температуры пара по длине участка

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_n + \rho_k}{2} \quad (9.2)$$

где  $\rho_n$  и  $\rho_k$  – объёмные плотности пара в начале и конце расчётного участка, кг/м<sup>3</sup>.

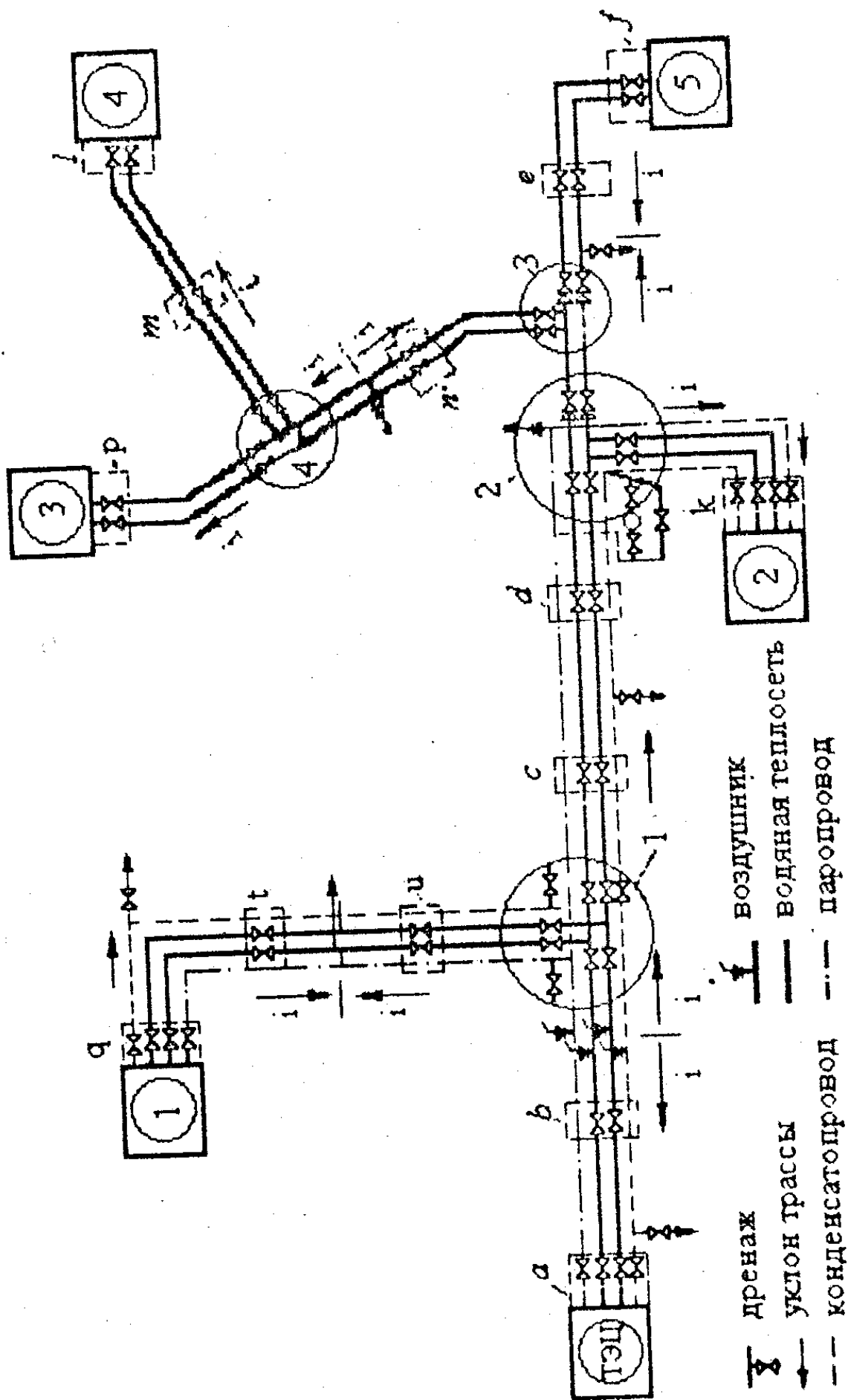


Рис. 9.1. Расчетная схема теплопроводов

Давление пара в котельной можно рассчитать, зная давление пара у потребителей, при этом температура пара  $t = 350^{\circ}\text{C} \geq t_s$  (пар перегретый).

После округления ориентировочного диаметра паропровода до стандартного производится поверочный расчёт паропровода.

Все данные предварительного расчёта паропровода сводятся в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Таблица предварительного гидравлического расчёта паропроводов

Участок сети	Расход пара, кг/с	Длина участка, м	Начало участка			Ориентировочные местные сопротивления	Ориентировочные удельные линейные потери, Па/м	Ориентировочный диаметр паропровода, м	Стандартная труба	
			Давление, Па	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Объёмная плотность, кг/м <sup>3</sup>				Наружный диаметр, м	Толщина Стенки, мм
	$D$	$l$	$P_H$	$t_H$	$\rho_H$	$\alpha$	$R'_l$	$d'_в$	$d_H$	$S$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
...										

### 9.2. Поверочный расчёт паропровода.

Местные сопротивления вычисляются аналогично указанному для водяных тепловых сетей. Секционирующие задвижки на паропроводе расчетной магистрали не ставятся. Задвижки ставятся на ответвлениях и перед вводом паропровода к потребителю (рис. 9.1).

Для стандартной трубы определяем область гидравлического режима работы паропровода. Для этого определяем число  $Re$

$$Re = \frac{4D}{\pi d_v \rho_{cp} \nu} \quad (9.3)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость пара, м<sup>2</sup>/с.

Предельное число Рейнольдса

$$Re_{\Pi} = \frac{568d_B 10^4}{2} \quad (9.4)$$

Для  $Re > Re_{\text{пред}}$  удельные потери давления вычисляются с помощью уравнения

$$R_{\text{л}} = A_R \frac{D^2}{\rho_{\text{ср}} d^{5,25}}, \text{ Па/м} \quad (9.5)$$

где  $A_R$  – постоянный коэффициент (прил. 2).

При  $Re < Re_{\text{пред}}$   $R_{\text{л}}$  определяется по формуле Д'Арси.

Эквивалентная длина всех местных сопротивлений подсчитывается по формуле (5.6). Приведённая длина паропровода определяется по формуле (5.7).

Поскольку объёмная плотность пара изменяется, необходимо определить теплотери на трассе и уточнить среднюю теплоёмкость пара. Удельные тепловые потери выбираются из прил. 7 в зависимости от типа прокладки. Полные теплотери на расчётном участке

$$Q = q_l \cdot l_p, \text{ кВт}, \quad (9.6)$$

где  $l_p$  – расчётная длина участка паропровода,  $l_p = l_{\text{нр}} - l_3$  м.

Температура пара изменяется на участке на величину

$$\Delta t = \frac{Q}{DC_p}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.7)$$

где  $C_p$  – теплоёмкость пара;

$Q$  – теплотери, кВт.

По конечным значениям пара  $P_{\text{к}}$ ,  $t_{\text{к}}$ ,  $\rho_{\text{к}}$  находится значение  $\rho_{\text{ср}}$  и уточняется значение  $R_{\text{л}}$ .

$$\Delta P = R_{\text{л}} \cdot l_{\text{нр}}, \text{ Па}. \quad (9.8)$$

Все данные поверочного расчёта паропровода сводятся в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Таблица окончательного гидравлического расчёта паропроводов

Участок сети	Расход пара, кг/с	Приведённая длина паропровода, м	Ориентировочная средняя плотность пара, кг/м <sup>3</sup>	Кинематическая вязкость пара, м <sup>2</sup> /с	Число Рейнольдса	Предельное число Re	Линейные потери давления, Па/м	Расчётная длина участка	Удельные потери тепла	Общая потеря тепла, кВт	Падение температуры, °С	Потери давления, Па	Конец участка		
													Давление, кПа	Температура	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
	$D$	$l_{пр}$	$\rho_{ср}$	$\nu$	Re	Re <sub>п</sub>	R <sub>л</sub>	$l$	$q_l$	$Q$	$\Delta t$	$\Delta P$	$P_k$	$t$	$\rho$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1															
...															

## 10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

Расчёт конденсаторпроводов проводят при 100% - ном возврате конденсата. Для транспорта от сборных баков до источника теплоты используют напорные конденсаторпроводы, где с помощью конденсатных насосов обеспечивается давление, исключающее вторичное вскипание.

Конденсат занимает полное сечение трубопровода. Напорные конденсаторпроводы рассчитывают аналогично трубопроводам водяных тепловых сетей, при этом принимают эквивалентную шероховатость труб  $K_s = 1,0$  мм.

Диаметр конденсаторпровода определяется по расходу конденсата и удельному падению по длине, которое принимается не более 100 Па/м.



## 11. РАСЧЁТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТЕПЛОПРОВОДОВ

В задачу теплового расчёта входит выбор толщины основного слоя изоляционной конструкции, расчёт потерь теплоты теплопроводами и определение эффективности изоляции.

### 11.1. Выбор толщины изоляции теплопроводов

Толщина основного слоя изоляционной конструкции выбирается на основании расчёта по нормам потерь теплоты [2, 4, 6], прил. 7.

Основные теплоизоляционные материалы, применяемые для изоляции теплопроводов, имеют значение коэффициента теплопроводности  $\lambda = 0,04..0,07$  Вт/(м · К) [7,8].

Расчёт основного слоя изоляции проводят по выражению

$$\delta_{из} = \frac{e^{2\kappa\lambda_{из}R_{из}} - 1}{2} d_n \quad (11.1)$$

где  $\lambda_{из}$  – коэффициент теплопроводности слоя изоляции, Вт/(м · °С);

$R_{из}$  – термическое сопротивление основного слоя изоляции, м · °С/ Вт, входит в выражение для суммарного термического сопротивления на пути теплового потока к окружающей среде,

$$R_{\Sigma} = \frac{\tau_{cp} - t_0}{q} = R_{из} + \sum_{i=1}^n R_n. \quad (11.2)$$

Здесь  $\sum_{i=1}^n R_n$  – зависит от способа прокладки тепловой сети (наружная прокладка, подземная бесканальная, прокладка в непроходных каналах). Расчёт  $\sum_{i=1}^n R_n$  для различных способов прокладки изложен в [7,8,]. Примеры расчётов изложены в [5, 6];

$\tau_{cp}$  – среднегодовая температура теплоносителя, °С;

$t_0$  – средняя температура наружного воздуха за отопительный период (или температура грунта при подземной прокладке), °С;

$q$  – норма потерь теплоты, Вт/м (прил. 7);

$d_n$  – наружный диаметр теплопровода, м.

## 11.2. Определение потерь теплоты теплопроводами

Потери теплоты теплопроводами определяются по выражению

$$Q = q \cdot l \cdot (1 + \beta) = \frac{\tau_{\text{ср}} - t_0}{R_{\Sigma}} \cdot l \cdot (1 + \beta), \text{Вт} \quad (11.3)$$

где  $l$  - длина участка, м;

$\beta$  – коэффициент местных потерь тепла  $\beta = 1,25$  – для надземной прокладки,

$\beta = 1,15$  – для бесканальной прокладки,  $\beta = 1,2$  – для канальной прокладки.

Для надземной прокладки полные потери тепла находят отдельно для подающего и обратного теплопроводов.

Для случая параллельной бесканальной прокладки нескольких трубопроводов и прокладки труб в непроходных каналах тепловые потери находятся по методике, изложенной в [3, 5, 6, 7, 8].

## 11.3. Определение коэффициентов эффективности изоляции

Для оценки эффективности изоляционной конструкции пользуются выражением

$$\eta_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{г}} - Q_{\text{и}}}{Q_{\text{г}}} \quad (11.4)$$

где  $Q_{\text{г}}$  и  $Q_{\text{и}}$  – полные потери голого и изоляционного трубопровода.

Для современных изоляционных конструкций коэффициент эффективности изоляции  $\eta_{\text{и}} = 0,85-0,95$ .

## 12. РАСЧЁТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Расчёт тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трёх режимов: максимально – зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

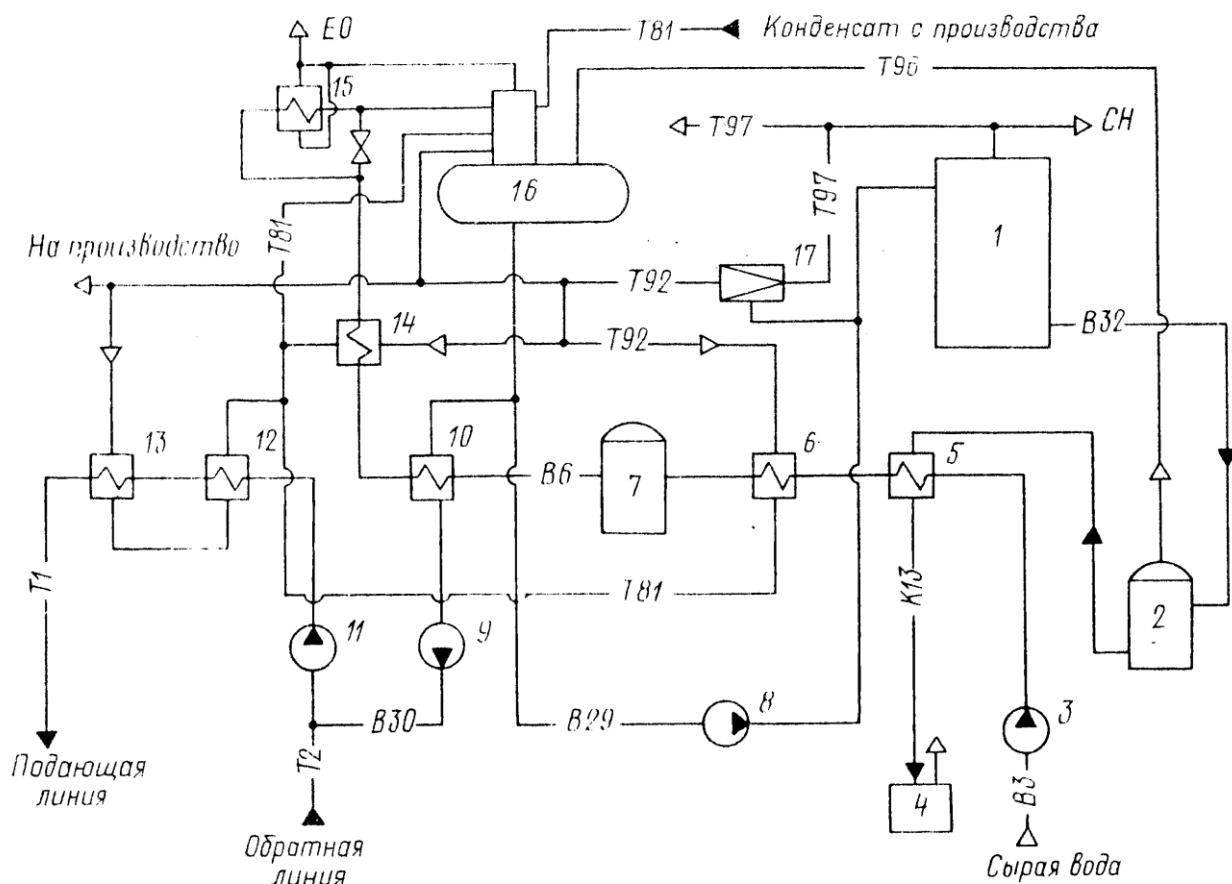


Рис. 12.1 Тепловая схема производственной котельной

1 — паровой котел; 2 — расширитель непрерывной продувки; 3 — насос сырой воды; 4 — барботер; 5 — охладитель непрерывной продувки; 6 — подогреватель сырой воды; 7 — химводоочистка; 8 — питательный насос; 9 — подпиточный насос; 10 — охладитель подпиточной воды; 11 — сетевой насос; 12 — охладитель конденсата; 13 — сетевой подогреватель; 14 — подогреватель химически очищенной воды; 15 — охладитель пара; 16 — атмосферный деаэрактор; 17 — редуцирующе-охлаждающая установка (РОУ)

Расчёт тепловой схемы производственной котельной (рис. 12.1) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчёта. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В

этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчётах (пример такой таблицы – 12.1).

2. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды (т/ч)

$$G = \frac{860Q}{t_1 - t_2} \quad (12.1)$$

где  $Q$  – расчётная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт;  $t_1$  и  $t_2$  – температура воды соответственно перед сетевыми подогревателями и после них,  $^{\circ}\text{C}$ .

3. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды

$$D_{\text{ц.с.в.}} = \frac{4,2G(t_1 - t_2)}{(i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{к}})\eta} \quad (12.2)$$

где  $i''_{\text{РОУ}}$  – энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг;  $i_{\text{к}}$  – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг;  $\eta$  – КПД сетевого подогревателя (для различных подогревателей собственных нужд принимается равным 0,98).

4. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями (т/ч)

$$D''_{\text{РОУ}} = D_{\text{Т}} + D_{\text{п.с.в.}} \quad (12.3)$$

где  $D_{\text{Т}}$  – расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

5. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями (т/ч)

$$D_{\text{вн}} = D'_{\text{РОУ}} + D'_{\text{Т}} \quad (12.4)$$

при этом

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{t''_{\text{РОУ}} - i_{\text{П.В.}}}{t'_{\text{РОУ}} - i_{\text{П.В.}}} \quad (12.5)$$

где  $D'_T$  – расход свежего пара давлением 1,4 МПа;  $i'_{\text{РОУ}}$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $i_{\text{П.В.}}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $D'_{\text{РОУ}}$  – расход пара перед РОУ, т/ч.

6. Определить количество воды, впрыскиваемой в редуционно – охладительную установку (т/ч),

$$G'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{t''_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{t'_{\text{РОУ}} - i_{\text{П.В.}}} \quad (12.6)$$

1. Расход пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D'_{\text{С.Н}} = 0,01K_{\text{С.Н}}D_{\text{ВН}} \quad (12.7)$$

где  $K_{\text{С.Н}}$  – расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход на деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5 – 10 %.

8. Расход пара на мазутное хозяйство (т/ч)

$$D_{\text{М}} = 0,01K_{\text{М}}D_{\text{ВН}} \quad (12.8)$$

где  $K_{\text{М}}$  – расход пара на мазутное хозяйство, процентов расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3 %.

9. Расход пара на покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_{\text{П}} = 0,01K_{\text{П}}(D_{\text{ВН}} - D'_{\text{С.В}} + D_{\text{М}}) \quad (12.9)$$

где  $K_{\text{П}}$  – расход пара на покрытие потерь, процентов расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2 – 3 %.

10. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_{\text{с.в.}} = D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}} + D_{\text{п}} \quad (12.10)$$

11. Суммарная паропроизводительность котельной (т/ч)

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}} \quad (12.11)$$

12. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной (т/ч)

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + 0,001K_{\text{к}}D, \quad (12.12)$$

где  $\beta$  – доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями;  $K_{\text{к}}$  – потери конденсата в цикле котельной установки, процентов паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3 %.

13. Определить расход химически очищенной воды (т/ч)

$$F_{\text{х.о.в}} = G_{\text{к}}^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}}G, \quad (12.13)$$

где  $K_{\text{тс}}$  – потери воды в теплосети, процентов количества воды в системе теплоснабжения, рекомендуется принимать их равными 2 – 3 %.

14. Определить расход сырой воды (т/ч)

$$G_{\text{с.в}} = K_{\text{х.о.в}}G_{\text{х.о.в}}, \quad (12.14)$$

где  $K_{\text{х.о.в}}$  – коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки, рекомендуется принимать его равным 1,25.

15. Определить количество воды, поступающей с непрерывной продувкой в расширитель (т/ч),

$$G_{\text{пр}} = 0,01\rho_{\text{пр}}D \quad , \quad (12.15)$$

где  $\rho_{\text{пр}}$  – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

16. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки (т/ч),

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}}(i_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}})}{x(i''_{\text{расш}} - i'_{\text{расш}})} \quad , \quad (12.16)$$

где  $i_{\text{к.в}}$  – энтальпия котловой воды, кДж/кг;  $i''_{\text{расш}}$  – энтальпия пара, полученного в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;  $i'_{\text{расш}}$  – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;  $x$  – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки, принимается равной 0,98.

17. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки (т/ч)

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}} \quad . \quad (12.17)$$

18. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$t'_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{расш}}(i'_{\text{расш}} - i''_{\text{пр}})}{4,2G_{\text{с.в}}} + t_{\text{с.в}} \quad , \quad (12.18)$$

где  $i''_{\text{пр}}$  – энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, принимается равной 210 кДж/кг.

19. Расход пара на подогреватель сырой воды (т/ч)

$$D_{c.B} = G_{c.B} \frac{i'_{x.o.B} - i'_{c.B}}{i''_{POY} - i_K^{POY}}, \quad (12.19)$$

где  $i'_{x.o.B}$  - энтальпия сырой воды после подогревателя, определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С, кДж/кг;  $i'_{c.B}$  - энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, определяется по температуре  $i'_{c.B}$  . кДж/кг;  $i''_{POY}$  - энтальпия редуцированного пара, кДж/кг;  $i_K^{POY}$  - энтальпия конденсата редуцированного пара, определяется по температуре конденсата, принимаемой равной 70-85 °С.

20. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды (°С)

$$t''_{x.o.B} = t'_{x.o.B} + \frac{0,01K_{TC}G(t_{п.в} - t_2)\eta}{G_{x.o.B}}, \quad (12.20)$$

где  $i'_{x.o.B}$  - температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды (в процессе химической очистки воды ее температура снижается примерно на 2 °С; снижением температуры воды в оборудовании химводоочистки и последующим ее подогревом в охладителе выпара можно пренебречь без ущерба для точности расчета), °С;  $t_{п.в}$  - температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °С;  $t_2$  - температура деаэрированной охладителя, принимается равной 70 °С;  $0,01K_{TC}G$  - расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

21. Определить расход ара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором (т/ч)

$$D_{x.o.B} = \frac{G_{x.o.B}(i_K - i''_{x.o.B})}{i''_{POY} - i_K^{POY}}, \quad (12.21)$$



где  $i'_{x.o.b}$  - энтальпия сырой воды после подогревателя, определяется по температуре, равной температуре конденсата, т.е. 70 - 85 °С, кДж/кг;  $i'_{x.o.b}$  - энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, кДж/кг.

22. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора (т/ч)

$$G_d = G_{x.o.b} + \beta(D_T + D'_T) + D_{x.o.b} + D_{c.b} + D_{п.с.в} + D_{расш}. \quad (12.22)$$

23. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе (°С)

$$t'_л = \frac{G_{x.o.b}i_k + \beta(D_T + D'_T)i_k + D_{x.o.b}i_k^{POY}}{G_d} + \frac{D_{c.b}i_k^{POY} + D_{п.с.в}i_k + D_{расш}i''_{расш}}{G_d}, \quad (12.23)$$

24. Определить расход греющего пара на деаэратор (т/ч)

$$D_d = \frac{G_d(i_{п.в} - 4,2i'_d)}{(i''_{POY} - i_{п.в})\eta} \quad (12.24)$$

25. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{c.н}^{POY} = D_d + D_{x.o.b} + D_{c.в} \quad (12.25)$$

26. Определить расход свежего пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{c.н} = D_{c.н}^{POY} \frac{i''_{POY} - i_{п.в}}{i'_{POY} - i_{п.в}} \quad (12.26)$$

27. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды (т/ч)

$$D_H = (D_{ВН} + D_{С.Н}) + 0,01K_{П}(D_{ВН} + D_{С.Н}) \quad (12.27)$$

28. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной (%)

$$\Delta D = \frac{D_K - D}{D_K} \cdot 100 \quad (12.28)$$

Если невязка получится меньше 3%, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара (т/ч)

$$D'_{у.РОУ} = D_T + D_{п.с.в} + D = D_{С.Н}^{РОУ} \quad (12.29)$$

Расход свежего пара на РОУ

$$D'_{у.РОУ} = D''_{у.РОУ} \frac{i''_{РОУ} - i_{п.в}}{i'_{РОУ} - i_{п.в}} \quad (12.30)$$

Суммарная паропроизводительность котельной с учетом уточнения расхода на собственные нужды (т/ч)

$$D_K^y = D'_T + D'_{у.РОУ} + 0,01K_{П}(D'_T - D_T) \quad (12.31)$$

Таблица 12.1. Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения (пример)

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы		
			Максимально-зимнего	Наиболее холодного месяца	летнего
Расход пара на технологические нужды (давление 1,4 МПа, температура 250 °С), т/ч	$D'_T$	Задан	9	9	7
Расход пара на технологические нужды (давление 0,6 МПа, температура 180 °С), т/ч	$D_T$	-«-	105	105	70
Расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт	$Q_{o.v}$	-«-	9,5	-	-
Расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{г.в}$	-«-	2,5	2,5	2
Расчетная температура наружного воздуха для г. Саратова, °С при расчете системы отопления при расчете системы вентиляции	$t^{p.o}$ $t_{p.v}$	Табл. 9.1 Табл. 9.1	-25 -16	-16 -	- -
Возврат конденсата технологическими потребителями, %	$\beta$	Задан	60	60	60
Энтальпия пара давлением 1,4 МПа, температурой 250°С, кДж/кг	$i'_{poy}$	Таблицы водяных паров		2934	
Энтальпия пара давлением 0,6 МПа, температурой 180 °С, кДж/кг	$t''_{poy}$	То же		2815	
Температура питательной воды, °С	$t_{п.в}$	Задана		104	
Энтальпия питательной воды, кДж/кг	$t_{п.в}$	Таблицы водяных паров		437	
Продувка непрерывная котлоагрегатов, %	$P_{пр}$	Принята		3	
Энтальпия котловой воды, кДж/кг	$i_{н.в}$	Таблицы водяных паров		829	

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характерных режимах работы		
			Максимально-зимнего	Наиболее холодного месяца	летнего
Степень сухости пара	$x$	Принята		0,98	
Энтальпия пара на выходе из расширителя непрерывной продувки, кДж/кг	$i'_{расш}$	Таблицы водяных паров		2691	
Температура подпиточной воды, °С	$t_{подп}$	Принята		70	
Энтальпия подпиточной воды, кДж/кг	$i_1$	Таблицы водяных паров		336	
Температура конденсата, возвращаемого потребителям, °С	$t_n$	Задана		80	
Энтальпия конденсата, возвращаемого потребителям, кДж/кг	$i_n$	Таблицы водяных паров		336	
Температура воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t_{пр}$	Принята		50	
Энтальпия конденсата при давлении 0,6 МПа, кДж/кг	$i_k^{POY}$	Таблицы водяных паров		669	
Температура сырой воды, °С	$t_{с.в}$	Принята	5	5	15
Температура химически очищенной воды перед охладителем деаэрированной воды, °С	$t'_{х.о.в}$	-«-		20	

### **13. ВЫБОР ТИПА И КОЛИЧЕСТВА ПАРОВЫХ КОТЛОВ**

При выборе паровых котлов нужно стремиться к возможному укрупнению их единичной теплопроизводительности, при этом следует соблюдать правила.

В котельной производственноотопительного назначения расчетная нагрузка покрывается всеми установленными котлами без резерва, но при аварийной остановке самого мощного котла, оставшиеся в работе должны обеспечить максимальную суточную подачу пара на технологию, полностью, нагрузку горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционную нагрузку, по средней температуре самого холодного месяца (январь), а не по расчетной температуре наружного воздуха на отопление.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Теплоснабжение и вентиляция : учебное пособие для вузов / под ред. Б. М. Хрусталева. – М. : АСВ, 2007. – 783 с.
2. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учеб. для вузов / Е. Я. Соколов. – 7-е изд. – М. : МЭИ, 2001. – 472 с.
3. Тепловые сети. Строительные нормы проектирования : ТКП 45-4.02-182-2009 / М-во строительства и архитектуры Республики Беларусь. – Минск, 2010. – 51 с.
4. Водяные тепловые сети : справочное пособие по проектированию / И. В. Белайкина [и др.] ; под ред. Н. К. Громова, Е. П. Шубина. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
5. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей : справочник / В. И. Манюк [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1988. – 432 с.
6. Сафонов, А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям / А. П. Сафонов. – М. : Энергия, 1986. – 238 с.
7. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Строительные нормы проектирования : ТКП 45-4.02-91-2009 / М-во строительства и архитектуры Республики Беларусь. – Минск, 2010. – 26 с.
8. Копко, В. М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей / В. М. Копко. – Минск : УП «Технопринт», 2002. – 159 с.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Удельные отопительные и вентиляционные характеристики зданий, расчетная температура воздуха внутри помещений

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м <sup>2</sup>	Удельная характеристика, Дж/(см <sup>0</sup> С)		Расчетная температура воздуха внутри помещений, $t_{впз}^{\circ C}$
		для отопления $q_0$	для вентиляции $q_v$	
Чугунолитейные цехи	10-50	0,35-0,29	1,28-1,17	+16
	50-100	0,29-0,25	1,17-1,05	
	100-150	0,25-0,21	1,05-0,95	
Сталелитейные цехи	10-50	0,35-0,29	1,12-0,97	+16
	50-100	0,29-0,25	0,97-0,85	
	100-150	0,25-0,21	0,86-0,80	
Меднолитейные цехи	5-10	0,47-0,42	2,80-2,36	+16
	10-20	0,42-0,29	2,36-1,86	
	20-30	0,29-0,24	1,86-1,38	
Термические цехи	До 10	0,47-0,35	1,52-1,40	+16
	10-30	0,35-0,29	1,40-1,17	
	30-75	0,29-0,24	1,17-0,70	
Кузнечные цехи	До 10	0,47-0,35	0,80-0,70	+16
	10-50	0,35-0,29	0,70-0,58	
	50-100	0,29-0,18	0,58-0,35	
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5-10	0,65-0,53	0,47-0,29	+16
	10-50	0,53-0,47	0,29-0,17	
	50-100	0,47-0,44	0,17-0,14	
Деревообрабатывающие цехи	До 5	0,69-0,64	0,69-0,58	+17
	5-10	0,64-0,53	0,58-0,53	
	10-50	0,53-0,47	0,53-0,47	
Цехи металлических покрытий	50-100	0,45-0,42	0,61-0,53	+17
	100-150	0,42-0,35	0,53-0,42	
Цехи покрытий металлами	До 2	0,75-0,69	5,85-4,70	+18
	2-5	0,69-0,64	4,70-3,45	
	5-10	0,64-0,53	3,45-2,36	
Ремонтные цехи	5-10	0,69-0,58	0,23-0,18	+18
	10-20	0,58-0,53	0,18-0,12	
Бытовые и административные вспомогательные помещения	0,5-1	0,70-0,53	-	+18
	1-2	0,53-0,47	-	
	2-5	0,47-0,39	0,17-0,14	
	5-10	0,39-0,35	0,14-0,13	
	10-20	0,35-0,29	0,13-0,11	
Столовые	1-10	0,45	0,8	+16
Склады химикатов, красок и т.п.	До 1	1,0-0,86	-	+10
	1-2	0,86-0,75	-	
	2-5	0,75-0,67	0,7-0,53	

## Значение коэффициентов А для гидравлического расчета

Коэффициент	Выражение	Абсолютная эквивалентная шероховатость $k_3$ , м		
		0,0002	0,0005	0,001
$A_{R,M}^{0,25}$	$0,0894k_3^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
$A_{R,M}^{3,25} \text{ кг}$	$0,0894k_3^{0,25}/\rho$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,62 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
$A_{d,M}^{0,0473} \text{ кг}$	$0,63k_3^{0,0475}$	0,414	0,435	0,448
$A_{d,M}^{0,62} / \text{кг}^{0,19}$	$0,63k_3^{0,0475}/\rho^{0,19}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
$A_{G,M}^{-0,125}$	$3,35/k_3^{0,25}$	9,65	8,62	7,89
$A_{G,M} \text{ кг}^{0,5} / \text{М}^{1,625}$	$3,35\rho^{0,5}/k_3^{1,25}$	302	269	246
$A_{a,M}^{-0,19}$	$5,1/k_3^{0,19}$	25,2	21,4	18,6
$A_{a3}^b \text{ М}^{0,53} / \text{кг}^{0,4}$	$5,1/(k_3^{0,125} \rho^{0,24})$	4,54	3,82	3,34
$A_{I_2} \text{ М}^{-0,25}$	$9,1/k_3^{0,25}$	76,4	60,7	51,1

Таблица 3

## Коэффициенты местных сопротивлений

Местное сопротивление	$\xi$	Местное сопротивление	$\xi$		
Задвижка нормальная	0,5	Отводы сварные двухшовные под углом $90^0$	0,6		
Кран шаровой	0,3				
Вентиль с вертикальным шпинделем	6,0	Отводы сварные трехшовные под углом $90^0$	0,5		
Обратный клапан нормальный	7,0	Отводы гнутые под углом $90^0$ гладкие при $R/d$ :			
Обратный клапан «захлопка»	3,0				
Компенсатор сильфонный	0,1			- 1	1,0
Компенсатор сальниковый	0,3			- 3	0,5
Компенсатор П-образный: - с гладкими отводами - с крутоизогнутыми отводами - со сварными отводами	1,7	Тройник при слиянии потоков: -проход -ответвление	1,5 2,0		
	2,4				
	2,8				
Отводы гнутые под углом $90^0$ со складками при $R/d$ -3 -4		Тройник при слиянии потоков: -проход -ответвление	1,0 1,5		
	0,8				
	0,5				
Отводы сварные одношовные под углом, град: - $60^0$ - $45^0$ - $30^0$		Тройник при потоке: - расходящемся - встречном:	2,0 3,0		
	0,7				
	0,3				
	0,2				

\* Коэффициент  $\xi$  отнесен к участку с суммарным расходом воды.



Таблица 4

Основные типы сборных железобетонных каналов  
для тепловых сетей серии 3.006-2

Условный диаметр труб $d$ , мм	Марка канала	Размеры канала, мм		Расстояния, мм		
		внутренние	наружные	от стенки канала до изоляции	Между изоляционными поверхностями	От дна канала до изоляции
25-50	КЛ 60-30	600x300	850x440	70	100	100
70-80	КЛ 60-45	600x450	850x630	70	100	100
100-150	КЛ 90-30	900x450	1150x630	80	140	150
175-250	КЛ 90-30	900x600	1150x780	80	140	150
200-300	КЛ 120-60	1200x600	1450x780	100	160	150
350-400	КЛ 150-60	1500x600	1800x850	100	200	180
	КЛ 210-60	2100x600	2400x890	110	200	180
450-500	КЛ 90-90	900x900	1060x1070	110	200	180
	КЛ 120-90	1200x900	1400x1070	110	200	180
	КЛ 150-90	1500x900	1740x1070	110	200	180
600	КЛ 120-120	1200x1200	1400x1370	110	200	180
700	КЛ 210-120	2100x1200	2380x1470	110	200	180
800	КЛ 300-150	3000x1500	3610x1950	120	250	200
900	КЛ 360-180	3600x1800	4300x2280	120	250	300
1000	КЛ 420-210	4200x2100	4940x2640	120	250	300

Таблица 5

Максимальные расстояния между неподвижными опорами трубопроводов

Условный проход труб, мм	Компенсаторы П-образные	Компенсаторы сальниковые	Самокомпенсация
	Расстояния между неподвижными опорами, м при параметрах теплоносителя: $P_{раб} = 8...16 \text{ кгс/см}^2, t = 100...150^\circ\text{C}$		
32	50	-	30
40	60	-	36
50	60	-	36
70	70	-	42
80	80	-	48
100	80	70	48
125	90	70	54
150	100	80	60
175	100	80	60
200	120	80	72
250	120	100	72
300	120	100	72
350	140	120	84
400	160	140	96

Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность трубопроводов двухтрубных водяных тепловых сетей при прокладке в непроходных каналах (СНиП 2.04.14-88) при числе часов работы в год 5000 и менее, Вт/м

## Нормы плотности теплового потока

Условный проход трубопровода, мм	Трубопровод					
	Подающий	Обратный	Подающий	Образованный	Подающий	обратный
	Среднегодовая температура теплоносителя, °С					
	65	50	90	50	110	50
25	18	12	26	11	31	10
30	19	13	27	12	33	11
40	21	14	29	13	36	12
50	22	15	33	14	40	13
65	27	19	38	16	47	14
80	29	20	41	17	51	15
100	33	22	46	19	57	17
125	34	23	49	20	61	18
150	38	26	54	22	65	19
200	48	31	66	26	83	23
250	54	35	76	29	93	25
300	62	40	87	32	103	28
350	68	44	93	34	117	29
400	76	47	109	37	123	30

Таблица 7

Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность паропроводов с конденсатопроводами при их совместной прокладке в непроходных каналах, Вт/м

Условный проход трубопровода, мм		Паропровод	Конденсатопровод	Паропровод	Конденсатопровод	Паропровод	Конденсатопровод	Паропровод	Конденсатопровод	Паропровод	Конденсатопровод	Паропровод	Конденсатопровод
Паропровод	Конденсатопровод	Расчетная температура теплоносителя, °С											
		115	100	150	100	200	100	250	100	300	100	350	100
25	25	28	22	36	22	49	22	61	22	77	22	95	22
30	25	29	22	38	22	52	22	65	22	83	22	100	22
40	25	31	22	40	22	54	22	70	22	88	22	105	22
50	25	34	22	43	22	62	22	77	22	95	22	113	22
65	30	38	25	51	25	70	25	85	25	105	24	124	24
80	40	44	27	55	27	74	26	90	26	110	26	130	25
100	40	47	27	59	27	79	26	97	26	118	26	140	25
125	50	52	29	64	29	86	28	105	28	128	28	151	28
150	70	56	33	69	32	93	31	113	31	138	31	170	31
200	80	65	35	81	35	107	34	130	34	157	34	184	34
250	100	73	38	90	38	119	37	143	37	176	37	206	37
300	125	80	41	100	40	132	40	159	40	191	40	223	40
350	150	88	46	108	45	142	45	171	44	205	44	240	44
400	180	94	51	115	50	152	50	183	49	219	49	255	49

Нормы плотности теплового потока при расположении на открытом воздухе и числе часов работы в год 5000 и менее

Условный проход трубопровода, мм	Средняя температура теплоносителя, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15	5	11	22	34	46	59	74	90	106	124	143	163	185
20	6	13	25	38	52	66	82	99	118	138	158	180	203
25	6	15	28	42	57	73	90	108	127	149	171	195	219
40	8	18	38	49	66	86	106	126	149	173	199	225	253
50	9	19	36	53	71	91	113	135	159	184	212	240	269
65	10	23	41	61	81	104	127	152	178	207	237	268	299
80	11	25	45	66	87	112	137	163	191	221	253	285	319
100	13	28	50	73	97	123	150	178	208	241	275	309	345
125	15	32	56	81	107	139	168	200	233	269	306	344	383
150	18	35	63	89	118	153	185	219	256	294	332	372	415
200	22	44	77	109	142	184	221	262	303	346	391	438	486
250	26	51	88	125	161	207	248	293	336	385	434	485	538
300	30	59	101	140	181	231	278	324	374	426	479	534	591
350	35	66	112	155	200	255	305	355	409	466	523	582	643
400	38	73	122	170	217	276	331	386	442	502	563	626	691
450	41	80	132	182	233	298	353	412	471	535	599	665	734
500	45	88	143	197	251	322	379	442	506	573	641	711	783

Предельные толщины теплоизоляционных конструкций при наружной и подземной прокладке в непроходимых каналах

(СНиП 2.04.14-88)

Условный проход трубопровода, мм	Предельная толщина теплоизоляционной конструкции, мм, при температуре веществ, °С		
	от 20 до 600 включительно	до 150 включительно	151 и выше
25	80	60	100
40	80	60	100
50	100	80	120
65	140	80	140
80	160	80	140
100	160	80	160
125	160	80	160
150	160	100	180
200	180	100	200
250	180	100	200
300	200	100	200
350	200	100	200
400	220	120	220

## Исходные данные к проекту

№ пп	Местонахождение района теплоснабжения	Коте льная№	Расчетные температуры теплоносителя, °С	Потребители тепла															3. Райцентр с населением, тыс. чел.	4. Рабочий поселок с населением, тыс. чел.
				1. Metallургический завод, объемы цехов, тыс. м <sup>3</sup>							2. Завод металлоконструкций, объемы цехов, тыс. м <sup>3</sup>									
				литей- ный цех	тер- миче- ский цех	куз- неч- ный цех	меха- ниче- ский цех	адми- нистра- тив- ный кор- пус	рас- ход пара D, т/ч	дав- ление P, МПа	куз- неч- ный цех	сле- сар- ный цех	цех ме- талло- конст- рук- ций	склад	адми- нистра- тив- ный кор- пус	рас- ход пара D, т/ч	дав- ление P, МПа			
5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
1	Львов	1	150-70	20	40	60	35	10	8	0,6	80	24	42	26	12	5	0,6	15	12	
2	Минск	2	180-70	30	54	54	90	12	5	0,6	40	45	34	7	13	7	0,5	9	4	
3	Мурманск	3	150-70	68	62	70	58	13	6	0,6	50	68	85	9	12	8	0,5	13	8	
4	Пенза	1	120-70	65	66	43	90	25	6	0,7	86	53	66	10	13	4	0,6	23	6	
5	Рига	3	150-70	75	75	53	80	15	7	0,7	76	65	55	11	14	7	0,6	17	7	
6	Саратов	2	180-70	86	88	85	70	21	4	0,6	68	75	66	12	32	5	0,5	21	8	
7	Смоленск	1	120-70	46	66	84	60	32	9	0,8	83	76	88	13	23	8	0,7	25	9	
8	Тула	3	150-70	65	72	48	69	15	5	0,6	43	87	99	13	23	3	0,5	18	8	
9	Уфа	2	180-70	85	41	93	67	14	4	0,8	67	76	90	21	24	5	0,7	24	7	
10	Гомель	1	150-70	36	65	62	48	9	5	0,6	98	28	87	4	21	6	0,5	24	6	
11	Полоцк	2	120-70	82	64	51	84	8	7	0,8	78	48	48	14	25	3	0,7	16	5	
12	Гродно	3	120-70	95	54	48	57	7	8	0,6	65	57	53	9	22	8	0,5	16	6	
13	Пинск	1	150-70	120	68	54	76	9	6	0,6	71	68	64	8	11	8	0,6	26	7	
14	Орша	3	120-70	89	59	66	43	11	7	0,8	64	96	75	7	12	5	0,7	20	8	
15	Киев	2	150-70	62	68	75	63	12	5	0,6	35	79	86	9	13	8	0,6	21	9	
16	Курск	1	180-70	23	69	98	53	13	4	0,6	76	90	97	8	11	4	0,5	22	5	
17	Екатеринбург	3	120-70	34	53	89	82	11	6	0,8	73	88	80	8	12	6	0,7	31	12	
18	Омск	2	150-70	45	75	79	90	13	7	0,6	49	77	90	9	14	5	0,6	25	7	
19	Томск	3	180-70	56	41	58	71	15	8	0,6	70	76	60	12	13	4	0,5	13	8	
20	Чита	3	120-70	67	96	67	62	8	5	0,8	86	48	50	12	9	7	0,7	24	9	
21	Хабаровск	2	150-70	78	68	54	53	9	6	0,6	90	89	55	11	8	6	0,5	31	8	
22	Новосибирск	2	150-70	88	79	45	44	7	7	0,6	80	90	66	12	7	4	0,5	21	5	
23	Воронеж	1	120-70	55	88	73	33	6	8	0,8	70	90	87	23	14	5	0,7	23	7	
24	Иваново	1	150-70	66	66	61	77	21	5	0,6	60	80	78	32	13	7	0,6	24	8	
25	Пермь	3	180-70	46	55	28	97	12	7	0,8	55	70	96	13	12	6	0,7	21	8	
26	Баку	2	150-70	73	44	88	78	24	7	0,6	34	85	69	9	11	5	0,6	22	9	