

## ТЕМА 6

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

#### 6.1 Основные задачи и расчетные зависимости

При проектировании тепловых сетей основная задача гидравлического расчета состоит в определении диаметров труб по заданным расходам теплоносителя и располагаемым перепадам давлений во всей сети или в отдельных ее участках.

В процессе эксплуатации тепловых сетей возникает необходимость решения обратных задач по определению расходов теплоносителя на участках сети или давлений в отдельных точках при изменении гидравлических режимов. Результаты гидравлического расчета используются для построения пьезометрических графиков, выбора схем абонентских вводов, подбора насосного оборудования, определения стоимости тепловой сети и других целей.

При движении теплоносителя по трубам потери давления складываются из гидравлических сопротивлений трения по длине трубопровода и местных сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_{\lambda} + \Delta P_{\mu}. \quad (6.1)$$

Гидравлические сопротивления (Па) по длине трубопровода определяются по формуле Вейсбаха – Дарси

$$\Delta P_{\lambda} = l \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{r w^2}{2}, \quad (6.2)$$

где  $l$  – коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина трубопровода, м;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $r$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – скорость движения теплоносителя, м/с.

Коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса (Re) и относительной эквивалентной шероховатости трубы ( $k_s/d$ ). Шероховатостью трубы называют выступы и неровности, влияющие при турбулентном движении жидкости на линейные потери давления. В реальных трубах эти выступы и неровности различны по форме, величине и неравномерно распределены по ее длине.

За эквивалентную шероховатость  $k_s$ , условно принимают равномерную зернистую шероховатость, выступы которой имеют одинаковую форму и размеры, а потери давления по длине такие же, как и в реальных трубах. Величину эквивалентной шероховатости стенок труб с учетом коррозии рекомендуется принимать: для паропроводов – 0,2 мм; для водяных тепловых сетей – 0,5 мм; для конденсаторов – 1 мм.

Для теплопроводов наружных сетей характерным является турбулентный режим движения теплоносителей. При  $Re k_s/d \leq 23$  трубы считаются гидравлически гладкими. В этом случае ламинарный пограничный слой покрывает шероховатость стенок, т. е. толщина пограничного слоя больше  $k_s$  и гидравлические сопротивления обуславливаются только силами трения в жидкости и зависят от числа Рейнольдса.

Для гидравлически гладких труб при турбулентном движении коэффициент гидравлического трения можно определять по формуле Г. А. Мурина

$$I_c = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}. \quad (6.3)$$

Для гидравлически шероховатых труб при  $Re k_s/d \geq 560$ , когда решающее влияние на гидравлические сопротивления по всей длине трубопровода оказывают силы трения жидкости о стенку трубы, коэффициент гидравлического трения зависит только от относительной эквивалентной шероховатости и определяется по формуле проф. Б. Л. Шифринсона

$$I_w = 0,11 \left( \frac{k_s}{d} \right)^{0,25}. \quad (6.4)$$

В переходной области гидравлических сопротивлений, характеризующейся изменением комплекса  $Re k_s/d = 23 \div 560$ , рекомендуется формула проф. А. Д. Альтшуля

$$I_n = 0,11 \left( \frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (6.5)$$

По формуле (6.5) величина  $I_n$  определяется достаточно точно для всех трех зон гидравлических сопротивлений (гладкой, переходной и шероховатой). При  $Re k_s/d \leq 10$  результаты расчета совпадают с данными Г. А. Мурина, а при  $Re k_s \geq 500$  – с данными Б. Л. Шифринсона. Поэтому при по-

строении расчетных номограмм была использована формула А. Д. Альтшуля.

Местные гидравлические сопротивления определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_m = x \frac{rw^2}{2}, \quad (6.6)$$

где  $x$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке трубопровода.

Местные потери давления можно заменить эквивалентными гидравлическими сопротивлениями по длине, если в уравнение (6.2) вместо  $l$  подставить  $l_3$  – эквивалентную длину местных сопротивлений, т. е. такую длину прямолинейного трубопровода, линейные потери давления в котором численно равны потерям давления в местных сопротивлениях.

Решая совместно уравнения (6.2) и (6.6), получим

$$l_3 = xd/l. \quad (6.7)$$

Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов удобно производить по методу средних удельных потерь давления, поэтому часто используются следующие формы записи полных гидравлических сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_m = \Delta P_s \left( 1 + \frac{\Delta P_m}{\Delta P_s} \right) = R_s l (1 + a) = R_s (l + l_3), \quad (6.8)$$

где  $a$  – коэффициент, учитывающий долю потерь давления в местных сопротивлениях от сопротивлений по длине;  $R_s$  – удельное падение давления по длине, Па/м. Из формулы (6.2) следует, что

$$R_s = \frac{l}{d} \cdot \frac{rw^2}{2} = 6,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \frac{G^2}{r}, \quad (6.9)$$

где  $G$  – расход теплоносителя, т/ч.

Для облегчения расчетов по формуле (6.9) составляются таблицы или номограммы, которыми пользуются при проектировании тепловых сетей.

## 6.2 Методика расчета трубопроводов

Расчетным участком разветвленной сети принято называть трубопровод, в котором расход теплоносителя не изменяется. Расчетный участок располагается, как правило, между соседними ответвлениями.

Иногда расчетный участок приходится делить на два или несколько, если в его пределах требуется изменить диаметры труб.

В первую очередь гидравлический расчет ведут по участкам в направлении главной магистрали, соединяющей источник теплоты с наиболее удаленным абонентом. В паровых тепловых сетях, когда требуемое давление пара у абонентов различно, неизбежно приходится сначала рассчитывать те трубопроводы, которые соединяют источник теплоты с абонентом, требующим максимальное давление пара.

Пусть число участков вдоль главной магистрали равно  $n$ , расчетные расходы теплоносителя  $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$ , а располагаемый перепад давлений во всей сети  $\Delta P_C$  (рис. 6.1).

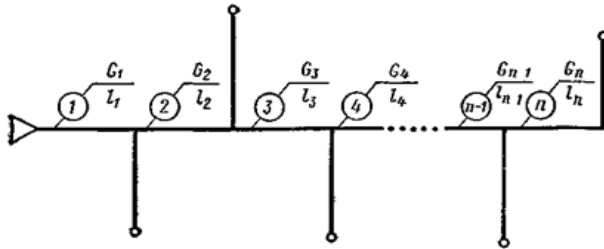


Рис. 6.1. Расчетная схема тепловой сети

Тогда для каждого участка сети можно записать:

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= R_1 l_1 (1 + a_1) = f(d_1, G_1, l_1, x_1); \\ \Delta P_2 &= R_2 l_2 (1 + a_2) = f(d_2, G_2, l_2, x_2); \\ \Delta P_n &= R_n l_n (1 + a_n) = f(d_n, G_n, l_n, x_n);\end{aligned}$$

$$\Delta P_c = \sum_1^n [R_i (1 + a_i)]$$

Таким образом, для определения диаметров труб можно записать  $(n+1)$  уравнений при числе неизвестных  $2n$  (неизвестны  $\Delta P_1, \Delta P_2, \dots, \Delta P_n; d_1, d_2, \dots, d_n$ ).

Для однозначного решения данной системы уравнений следует задаться оптимальным законом распределения давлений по главной магистрали.

Обычно принимают, что давление вдоль главной магистрали падает равномерно, т. е.

$$R_1 = R_2 = \dots = R_n = R_{л.ср} \quad a_1 = a_2 = \dots = a_n = a_{ср};$$

тогда

$$\Delta P_c = R_{л.ср} (1 + a_{ср}) \sum_1^n l,$$

откуда

$$R_{л.ср} = \frac{\Delta P_c}{(1 + a_{ср}) \sum_1^n l}. \quad (6.10)$$

По величине средней удельной потере давления  $R_{л.ср}$  и известным расходам теплоносителя можно определить такие диаметры труб, при которых располагаемое циркуляционное давление  $\Delta P_c$  будет достаточно полно использовано.

В предварительных расчетах, когда не известны диаметры труб, доля потерь давления в местных сопротивлениях может быть ориентировочно определена по формуле Б. Л. Шифринсона

$$a_{ср} = z\sqrt{G}, \quad (6.11)$$

где  $z$  – коэффициент, для водяных сетей  $z=0,01$ , для паровых сетей  $z=0,05 \div 0,1$ ;  $G$  – расход теплоносителя в начальном участке разветвленного теплопровода, т/ч.

Перед гидравлическим расчетом необходимо: начертить в масштабе расчетную схему трубопроводов; разделить ее на участки; определить длины участков и расчетные расходы теплоносителя.

Расчет выполняют в два этапа: предварительный и окончательный.

**В предварительном расчете** определяют:

1) по формуле (6.11) – ориентировочное значение  $a_{ср}$ ;

2) по формуле (6.10) – значение средней удельной потери давления  $R_{л.ср}$ ;

3) по известным расходам теплоносителя на участках  $G_1, G_2, \dots, G_n$  и  $R_{л.ср}$ ; с помощью таблиц или номограмм – диаметр труб с округлением до стандартных размеров.

В окончательном расчете уточняются гидравлические сопротивления на всех участках сети при выбранных диаметрах труб следующим образом:

1) при округлении диаметров труб до стандартных размеров по тем же таблицам или номограммам определяют фактические значения удельных потерь давления по длине  $R_1, R_2, \dots, R_n$ ; и, если необходимо, скорости теплоносителя  $w_1, w_2, \dots, w_n$ ;

2) определяют эквивалентные длины местных сопротивлений на расчетных участках  $l_{э1}, l_{э2}, \dots, l_{эn}$ ;

3) вычисляют полные потери давления на участках сети

$$R_1(l_1 + l_{э1}); R_2(l_2 + l_{э2}); \dots; R_n(l_n + l_{эn})$$

4) определяют суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали, которые сравнивают с располагаемым в ней перепадом давления:

$$\sum_1^n [R_n(l + l_{э})] \leq \Delta P_c$$

Расчет считается удовлетворительным, если гидравлические сопротивления не превышают располагаемый перепад давлений и отличаются от него не более чем на 10%. В этом случае расчетный расход теплоносителя будет обеспечен с ошибкой не более +3,5%. Диаметры труб ответвлений рассчитывают в такой же последовательности.

Конечные результаты гидравлического расчета следует перевести в м вод. ст., если по его данным предполагается построение пьезметрического графика.

### 6.3 Особенности расчета водяных тепловых сетей

В таблицах для гидравлического расчета наружных тепловых сетей плотность воды принимается равной 958,4 кг/м<sup>3</sup>, что соответствует темпе-

ратуре 100°C. При этих условиях коэффициент кинематической вязкости воды равен  $0,296 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . После подстановки в уравнение (6.9) значения  $\lambda$  по формуле (6.5) и имея в виду указанные выше величины  $r, n, k_s = 0,5$ , получим

$$R_s = \frac{5,27}{d^{1,25}} w^2 \left( 5 + \frac{0,2}{w} \right)^{0,25}. \quad (6.12)$$

Зависимость между расходом воды и скоростью при данных условиях примет вид

$$G = 2710 w d^2 \quad (6.13)$$

Расчетные расходы воды зависят от схем абонентских вводов, графиков регулирования отпуска тепла, назначения трубопроводов и в общем виде определяются по формуле

$$G = G'_o + G''_o + G_z + G_T, \quad (6.14)$$

где  $G'_o, G''_o, G_z, G_T$  – расчетные расходы воды соответственно на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, т/ч.

Методика определения расчетных расходов воды по видам тепловых нагрузок с учетом перечисленных выше факторов рассмотрена в теме 4. Здесь нужно иметь в виду, что для магистральных и распределительных трубопроводов расчетный расход воды на горячее водоснабжение в двухтрубных закрытых системах теплоснабжения принимается равным среднечасовому расходу воды за сутки, а в открытых системах – тоже среднечасовому расходу, но с коэффициентом 0,6.

В ответвлениях к отдельным зданиям, а также в распределительных сетях для группы жилых зданий с общим количеством жителей до 6000 чел. за расчетный расход на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой расход воды.

Располагаемый перепад давлений в тепловой сети необходимо обосновывать техникоэкономическими расчетами. При отсутствии данных для экономического обоснования удельные потери давления вдоль главной магистрали рекомендуется принимать до 80 Па/м. Для отдельных участков – по располагаемому давлению, но не более 300 Па/м.

Диаметры распределительных трубопроводов принимают не менее 50 мм, а ответвлений – не менее 25 мм.

Неиспользованное в ответвлениях давление рекомендуется погасить в соплах элеваторов или, в крайнем случае, дросселировать шайбами. При этом шайбы следует устанавливать не на общем вводе, а на трубопроводах каждого потребителя теплоты данного здания (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение).

#### 6.4 Особенности расчета паропроводов

При движении пара по трубам его давление и плотность уменьшаются. Это обстоятельство усложняет гидравлический расчет, так как падение давления и средняя плотность пара на участке зависят от искомой величины – диаметра трубопровода. Поэтому гидравлический расчет паропроводов может быть выполнен только методом последовательных приближений.

Для сжимаемых сред зависимость, характеризующая линейные гидравлические сопротивления, представляется в виде  $R_g = f(d, G, r)$ .

Таблицы или номограммы для расчета паропроводов могут быть составлены только для частного случая при определенной плотности пара, принимаемой нередко равной  $1 \text{ кг/м}^3$ . При использовании таких таблиц неизбежно приходится для каждого участка паропровода уточнять линейные сопротивления и скорости пара по формулам

$$R_g = R_{g.m.} \cdot r_1 / r \quad (6.15)$$

$$w = w_m \cdot r_m / r. \quad (6.16)$$

Здесь величины с индексом «*m*» характеризуют табличные значения параметров.

Кроме того, для предупреждения конденсации пара в трубопроводах за счет потерь теплоты в окружающую среду и для уточнения его плотности нужно также определять температуру пара в узловых точках.

В предварительном расчете паропроводов давления в узловых точках рекомендуется определять их условия равномерного падения давления в направлении расчетной магистрали:

$$P_{ki} = P_{ni} - \frac{\Delta P_c}{n} l_i. \quad (6.17)$$



Аналогично находятся примерные температуры пара в узловых точках и средние на участках из расчета, что через каждые 100 м температура перегретого пара уменьшается на 2° С:

$$\Delta t_i = t_{ni} - t_{ki} = 2l_i/100, \quad (6.18)$$

$$t_{cpi} = t_{ni} - \frac{l_i}{100} \quad (6.19)$$

Здесь  $P_{ni}, P_{ki}$  – давления пара в начале и в конце участка, МПа;  $\Delta P_c$  – перепад давления во всей сети, МПа;  $l_i$  – длина участка, м;  $n$  – число участков по направлению расчетной магистрали;  $\Delta t_i$  – перепад температуры пара на участке, °С;  $t_{ni}, t_{ki}, t_{cpi}$  – начальная, конечная и средняя температуры пара на участке, °С.

Действительное падение температуры перегретого пара на стадии окончательного расчета, когда уже известны диаметры труб, определяется по формуле

$$\Delta t_i = \frac{3,6Q_{oi}}{c_p G_i}, \quad (6.20)$$

где  $Q_{oi}$  – потери теплоты в окружающую среду на участке паропровода, кВт;  $c_p$  – теплоемкость пара, кДж/кг°С;  $G_i$  – расход пара на участке, т/ч.

$$Q_{oi} = q_{oi} (t_{cp,i} - t_o)_i \cdot 10^{-3} \quad (6.21)$$

где  $q_{oi}$  – потери теплоты одним метром паропровода при разности температур в 1 °С, зависящие от способа прокладки и от диаметров труб, Вт/м<sup>2</sup>°С;  $t_o$  – температура окружающей среды, °С.

Имея в виду приведенные зависимости, можно установить следующий порядок расчета паропроводов.

**Предварительный расчет:**

1. По формуле (6.17) определяют ориентировочные давления в узловых точках.

2. Определяется табличное значение удельной потери давления по длине в направлении главной магистрали:

$$R_{cp,m} = \frac{\Delta P_c}{(1 + \alpha_{cp}) \sum_1^n l} \cdot \frac{\rho_{cp}}{\rho_m} \quad (6.22)$$

3. По  $R_{cp,m}$  и расходам пара на участках по таблицам или номограммам определяются диаметры труб и уточняются табличные значения  $R_T$ , соответствующие стандартным диаметрам, а также находятся скорости пара.

#### ***Окончательный расчет.***

Окончательный расчет выполняется последовательно по участкам и сводится к более точному определению давлений и температур в узловых точках сети.

1. Определяются фактические значения  $R_i$ ,  $w_i$ , соответствующие  $r_{cp,i}$  [формулы (6.15), (6.16)].
2. Находятся эквивалентные длины местных сопротивлений.
3. Определяются потеря давления пара и его давление в конце участка.
4. По таблице определяется  $q_{oi}$  и по формуле (6.21) находится  $Q_{oi}$ .
5. По формуле (6.20) определяется  $\Delta t_i$  и температура пара в конце участка  $t_{ki}$ .

Если температура пара в конце участка не ниже температуры насыщения, соответствующей давлению  $P_{ki}$ , то конденсация пара в данном участке трубопровода исключается.

В такой последовательности рассчитываются все последующие участки. При этом уточненные параметры пара в конце рассчитанного участка принимаются за начальные в последующем участке паропровода.

Расчет паропровода считается законченным, когда давления пара у потребителей близки к заданным, но не менее заданных. При значительных расхождениях следует изменить диаметры труб на отдельных участках с повторной проверкой давлений и температур пара в узловых точках.

Скорости движения пара рекомендуется принимать не более указанных в табл. 6.1.

## Допустимые скорости движения пара

Диаметры труб, мм	Максимальные скорости м/с	
	Перегретый пар	Насыщенный пар
До 200	50	35
Более 200	80	60

**6.5 Особенности расчета конденсаторов.**

Возврат конденсата от потребителей к источнику теплоты представляет большие трудности. Это обусловлено тем, что давления в узловых точках зависят от геодезических отметок и от давлений пара у потребителей, которые нередко бывают различными. Кроме того, переменный режим работы паропроводов нарушает увязку давлений в узловых точках, достигнутую при гидравлическом расчете конденсаторов. Поэтому в узловых точках конденсаторов рекомендуется тщательно увязывать давления и устанавливать клапаны, автоматически регулирующие давление «после себя». Если в конденсаторах обеспечивается давление, исключающее вторичное вскипание, то такие конденсаторы рассчитываются аналогично трубопроводам водяных тепловых сетей.

В теплообменниках абонентских систем (водонагреватели, калориферы, отопительные приборы) пар конденсируется при определенном давлении. Конденсат имеет температуру насыщения, соответствующую данному давлению. Если фактическая температура конденсата уменьшается медленнее, чем снижается температура насыщения за счет падения давления, то в трубах произойдет вторичное вскипание конденсата и по конденсатору будет перемещаться пароводяная эмульсия. Такие конденсаторы называются двухфазными. Плотность пароводяной эмульсии меньше плотности конденсата. Поэтому пропускная способность двухфазных конденсаторов меньше, чем напорных.

Уравнение (6.9) после подстановки  $\lambda$  из формулы (6.4) можно представить в виде

$$R_{л.см} = \frac{6,9 \cdot 10^{-6} G_{см}^2}{d_{см}^{5,25} \cdot r_{см}}, \quad (6.23)$$

$$R_{л,к} = \frac{6,9 \cdot 10^{-6} G_k^2}{d_k^{5,25} \cdot r_k}, \quad (6.24)$$

где  $R_{л,см}, R_{л,к}$  – удельные падения давления в двухфазном и в напорном конденсаторопроводах, Па/м;  $G_{см}, G_k$  – расходы пароводяной эмульсии и «чистого» конденсата, т/ч;  $d_{см}, d_k$  – диаметры двухфазного и напорного конденсаторопроводов, м;  $r_k, r_{см}$  – плотности пароводяной эмульсии и конденсата, кг/м<sup>3</sup>.

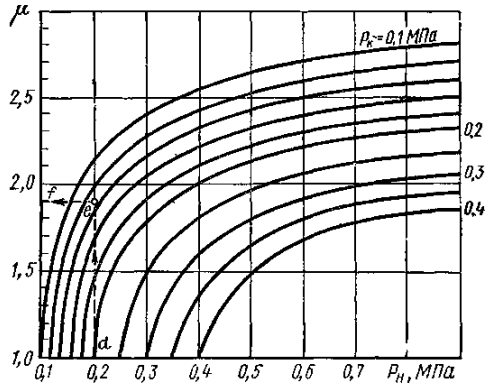


Рис. 6.2. График для определения коэффициента  $\mu$  при расчете двухфазных конденсаторопроводов

Если при  $R_{л,см} = R_{л,к}$  пропустить одинаковое количество пароводяной эмульсии и конденсата  $G_{см} = G_k$ , то из сравнения уравнений (6.23), (6.24) можно получить формулы для определения диаметров двухфазных конденсаторопроводов:

$$\frac{d_{см}}{d_k} = \left( \frac{r_k}{r_{см}} \right)^{1/5,25} = m; \quad (6.25)$$

$$d_{см} = m d_k, \quad (6.26)$$

где  $m$  – поправочный коэффициент.

Таким образом, расчет двухфазных конденсаторопроводов можно выполнять по таблицам или номограммам, составленным для напорных конденсаторопроводов с последующей корректировкой диаметров по формуле (6.26). Поправочный коэффициент  $m$  зависит от давления пара перед теп-

лообменником и в конце конденсаторпровода. Для определения коэффициента  $m$  на рис. 6.3 приводится график. Местные сопротивления конденсаторпроводов составляют примерно 20% от общих потерь давления в сети, что соответствует  $a_{cp}=0,25$ .

## 6.6 Пьезометрический график

Распределение давлений в тепловых сетях удобно изображать в виде пьезометрического графика, который дает наглядное представление о давлении или напоре в любой точке тепловой сети и поэтому обеспечивает большие возможности учета многочисленных факторов (рельеф местности, высота зданий, особенности абонентских систем и т. д.) при выборе оптимального гидравлического режима.

Пьезометрические графики разрабатываются для зимних и летних расчетных условий. Проектирование открытых систем теплоснабжения связано с необходимостью построения пьезометрических графиков для отопительного сезона с учетом максимальных водоразборов из подающих и отдельно из обратных трубопроводов.

Давление, выраженное в линейных единицах измерения, называется напором давления или пьезометрическим напором. В системах теплоснабжения пьезометрические графики характеризуют напоры, соответствующие избыточному давлению, и они могут быть измерены обычными манометрами с последующим переводом результатов измерения в метры.

Рассмотрим пьезометрический график упрощенной системы теплоснабжения (рис. 6.4). Циркуляция воды в замкнутой сети осуществляется насосом 1. Расширительный бак 4, уровень воды в котором поддерживается постоянным, присоединен к обводной линии циркуляционного насоса 2. В реальных условиях вместо расширительного бака обычно устанавливают подпиточный насос. Если сетевой насос не работает, то напоры во всех точках системы теплоснабжения определяются уровнем воды в расширительном баке. При таком статическом состоянии системы теплоснабжения пьезометрический график представляет собой горизонтальную линию  $s - s$ , проведенную на уровне поверхности воды в расширительном баке. Напор в любой точке сети определяется величиной вертикального отрезка между данной точкой и линией  $s - s$ .

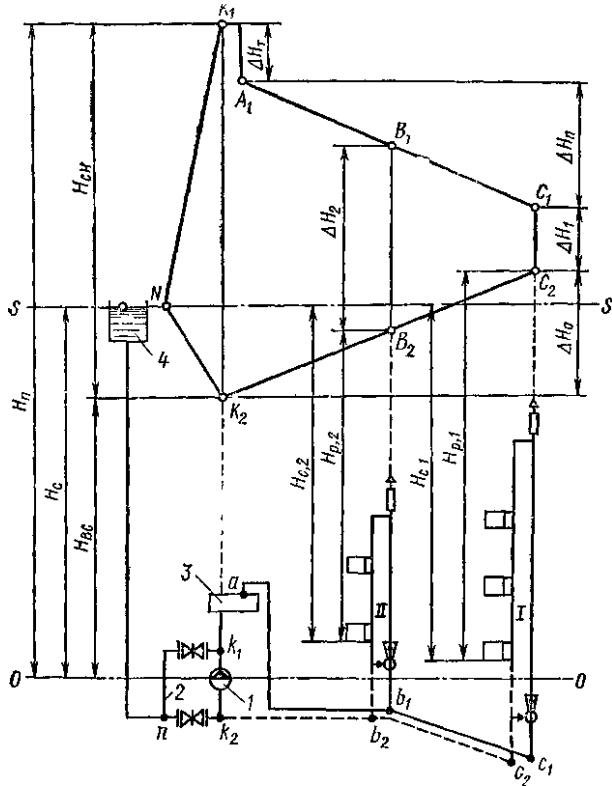


Рис. 6.3. Пьезометрический график двухтрубной тепловой сети с зависимыми схемами присоединения систем отопления:  
 1 – сетевой насос; 2 – переключатель сетевого насоса; 3 – станционный водонагреватель; 4 – расширительный бак

При динамическом режиме, когда сетевой насос включается в работу, пьезометрический график изобразится линией  $K_1A_1B_1C_1C_2B_2K_2$  для тепловой сети и линией  $K_1NK_2$  – для переключателя. Если за плоскость отчета напоров принять уровень  $O - O$ , то отрезок  $H_c$  будет характеризовать статический напор в тепловой сети.

При работе сетевого насоса отрезок  $H_n$  характеризует напор в нагнетательном патрубке насоса, а отрезок  $H_{bc}$  – напор у всасывающего патрубка насоса. Разность  $H_{сн} = H_n - H_{bc}$  соответствует напору, создаваемому сетевым насосом, который и расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении теплоносителя. Отрезки  $\Delta H_t, \Delta H_n, \Delta H_o$  состав-

ляют потери напора соответственно в подогревательной установке 3, подающей и обратной магистралях сети;  $\Delta H_1, \Delta H_2$  – располагаемые напоры для абонентских систем *I* и *II*.

В системах отопления, присоединяемых к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением, располагаемые напоры ( $\Delta H_1, \Delta H_2$ ) расходуются в основном в водоструйных элеваторах. Потери напора в самих отопительных системах не превышают 1–2 м. Пренебрегая этой величиной, можно считать, что при работе сетевых насосов системы отопления и, в частности, наименее прочные их элементы – радиаторы, испытывают давление со стороны обратной магистрали. Отрезки  $H_{p,1}$  и  $H_{p,2}$  характеризуют напоры в радиаторах нижних этажей при динамическом режиме системы теплоснабжения;  $H_{c,1}, H_{c,1}$  – то же при остановке сетевых насосов.

Следует обратить внимание, что остановка сетевого насоса по-разному влияет на изменения давлений в различных абонентских системах. Если у абонента *I* остановка насоса уменьшает напор в радиаторе ( $H_{c1} < H_{p1}$ ), то в радиаторе абонента *II* напор увеличивается ( $H_{c2} > H_{p2}$ ).

При построении пьезометрического графика нужно выполнять следующие условия:

1. Давление в непосредственно присоединяемых к сети абонентских системах не должно превышать допускаемого как при статическом, так и при динамическом режиме. Для радиаторов систем отопления максимальное избыточное давление должно быть не более 0,6 МПа, что соответствует примерно напору в 60 м.

2. Максимальный напор в подающих трубопроводах ограничивается прочностью труб и всех водоподогревательных установок.

Предельно допустимые напоры приведены ниже:

Наименование оборудования	Предельно допустимые напоры, м
Стальные водогрейные котлы	250
Чугунные котлы	60
Подогреватели сетевой воды БО и БТ	140
Скоростные подогреватели воды МВН	100
Калориферы	80
Чугунные радиаторы	60
Панели со змеевиками из труб	80

3. Напор в подающих трубопроводах, по которым перемещается вода с температурой более  $100^{\circ}\text{C}$ , должен быть достаточным для исключения парообразования. Например, насыщенный пар, находящийся под давлением  $0,4\text{ МПа}$ , имеет температуру  $151,3^{\circ}\text{C}$ .

Если в сети температура воды тоже  $151,3^{\circ}\text{C}$ , то для исключения ее вскипания давление в сети должно быть больше  $0,4\text{ МПа}$ . Следовательно, для рассматриваемого случая минимальный напор в подающей сети должен быть  $43\text{--}45\text{ м}$ . В связи с неравномерным нагреванием воды в отдельных трубках водогрейных котлов температуру воды в них для определения давления, обеспечивающего невоскипание, следует принимать на  $30^{\circ}\text{C}$  выше расчетной температуры сетевой воды.

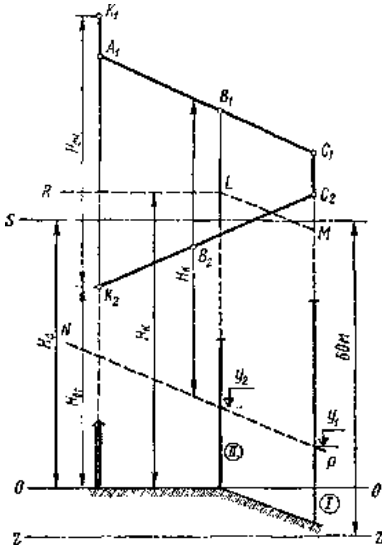


Рис. 6.4. Построение пьезометрического графика

4. Для предупреждения кавитации напор во всасывающем патрубке сетевого насоса должен быть не меньше  $5\text{ м}$ .

5. В точках присоединения абонентов следует обеспечить достаточный напор для создания циркуляции воды в местных системах. При элеваторном смешении на абонентском вводе располагаемый напор должен быть не меньше  $10\text{--}15\text{ м}$ . Наличие подогревателей горячего водоснабжения при двухступенчатой схеме требует увеличения напора до  $20\text{--}25\text{ м}$ .

6. Уровни пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режиме следует устанавливать с учетом возможности присоединения большинства абонентских систем по наиболее дешевым зависимым схемам. Статическое давление также не должно

превышать допустимого давления для всех элементов системы теплоснабжения. При определении статического давления возможность вскипания воды в подающих трубопроводах, как правило, можно не учитывать.

Пример построения пьезометрического графика для системы теплоснабжения (рис. 6.4) с учетом соблюдения вышеизложенных требований приведен на рис. 6.5. Сначала строится профиль местности по трассе тепло-



проводов. На профиле в принятом масштабе наносят высоты зданий. При построении пьезометрических графиков условно принимают, что оси трубопроводов совпадают с поверхностью земли. Такая условность вполне оправдана для подземных прокладок, когда заглубление трубопроводов не превышает 1–2 м. В этом случае фактические напоры в трубопроводах будут больше на величину их заглубления. Для воздушных прокладок, наоборот, напоры в трубопроводах будут меньше, и это обстоятельство следует учитывать при определении минимальных давлений, обеспечивающих невозможность вскипания воды в подающих или невозможность возникновения вакуума в обратных трубопроводах.

Статический напор (линия  $s - s$ ) устанавливают из условия заполнения сетевой водой по возможности всех абонентских систем с запасом в 3 – 5 м по отношению к самому высокому абоненту. Проведем на 60 м ниже линии  $s - s$  горизонталь  $z - z$ . Тогда в зоне, расположенной между этими линиями, при статическом режиме напор не превышает 60 м и не опасен для чугунных радиаторов систем отопления.

Предельное положение пьезометрической линии для обратной магистрали при динамическом режиме (рис. 6.5, линия  $K_2B_2C_2$ ) намечается из следующих соображений: а) максимальный пьезометрический напор не должен превышать 60 м в радиаторах нижних этажей систем отопления, присоединяемых по элеваторной схеме; б) для защиты систем отопления от опорожнения пьезометрическая линия должна быть не менее чем на 3 – 5 м выше зданий.

Действительный уклон пьезометрической линии определяется по данным гидравлического расчета. Потери напора в местной системе конечного абонента I соответствуют отрезку  $C_1C_2$ . Отложив от точки  $C_1$ , потери напора в подающей магистрали, проведем для этой магистрали пьезометрическую линию  $C_1B_1A_1$ . Точка  $K_1$  располагается выше точки  $A_1$  на величину потери напора в стационарной подогревательной установке.

Пьезометрическая линия подающей магистрали должна удовлетворять следующим условиям: а) максимальный напор не должен превышать допустимого для труб и подогревательных установок; б) минимальный напор не должен допускать вскипания воды.

Невозможность вскипания воды на пьезометрическом графике может быть отражена двумя способами.

По *первому* способу от каждой точки поверхности земли откладывают напор  $H_k$ , принимаемый по ниже приведенным данным,

Расчетная температура сетевой воды, °С	120	130	140	150	160	170
	180					
Максимальный напор, м	10	20	30	40	55	72 93

и проводят линию RLM, называемую линией не вскипания.

Если пьезометрическая линия  $A_1B_1C_1$  расположится выше линии RLM и нигде ее не пересекает, то вода в трубах кипеть не будет.

По *второму* способу ниже линии  $A_1B_1C_1$  на величину  $H_k$  проводят линию NP. Во всех точках, расположенных ниже линии NP, кипение невозможно, так как напор в этих точках больше  $H_k$ . Только в местах пересечения линии NP с подающим трубопроводом и во всех точках, расположенных выше линии NP, при расчетных температурных условиях наступит парообразование. Второй способ наглядно иллюстрирует те уровни, до которых во избежание парообразования можно поднимать воду с расчетной температурой выше 100°С. В частности, у абонентов I и II сетевую воду из условия не вскипания можно поднять только до отметок соответственно  $y_1$ ,  $y_2$ . Если перечисленные выше условия не могут быть выполнены для всех абонентов, то отдельные местные системы необходимо присоединять по независимой схеме.

При неровном рельефе местности, когда значительное количество потребителей теплоты выходит за границу нормального гидравлического режима, система теплоснабжения разбивается на независимые по давлению зоны.

## 6.7 Подбор насосов

В водяных тепловых сетях насосы используются для создания заданных давлений и подачи необходимого количества воды к потребителям теплоты. В паровых сетях насосами перекачивается конденсат от потребителей к тепловому центру.

Сетевые насосы создают циркуляцию воды в системе теплоснабжения, а подпиточные компенсируют утечки воды и поддерживают необходимый уровень пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режимах. Количество сетевых насосов принимается не менее двух, из которых один резервный. Если для работы сети при расчетных условиях требуется установка четырех насосов, то резервные насосы не предусматриваются. В закрытых системах теплоснабжения устанавливается не менее двух подпиточных насосов, а в открытых – не менее трех, из которых один является резервным.

Для подбора насоса необходимо знать его производительность и величину напора. Для сетевых насосов производительность определяют по расчетному расходу воды в головном участке тепловой сети и для закрытых систем – по формуле (6.14). При подборе сетевых насосов для открытых систем теплоснабжения расход воды на горячее водоснабжение принимают как среднечасовой, но с коэффициентом 1,2. В летний период производительность сетевых насосов принимают по максимальному часовому расходу воды на горячее водоснабжение.

Производительность подпиточных насосов для закрытых систем теплоснабжения принимают из расчета компенсации утечек в количестве 0,5% от объема воды, находящейся в трубопроводах, и в непосредственно присоединенных абонентских системах. При подборе подпиточных насосов для закрытых систем рекомендуется также предусматривать аварийную подпитку необработанной водой в количестве 2% от объема воды, находящейся в трубах наружной сети и в системах отопления и вентиляции.

В открытых системах производительность подпиточных насосов принимают по максимальному расходу горячей воды с учетом компенсации утечек. Аварийная подпитка здесь не предусматривается.

Объем воды, находящийся в системе теплоснабжения, ориентировочно можно определить по формуле

$$V = Q(V_c + V_m), \quad (6.27)$$

где  $Q$  – тепловая мощность системы теплоснабжения, МВт;  $V_c$ ,  $V_m$  – удельные объемы сетевой воды, находящейся в наружных сетях с подогревательными установками и в местных системах,  $\text{м}^3/\text{МВт}$ .

Для тепловых сетей с подогревательными установками жилых районов  $V_c = 40 \div 43 \text{ м}^3/\text{МВт}$ , промышленных предприятий  $V_c = 22 \div 30 \text{ м}^3/\text{МВт}$ ; для систем отопления гражданских зданий  $V_m = 26 \text{ м}^3/\text{МВт}$ , промышленных  $V_m = 13 \text{ м}^3/\text{МВт}$ ; для систем горячего водоснабжения  $V_m = 5,2 \text{ м}^3/\text{МВт}$ .

Напор сетевого насоса определяют по формуле

$$H_n = \Delta H_T + \Delta H_n + \Delta H_a + \Delta H_o, \quad (6.28)$$

где  $\Delta H_T$  – потери напора в тепловом центре, м;  $\Delta H_o$ ,  $\Delta H_n$  – потери напора в подающем и в обратном магистральных трубопроводах, м;  $\Delta H_a$  – необходимый напор на вводе конечного абонента, м.

Напор сетевого насоса для летнего периода определяют по формуле

$$H_n^a = H_n (G_a / G)^2, \quad (6.29)$$

где  $G_a$  – расход воды в летнее время, т/ч;  $G$  – то же, в зимний период, т/ч.

Расчетная величина напора подпиточного насоса может быть определена по формуле

$$H_{н.п.} = H_c + \Delta H + z, \quad (6.30)$$

где  $H_c$  – статический напор в сети по отношению к оси подпиточного насоса, м;  $\Delta H$  – потери напора в трубопроводах подпиточной линии от питательного бака до точки присоединения к тепловой сети, м;  $z$  – разность отметок между осью насоса и нижним уровнем воды в питательном баке, м.

По известным параметрам работы насосов ( $G$  и  $H_{н.п.}$ ) с помощью рабочих характеристик подбирают насосы по общепринятой методике.