

56
Министерство высшего и среднего специального образования
Республики Узбекистан
Ташкентский государственный технический университет
имени Абу Райхана Беруни

А. У. АЛИМБАЕВ
Р. П. БАБАХОДЖАЕВ

РАСЧЕТ
СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1523545

1

Ташкент-2005

УДК 697.34 (075.8)

А.У. Алимбаев , Р.П.Бабаходжаев. Расчет систем тепло-снабжения и кондиционирования воздуха. Учебное пособие. Ташкентский государственный технический университет. Ташкент, 2005, 144 с.

В данном учебном пособии рассмотрены методы и примеры расчета различных типов котельных, ТЭЦ, а также элементов установок кондиционирования воздуха. Отдельный раздел пособия посвящен гидравлическому и тепловому расчету тепловых сетей.

Пособие предназначено для студентов магистратуры по специальности 5А520104 -"Промышленная теплоэнергетика."

Печатается по решению научно-методического совета Ташкентского государственного технического университета им. Беруни.

Рецензенты: д.т.н,проф. Г.Г. Умаров (ТИИИМСХ)
к.т.н, доц. Х.А.Алимов (ТашГТУ)

Введение

Подготовка специалистов по направлению В520100 – “Теплоэнергетика” предусматривает изучение таких специальных дисциплин, как, “Теплофикация и тепловые сети”, “Котельные установки промышленных предприятий”, “Вторичные энергетические ресурсы” и др., но часы, отводимые на их изучение явно недостаточны, особенно, для приобретения студентами практических навыков по эксплуатации энерговырабатывающих и теплопотребляющих установок, их расчета и проектирования. Поэтому изучение по магистерской программе спец. курса “Расчет систем теплоснабжения и кондиционирования воздуха” служит целям хотя бы частично компенсировать вышеуказанный пробел.

Для снабжения теплом промышленных предприятий и бытовых потребителей, как правило, используется пар низкого давления и перегретая вода с температурой 150⁰С. Пар низкого давления (0,3-1,5МПа) получают непосредственно в паровых котлах или из отборов паровых турбин, которые срабатывают пар высокого давления (13 или 9 МПа) до низкого давления, вырабатывая при этом электроэнергию, отдаваемую потребителям.

Горячую перегретую воду получают непосредственно в водогрейных котлах или путем подогрева исходной воды до нужной температуры паром низкого давления в пароводяных подогревателях.

Способ одновременного получения пара низкого давления и электроэнергии с помощью паровых турбоагрегатов с промежуточными отборами пара называется *комбинированным* способом получения тепловой и электрической энергии, а теплоснабжение на базе таких установок – *теплофикацией*.

Крупные тепловые электростанции, предназначенные для централизованного теплоснабжения потребителей, принято называть *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ).

Другой способ получения тепловой и электрической энергии, называемый *раздельным*, предусматривает снабжение потребителей паром низкого давления и горячей водой от промышленных и отопительных котельных установок и электроэнергией от специальных электростанций,

вырабатывающих только электроэнергию, т.е. тепловых, гидравлических или атомных электростанций.

В данном курсе рассмотрены практические методы и соответствующие примеры расчета паровых и водогрейных котельных, ТЭЦ, гидравлический и тепловой расчет тепловых сетей, а также расчет элементов установок кондиционирования воздуха.

1. Расчет тепловой схемы котельной и ТЭЦ

1.1. Расчет тепловой схемы паровой котельной.

Тепловая схема рассчитываемой котельной приведена на рис. 1.1.

Котельная предназначена для подачи пара технологическим потребителям, а также для нагрева воды, используемой на отопление и горячее водоснабжение жилых и общественных зданий. Система теплоснабжения закрытая. Параметры технологического пара: 14 кг/см², 250°C - 10 т/час и 6 кг/см², 190°C - 103 т/час; для нагрева сетевой воды 6 кг/см², 190°C (нагрузка в виде горячей воды 15 Гкал/час.) Температурный график теплосети 150 - 70°C. Расчетная температура наружного воздуха -30°C. Температура сырой воды зимой 5°C, летом 15°C, температура воды перед водоподготовительной установкой 20°C. Температура в деаэраторе 104°C, температура питательной воды 104°C, добавочной воды +70°C

Количество возвращаемого технологического конденсата - 50% и температура 80°C. Продолжительность стояния минусовой температуры: -30°C - 10 часов; -20°C - 150 часов; -15°C - 500 часов; -10°C - 1100 часов; -5°C - 2400 часов и 0°C 3500 часов. Продолжительность отопительного периода 5424 часов.

Расчет тепловой схемы выполняется для максимально зимнего режима работы.

Расход сетевой воды:

$$G = \frac{Q_{с.с.}}{h_1 - h_2} = \frac{15 \cdot 10^3}{150 - 70} = 188 \text{ Т / час}$$

Расход пара на подогреватели сетевой воды:

$$D_{п.с.} = \frac{G(h_1 - h_2)}{(h'_{п.с.} - h_k) \cdot \eta} = \frac{188(15070) \cdot 10^3}{(675,6 - 80) \cdot 0,98} = 25,7 \text{ Т / час}$$

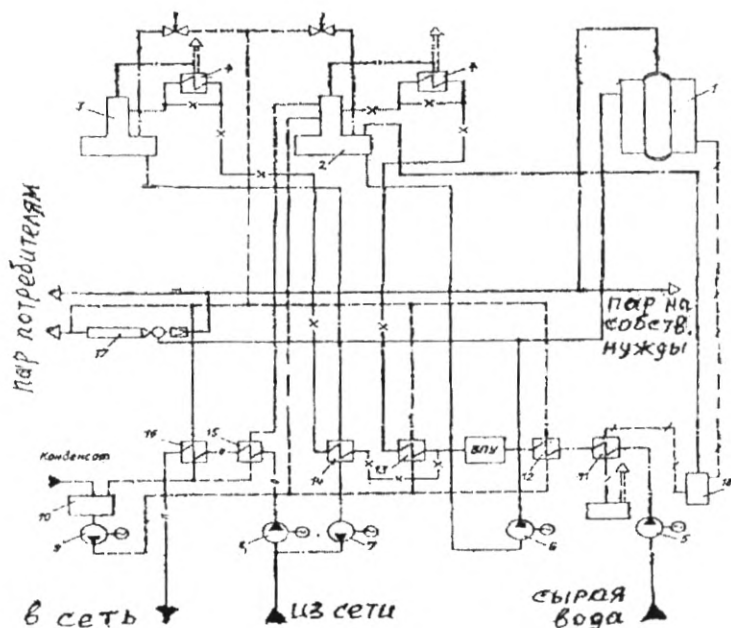


Рис.1.1. Принципиальная тепловая схема паровой котельной.

1- паровой котел; 2 - деаэратор питательной воды; 3 - деаэратор добавочной воды; 4 - охладитель вторичного пара; 5 - насос сырой воды; 6 - питательный насос; 7 - насос добавочной воды; 8 - сетевой насос; 9 - конденсатный насос; 10 - конденсатный бак; 11 - охладитель продувочной воды; 12 - подогреватель сырой воды; 13 - подогреватель химочищенной воды; 14 - охладитель добавочной воды; 15 - охладитель конденсата; 16 - подогреватель сетевой воды; 17 - РОУ; 18 - сепаратор непрерывной продувки.

где $Q_{0.в}$ - расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, Гкал/час;

$h''_{\text{РОУ}}$ - энтальпия пара, выходящей из редукционно-охладительной установки;

$h_{\text{к}}$ - энтальпия конденсата, ккал/кг;

h_1 и h_2 - энтальпии воды.

Общий расход пара внешним потребителям от РОУ:

$$D''_{\text{РОУ}} = 103 + 25,7 = 128,7 \text{ т/час.}$$

Расход свежего пара внешним потребителям:

$$D_{\text{ТЕХН}} = D'_{\text{ТЕХН}} + D''_{\text{РОУ}}$$

где $D''_{\text{РОУ}} = 10 \text{ т/час;}$

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \cdot \frac{h''_{\text{РОУ}} - h_{\text{П.В.}}}{h_{\text{РОУ}} - h_{\text{П.В.}}} = 128,7 \cdot \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 123,5 \text{ т/час;}$$

$h_{\text{П.В.}}$ - энтальпия питательной воды, ккал/кг;

$h_{\text{РОУ}}$ - энтальпия свежего пара, ккал/кг.

$$D_{\text{ТЕХ}} = 10 + 123,5 = 133,5 \text{ т/час.}$$

Расход распыляемой охлаждающей воды на РОУ:

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \cdot \frac{h_{\text{РОУ}} - h''_{\text{РОУ}}}{h_{\text{РОУ}} - h_{\text{П.В.}}} = 128,7 \cdot \frac{699 - 675,6}{699 - 104} = 5,2 \text{ т/час}$$

Расход пара на другие нужды котельной принимается равным 5% от расхода пара внешним потребителям.

$$D_{\text{С.Н.}} = 0,05 \cdot D_{\text{ТЕХН.}} = 6,7 \text{ т/час.}$$

Если прочие потери котельной равны 3%, то её общая производительность:

$$D = \frac{133,5 + 6,7}{0,97} = 144,5 \text{ т/час.}$$

Если потери конденсата на котельной равны 3%, то общее количество:

$$G_{\text{К.ПОТЕРИ}} = 0,05(103 + 10) + 0,03 \cdot 144,5 = 60,9 \text{ т/час.}$$

Потери воды в тепловых сетях составляют 2%, в этом случае расход химически очищенной воды будет равным сумме потерь конденсата и количества добавочной воды:

$$G_{\text{ХОВ}} = 60,9 + 0,2 \cdot 188 = 64,7 \text{ т/час}$$

Количество воды, поступающей от непрерывной продувки котла:

$$G_{\text{пр. D}} = \frac{P_{\text{пр. D}}}{100} = \frac{3 \cdot 144,5}{100} = 4,4 \text{ т/час}$$

где $P_{\text{пр}} = 3\%$ - принятый процент продувки котла.

Количество пара, выходящее из расширителя непрерывной продувки:

$$D_{\text{пр.}} = \frac{G_{\text{пр.}} (h_{\text{пр.в.}} - h_{\text{пр.}})}{X(h_{\text{пр.п.}} - h_{\text{пр.}})} = \frac{4,4(197,3 - 104,4)}{0,98 (640,7 - 104,4)} = 0,78 \text{ т/час.}$$

где X - степень сухости пара, выходящего из расширителя.

Количество воды, выходящего из расширителя:

$$G_{\text{пр.}} = 4,4 - 0,78 = 3,62 \text{ т/час.}$$

Температура сырой воды после охладителя продувочной воды:

$$t_{\text{с.в.}} = \frac{G_{\text{пр.}} (h_{\text{пр.в.}} - \eta - h_{\text{хол.}})}{G_{\text{с.в.}}} + t_{\text{с.в.}} = \frac{3,62(104,4 - 0,98 - 50)}{80,9} + 5 = 7,8^\circ\text{C},$$

где $h_{\text{хол.}} = 50 \text{ ккал/кг}$ - энтальпия продувочной воды после охладителя.

Расход пара на подогреватель сырой воды:

$$D_{\text{с.в.}} = G_{\text{с.в.}} \frac{(h_{\text{впу}} - h_{\text{с.в.}})}{(h_{\text{роу.}} - h_{\text{к}}) \eta_{\text{п.}}} = 80,9 \cdot \frac{20 - 7,8}{(675,6 - 159,3) \cdot 0,98} =$$

1,95 т/час.

Температура химически очищенной воды после охладителя:

$$t_{\text{хов.}} = t_{\text{хов.}} + \frac{G_{\text{доб.}} (h_{\text{доб.}} - h_{\text{доб.}}) \eta_{\text{п.}}}{G_{\text{доб. хов.}}} = 18 + \frac{3,8 (104 - 70) \cdot 0,98}{3,5} = 54,2^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{хов.}} = 18^\circ\text{C}$ - температура воды после водоподготовительной установки;

$G_{\text{доб.}} = 188 \cdot 0,02 = 3,8 \text{ т/час}$ - расход добавочной воды;

$G_{\text{ХОВ}}^{\text{ДОБ.}} = 3,5 \text{ т/час}$ - принятый расход химически очищенной воды, добавляемой в тепловую сеть.

Расход пара на деаэратор добавочной воды:

$$D_{\text{Д.}}^{\text{ДОБ.}} = \frac{G_{\text{ДОБ.}} (h_{\text{ДОБ.}} - h_{\text{ХОВ}})}{\eta_{\text{П}} (h_{\text{РОУ}} - h_{\text{ДОБ.}})} = \frac{3,8 (104 - 54,2)}{0,98 (675 - 104)} = 0,33 \text{ т/час}$$

Действительный расход химически очищенной воды:

$$G_{\text{ХОВ}}^{\text{ДЕЙСТВ.}} = G_{\text{ДОБ.}} - D_{\text{Д.}}^{\text{ДОБ.}} = 3,8 - 0,33 = 3,47 \text{ т/час.}$$

(это значение мало отличается от ранее принятого 3,5 т/час).

Расход пара на подогреватель химочищенной воды:

$$D_{\text{ХОВ.}} = \frac{G_{\text{ПИТ.}}^{\text{ХОВ.}} (h_{\text{ХОВ}}'' - h_{\text{ХОВ.}}')}{\eta_{\text{П}} (h_{\text{РОУ}}'' - h_{\text{К}}')} = \frac{60,9 (80 - 18)}{0,98 (675,6 - 159,3)} = 7,2 \text{ т/час,}$$

где $G_{\text{ХОВ.}}^{\text{ПИТ.}} = 60,9 \text{ т/час}$ - расход химочищенной воды;
 $h_{\text{ХОВ}}'$ и $h_{\text{ХОВ.}}''$ - энтальпии воды при входе и выходе из подогревателя, ккал/кг.

Общее количество пара и воды, поступающих в деаэратор питательной воды:

$$G_{\text{Д}} = G_{\text{ХОВ.}}^{\text{ПИТ.}} + G_{\text{К}}^{\text{ПР.}} + G_{\text{К}}^{\text{ХОВ.}} + G_{\text{К}}^{\text{С.В.}} + G_{\text{К}}^{\text{П.С.В.}} + D_{\text{ПР.}} =$$

$$60,9 + 56,5 + 7,2 + 1,95 + 25,7 + 0,78 = 153,03 \text{ т/час.}$$

Средняя температура будет равна:

$$t = \frac{60,9 \cdot 80 + 56,5 \cdot 80 + 7,2 \cdot 159,3 + 1,95 \cdot 159,3 + 25,7 \cdot 80}{153,03} = 87,5^{\circ}\text{C.}$$

Расход пара на деаэратор питательной воды:

$$D_{\text{Д.}}^{\text{ПИТ.}} = \frac{G_{\text{Д}} (h_{\text{ПИТ.}}' - h_{\text{Д}}')}{\eta_{\text{П}} (h_{\text{РОУ}}'' - h_{\text{ПИТ.}}')} = \frac{153,03 (104 - 87,5)}{0,98 (675,6 - 104)} = 4,33 \text{ т/час.}$$

Общий расход пара, подаваемого через РОУ на собственные нужды котельной:

$$D_{\text{с.н.}}^{\text{ред}} = D_{\text{д}}^{\text{пит}} + D_{\text{д}}^{\text{доб}} + D_{\text{с.в.}} + D_{\text{хов}} = 4,44 + 0,33 + 1,95 + 7,2 = 13,81 \text{ т/час.}$$

или расход свежего пара:

$$D_{\text{с.н.}} = 13,81 \cdot \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 13,3 \text{ т/час.}$$

С учетом внутренних потерь производительность котельной по пару:

$$\Sigma D = (D_{\text{техн.}} + D_{\text{с.н.}}) \cdot \frac{1}{0,97} = (133,5 + 13,3) \cdot \frac{1}{0,97} = 151,2 \text{ т/час.}$$

Разница от ранее принятого D равна 6,7 т/час, т.е. 4,5 %, значит, принимая несколько завышенное значение расхода пара на собственные нужды котельной, необходимо уточнить расчет.

Уточненный расход пара :

$$D''_{\text{роу}} = D^{\text{ред}}_{\text{техн}} + D_{\text{п.с.в.}} + D_{\text{с.в.}} + D_{\text{хов}} = D^{\text{пит}}_{\text{д}} + D^{\text{доб}}_{\text{д}} = \\ = 103 + 25,7 + 1,95 + 7,2 + 4,33 + 0,33 = 142,51 \text{ т/час.}$$

$$D'_{\text{роу}} = D''_{\text{роу}} \cdot \frac{h''_{\text{роу}} - h'_{\text{пит}}}{h''_{\text{роу}} - h'_{\text{пит}}} = 142,51 \cdot \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 136,8 \text{ т/час,}$$

тогда:

$$G_{\text{роу}} = 136,8 \cdot \frac{699 - 675,6}{699 - 104} = 5,44 \text{ т/час.}$$

$$\Sigma D = 10 + 136,8 + (0,03 - 146,8) = 151,2 \text{ т/час.}$$

Расчет тепловой схемы котельной для других режимов работы выполняется аналогично вышеприведенной.

Результаты расчета показывают, что в котельной устанавливаются три котла паропроизводительностью 50 т/час с параметрами пара : $P = 14 \text{ кг/см}^2$ и $t = 250^\circ\text{C}$.

Задание на самостоятельную работу.

Выполнить расчет тепловой схемы данной котельной на летний режим работы.

1.2. Расчет тепловой схемы водогрейной котельной.

Тепловая схема рассчитываемой котельной приведена на рис. 1.2.

Котельная предназначена для нагрева воды, используемой на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилых и общественных зданий.

Тепловые нагрузки котельной при максимально зимнем режиме работы следующие: на отопление и вентиляцию 15 Гкал/час. Температурный график тепловой сети 150-70°C. Минимальная расчетная температура наружного воздуха - 26 °C.

Сырая вода перед химочисткой нагревается до 20°C, начиная с 5°C зимой и 15 °C - летом. Годовая нагрузка котельной и продолжительность стояния температуры наружного воздуха приведены на рис. 1.3.

Расчет выполняется для пяти характерных режимов работы системы теплоснабжения и для двух значений температур воды, входящей и выходящей из котла. При работе котла на угле входная температура равна $t_k = 70^\circ\text{C}$, а выходная $t_k = 150^\circ\text{C}$. Расчет выполняется для максимально зимнего режима работы. Расход тепла на отопление и вентиляцию $Q_{\text{о.в.}} = 45$ Гкал/час и на горячее водоснабжение - $Q_{\text{г.в.}} = 15$ Гкал/час. Общая тепловая производительность котельной $Q_k = 60$ Гкал/час.

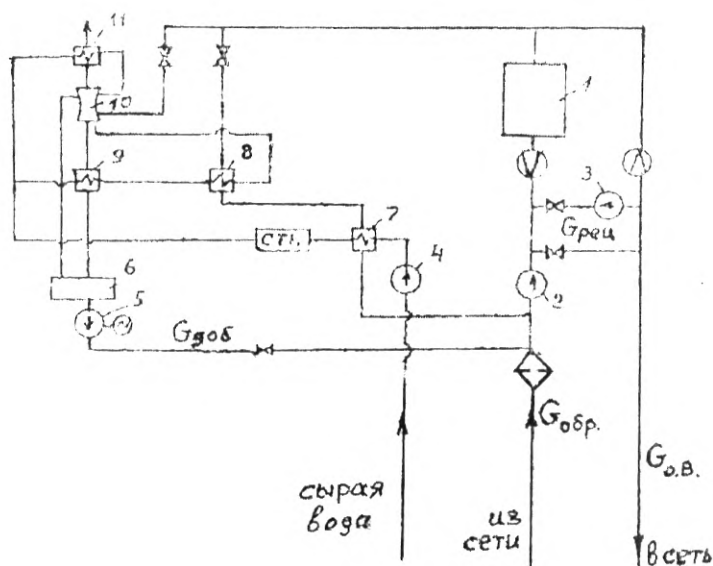


Рис. 1.2 Принципиальная тепловая схема водогрейной котельной.

1- водогрейный котел; 2 - сетевой насос; 3 - рециркуляционный насос; 4 - насос сырой воды; 5 - насос добавочной воды; 6 - бак добавочной воды; 7 - подогреватель сырой воды; 8 - подогреватель химочищенной воды; 9 - охладитель добавочной воды; 10 - деаэрактор; 11 - охладитель вторичного пара.

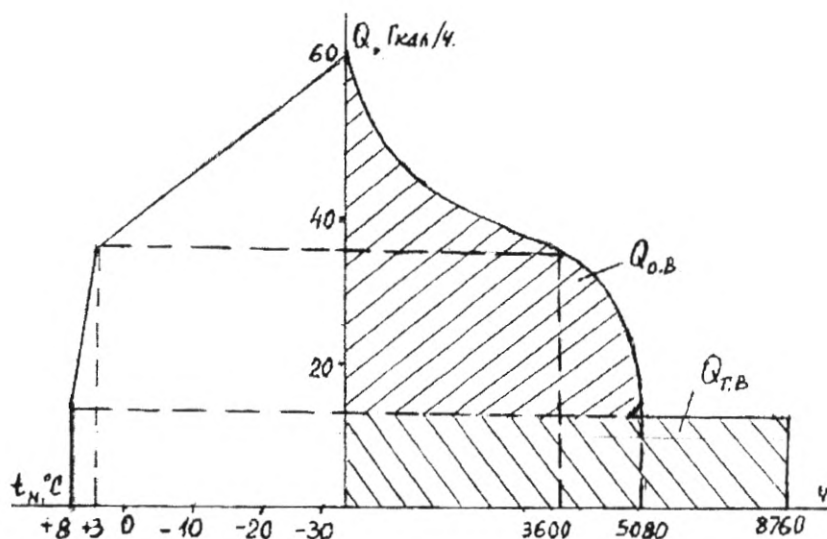


Рис. 1.3. График нагрузок водогрейной котельной и продолжительность стояния температур наружного воздуха.

Продолжительность стояния температур наружного воздуха.

-35 °C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8 °C
0,02сут.	0,47	2,51	7,91	21,73	46,43	85,73	152	212

Часовой расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G = \frac{Q_{o.v.}}{h_{T.C.} - h''_{T.C.}} = \frac{45 \cdot 10^3}{150-70} = 562 \text{ т/час.}$$

Часовой расход воды на горячее водоснабжение:

$$G_{T.B.} = \frac{Q_{T.B.}}{t_{T.B.} - t_{C.B.}} = \frac{15 \cdot 10^3}{60 - 5} = 273 \text{ т/час.}$$

Температура воды в обратном трубопроводе:

$$t''_{Г.В.} = t'_{С.В.} = t''_{О.В.} - \frac{Q_{Г.В.} (h_{Г.В.} - h_{С.В.})}{G_{О.В.} \cdot \eta_{П} \cdot C_{В}} = 70 - \frac{273 \cdot 55}{562 \cdot 0,98 \cdot 1} = 42,6^{\circ}\text{C}.$$

Общий расход сетевой воды :

$$G = G_{О.В.} + G_{Г.В.} = 562 + 0 = 562 \text{ т/час.}$$

Если потери в теплосети составляют 2%, то расход добавочной воды :

$$G_{ДОб} = 562 \cdot 0,02 = 12 \text{ т/час.}$$

Расход сырой воды на установку химводоочистки:

$$G_{С.В.} = 1,25 \cdot 12 = 15 \text{ т/час.}$$

Температура химочищенной воды после теплообменника:

$$t''_{ХОВ} = \frac{G_{ДОб}}{G'_{ХОВ} \cdot C_{В}} \cdot (h'_{ДОб} - h''_{ДОб}) \cdot \eta_{П} + t'_{ХОВ} ;$$

$G'_{ХОВ} = 10 \text{ т/час}$ - ранее принятый расход химоочищенной воды;

$C_{В} = 1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{гр}$ - теплоёмкость воды.

$$t''_{ХОВ} = \frac{2}{10 \cdot 1} (104 - 70) \cdot 0,98 + 18 = 58^{\circ}\text{C}.$$

Принимая расход греющей воды равной $G^{\text{ДОб}}_{Г.В.} = 6 \text{ т/час}$ и температуру химоочищенной воды, выходящей из последней ступени подогревателя равной 108°C , определим температуру воды, поступающей в деаэратор:

$$t^{\text{Д}}_{ХОВ} = \frac{G^{\text{ДОб}}_{Г.В.}}{G'_{ХОВ} \cdot C_{В}} \cdot (h'_{С.В.} - h''_{Г.В.}) \cdot \eta_{П} + t''_{ХОВ} =$$

$$= \frac{6}{10 \cdot 1} (150 - 108) \cdot 0,98 + 58 = 82,7^{\circ}\text{C}$$

Температура сырой воды перед установкой химводоочистки:

$$t_{\text{ХОВ}} = \frac{G_{\text{ДОВ}}^{\text{Г.В.}}}{G_{\text{С.В.}} \cdot C_{\text{В}}} (h_{\text{Г.В.}}' - h_{\text{Г.С.}}'') \eta_{\text{П}} + t_{\text{С.В.}}'$$

$$= \frac{6}{15 \cdot 1} (108 - 70) 0,98 + 5 = 19,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Расход греющей воды, подаваемой в деаэратор, определяется из следующего уравнения теплового баланса:

$$G_{\text{ДОВ}} \cdot h_{\text{ДОВ}}' = G_{\text{ХОВ}} \cdot h_{\text{ХОВ}}^{\text{Д}} + G_{\text{Г.В.}}^{\text{Д}} \cdot h_{\text{Г.В.}}';$$

$$12 \cdot 104 = 10 \cdot 52,7 + G_{\text{Г.В.}}^{\text{Д}} \cdot 150;$$

отсюда : $G_{\text{Г.В.}}^{\text{Д}} = 2,8 \text{ т/час.}$

Расход добавочной химочищенной воды:

$$G_{\text{ХОВ}} = G_{\text{ДОВ}} - G_{\text{Г.В.}}^{\text{Д}} = 12 - 2,8 = 9,2 \text{ т/час.}$$

Расход воды через котлы:

$$G_{\text{К}} = \frac{Q_{\text{К}}}{h_{\text{К}}' - h_{\text{К}}''} = \frac{60 \cdot 10^3}{150 - 70} = 750 \text{ т/час}$$

Расход воды на рециркуляцию:

$$G_{\text{РЕЦ}} = \frac{G_{\text{К}} (h_{\text{К}}' - h_{\text{Г.В.}}'')}{(h_{\text{К}}'' - h_{\text{Г.В.}}'')} = \frac{750 (70 - 42,6)}{150 - 42,6} = 191,3 \text{ т/час}$$

Чтобы проверить точность выполненных расчетов необходимо составить баланс количеств воды для всей котельной установки.

Расход воды через обратный трубопровод сети:

$$G_{\text{ОБР}} = G - G_{\text{ДОВ}} = 562 - 12 = 550 \text{ т/час.}$$

Расчетный расход воды, проходящей через котлы:

$$G_{\text{К}}' = G_{\text{ОБР}} + G_{\text{ДОВ}} + G_{\text{Г.В.}}^{\text{ДОВ}} + G_{\text{РЕЦ}} = 550 + 12 + 6 + 191,3 = 759,3 \text{ т/час.}$$

Поскольку часть греющей воды после котлов подается на подогреватели, деаэратор и рециркуляцию, то расход сетевой воды, выходящей из котельной:

$$G' = G_{\text{К}}' - G_{\text{Г.В.}}^{\text{Д}} - G_{\text{Г.В.}}^{\text{ДОВ}} - G_{\text{РЕЦ}} =$$

$$= 759,3 - 2,8 - 6,0 - 191,3 = 559,2 \text{ т/час.}$$

Так как разница между ранее определенным расходом воды, проходящим через котлы и его уточненным значением очень мала ($<0,5\%$), то расчет считается завершенным.

Расчет тепловой схемы котельной для других режимов работы выполняется аналогично вышеприведенному. Результаты этих расчетов приведены в табл.1.1.

Таблица 1.1.

Результаты расчетов тепловой схемы водогрейной котельной.

Наименование величин	Расчетная формула	Рассчитываемые режимы				
		макс. зимний	средн. в самый холод месяц	средн. в отоп. период	переломная точка графика температур	летний
1	2	3	4	5	6	7
Температура наружного воздуха, $t_{\text{НАР}}, ^\circ\text{C}$	из таблиц	-26	-9,3	3,7	+3	+8
Расход тепла на отопление вентиляцию, ккал/час	$Q_{0,В} = \frac{t_B^B - t_{\text{НАР}}^B}{t_B^B - t_{\text{НАР}}^B}$	45,0	27,9	22,1	15,3	
Расход тепла на горячее водоснабжение, Гкал/час.	по заданию	15	15	15	15	15
Общая тепловая производительность котельной, Гкал/час.	$Q_{0,В} + Q_{Г,В,С}$	60,0	42,9	37,1	30,3	
Температура						

сетевой воды на выходе из котельной, °С	из графика	150	105	90	70	
Температура обратной сетевой воды, °С	из графика	70	55	50	42,5	-
Температура обратной сетевой воды после местного подог-я	$t''_{O.B.} = \frac{Q'_{Г.В.}}{C_B \eta_{Г}}$	42,6	38,0	35,8	33,3	
Расход сетевой воды на отопление и вент-ю, т/час	$Q_{O.B.} = \frac{Q_{O.B.} \cdot 10^3}{t'_B - t''_{O.B.}}$	582	570	552	556	-
Расход сетевой воды на горяч. водоснабжение, т/час.	$Q_{Г.В.} = \frac{Q_{Г.В.} \cdot 10^3}{t'_{C.B.} - t''_{O.B.}}$	-	82	135	272	
Общий расход сетевой воды, т/час.	$G = G_{O.B.} + G_{Г.В.}$	562	652	687	828	
Температура воды, поступающей в котел, °С	$t'_K = t''_K - \frac{Q_K}{G_K \cdot C_B}$	70	93	110,6	109,6	
Температура воды, выходящей из котла, °С	$t''_K = t'_K + \frac{Q_K}{G_K \cdot C_B}$	150	127	119,4	110,4	

Задание на самостоятельную работу.

Выполнить расчет тепловой схемы водогрейной котельной на летний режим работы.

1.3. Расчет элементов тепловой схемы котельной.

Рассчитываемая тепловая схема приведена на рис.1.5.

Выполняется расчет каждого отдельного элемента тепловой схемы .

1. Редукционно-охлаждающая установка (РОУ)

Назначение РОУ - снижение параметров пара за счет дросселирования, мятия и охлаждения его водой, вводимой в охладитель в распыленном состоянии.

В охладителе РОУ основная часть воды испаряется, другая с температурой кипения отводится в конденсационные баки или непосредственно в деаэратор. В данной методике принимается, что вся вода, вводимая в РОУ, полностью испаряется.

Передача охлажденной воды в РОУ производственных котельных обычно осуществляется из магистрали питательной воды после деаэратора.

Тепловой расчет РОУ ведется по балансу тепла (рис.1.4.)

Расход редукционного пара $D_{ред}$ с параметрами P_2 /бар/. i''_2 / кДж / кг/ и увлажняющей воды W определяем из уравнения теплового баланса РОУ:

$$D_1 \cdot h^X + Wh_1 \cdot h'_{увл} = D_{ред} \cdot h''_2 \quad (1.1)$$

и уравнения материального баланса РОУ

$$D_{ру} = D_1 + W_1, \quad (1.2)$$

решая совместно уравнения (1) и (2), получим:

$$W = \frac{D_1(h^X - h''_2)}{h''_2 - h'_{увл}}, \quad (1.3)$$

где D_1 - расход острого пара, кг/сек, с параметрами P_1 (бар) и степенью сухости X

h^X - энтальпия влажного пара, кДж/кг;

$h'_{увл}$ - энтальпия воды, поступающей в редакционно - увлажняющую установку, кДж/кг.

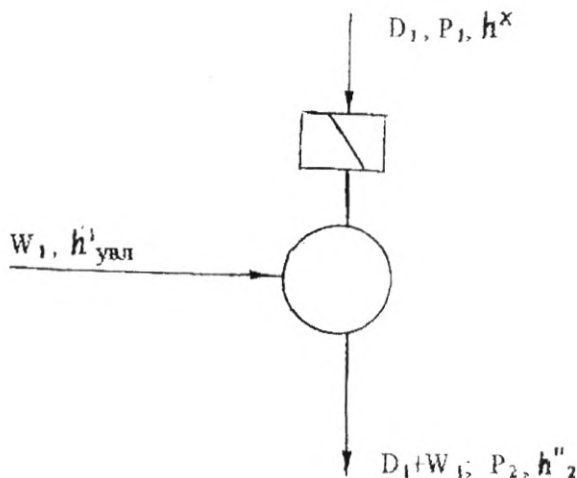


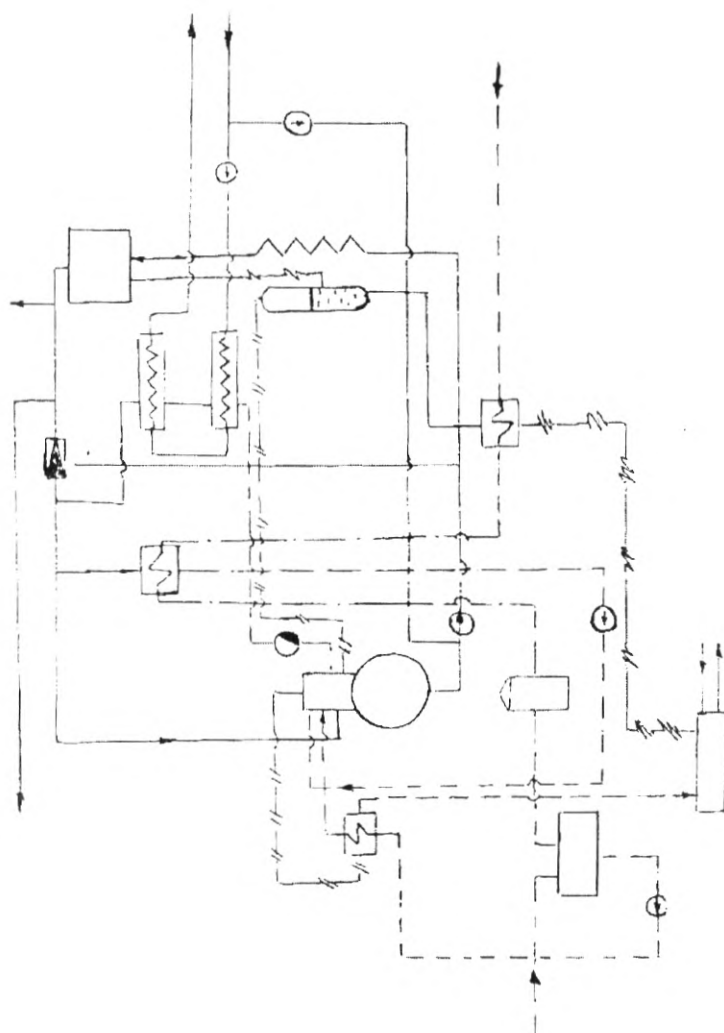
Рис. 1.4 Схема редукционной охлаждающей установки

2. Расширитель (сепаратор) непрерывной продувки

Непрерывная продувка барабанных котлоагрегатов осуществляется для уменьшения солесодержания котловой воды и получения пара надлежащей чистоты. Величина продувки (в процентах от производительности котло-агрегатов) зависит от содержания питательной воды, типа котлоагрегатов и т.д.

Для уменьшения потерь тепла и конденсата с продувочной водой принимаются сепараторы - расширители (рис.1.6). Пар из расширителя непрерывной продувки обычно направляют в деаэраторы.

Тепло продувочной воды (от сепаратора непрерывной продувки) экономически целесообразно использовать при количестве продувочной воды больше 0,27 кг/сек. Эту воду обычно пропускают через теплообменник подогрева сырой воды. Вода из сепаратора подается в охладитель или барботёр, где охлаждается до 40-50°C, а затем сбрасывается в канализацию.



1.5. Принципиальная тепловая схема котельной

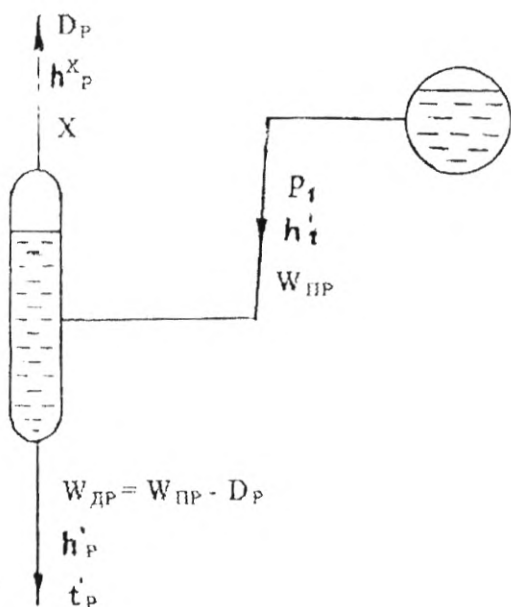


Рис.1.6. Схема непрерывной продувки.

Пример: определить количество выпара и потерю тепла с продувочной водой в расширителе непрерывной продувки. Производительность котлоагрегата $D_{КА} = 5,56$ кг/сек; величина продувки $\alpha_{пр} = 3\%$; давление в барабане котла $P_1 = 13,7 \cdot 10^5$ н/м². Продувочная вода сбрасывается в барботёр, а пар из сепаратора с сухостью $X=0,98$ направляется в деаэратор. Потерями тепла через трубопроводы и расширитель пренебрегаем.

Количество пара, выделяющегося из продувочной воды, определяется из уравнения теплового баланса сепаратора. Предварительно определяем расход продувочной воды:

$$W_{пр} = \frac{\alpha_{пр}}{100} \cdot D_{КА} = 0,03 \cdot 5,56 = 0,167 \text{ кг/сек.}$$

Составляем уравнение теплового баланса сепаратора:

$$W_{\text{пр}} \cdot h' = D_p \cdot h_p^x + (W_{\text{пр}} - D_p) h_p, \quad (1.4)$$

где h' - энтальпия кипящей воды, кДж/кг, при

$$P_1 = 13,7 \cdot 10^5 \text{ Па}; h' = 825 \text{ кДж/кг};$$

D_p - количество пара, выделяющегося из воды, кг/сек;

h_p - энтальпия кипящей воды при давлении в расширителе

$$P_2 = 1,18 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

h_p^x - энтальпия влажного пара при $P_2 = 1,18 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, кДж/кг;

$h_p = h' - (1-X)^2 \cdot r$ - энтальпия влажного пара в расширителе, кДж/кг;

$X = 0,98$ - степень сухости пара, получаемого в расширителе;

r - тепло парообразования воды в расширителе при

$$P_2 = 1,18 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2.$$

Из выражения (1.4) определяем количество пара, получаемого из продувочной воды

$$D_p = \frac{W_{\text{пр}} \cdot (h' - h_p)}{h_p^x - h_p} \quad \text{кг/сек}, \quad (1.5)$$

$$h_p^x = h' - (1 - X) \cdot r = 2680 - 0,02 \cdot 2250 = 2635 \text{ кДж/кг},$$

$$h_p = 436 \text{ кДж/кг},$$

$$D_p = \frac{0,17 (825 - 436)}{2635 - 436} = 0,03 \text{ кг/сек}.$$

Количество сливаемой воды в барботер

$$W_{\text{др}} = W_{\text{пр}} - D_p = 0,17 - 0,03 = 0,14 \text{ кг/сек}.$$

Потери тепла с продувочной водой, принимаемые при температуре исходной воды $t_b = 5^\circ\text{C}$, чему соответствует

$$h_b = 20,9 \text{ кДж/кг},$$

$$Q_{\text{СА}} = W_{\text{др}} \cdot (h_p - h_b) = 0,14 (436 - 20,9) = 58,1 \text{ кДж/сек}.$$

3. Водоподогревающие установки. Водоподогреватели принимаются в котельных и на ТЭЦ для подогрева питательной воды, сетевой воды, для охлаждения продувочной воды котлоагрегатов и для других целей.

В поверхностных водоподогревателях теплопередача осуществляется через металлическую поверхность, в смесительных — путем непосредственного соприкосновения и перемешивания обоих теплоносителей.

В настоящее время широкое распространение имеют поверхностные водоподогреватели, позволяющие изолировать теплоносители друг от друга и тем самым обеспечить наибольшую надёжность и простоту эксплуатации. Кроме того, поверхностные водоподогреватели позволяют сохранить в чистоте конденсат греющего пара.

Смесительный подогрев применяется лишь в деаэраторах, в мелких установках горячего водоснабжения и в некоторых системах промышленного отопления.

Все поверхностные водоподогреватели, независимо от их назначения, подразделяют по греющему теплоносителю на пароводяные и водоводяные.

Схема водоподогревательной установки представлена на рис 1.7.

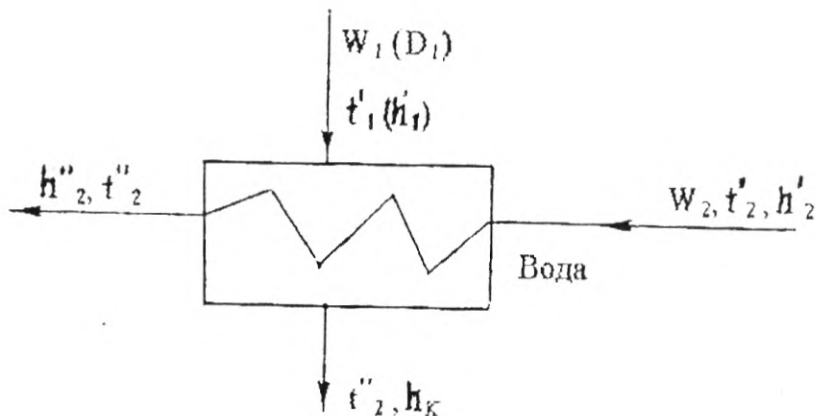


Рис.1.7. Схема водоподогревательной установки.

На практике обычно ставится задача: определить расход или температуру теплоносителей. Эти величины можно найти из уравнения теплового баланса. Для пароводяных подогревателей:

$$D_1 (h_1 - h_K) \eta_n = W_1 - C_2 (t_2'' - t_1'). \quad (1.6)$$

Для водоводяных подогревателей

$$W \cdot C (t_1' - t_1'') \eta_n = W_2 \cdot C_2 (t_2'' - t_2') \quad (1.7)$$

В этих уравнениях:

W_1 и W_2 - расход воды (греющей и нагреваемой), кг/сек;

C и C_2 - теплоёмкости воды, кДж/кг град (можно принять

$C = 4,19$ кДж/кг град);

t_1', t_2', t_1'', t_2'' - начальные и конечные температуры воды, °C;

D_1 - расход греющего пара, кг/сек;

h_1 - энтальпия пара, кДж/кг;

h_K - энтальпия конденсата, кДж/кг;

η_n - коэффициент, учитывающий потери тепла аппаратом и трубопроводами в окружающую среду ($\eta_n = 0,95 - 0,96$).

Этой величиной можно пренебречь.

4. Конденсатные баки

Возврат конденсата от технологических потребителей необходим для экономии топлива и улучшения качества питательной воды котлоагрегатов. Конденсат собирается в сборные конденсатные баки, которые устанавливаются в котельной или на предприятии. Вода поступает в конденсатные баки самотеком или под напором, температуру смеси конденсата (см. рис.1.8.) определяем из выражения:

$$t_{см} = \frac{t_K^1 \cdot W_1 + t_K^2 \cdot W_2 + t_K^3 \cdot W_3 + \dots + t_K^n \cdot W_n}{W_{см}}, \quad (1.8)$$

где $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ - расход конденсата, кг/сек;

$t_K^1, t_K^2, t_K^3, \dots, t_K^n$ - температура конденсата, °C;

$W_{см} = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n$ - суммарное количество конденсата, поступающего в конденсатный бак, кг/сек.

5. Деаэратор

Растворенные в воде кислород и углекислота вызывают коррозию поверхностей нагрева котлоагрегатов, трубопроводов, арматур и т.д. Причем коррозия увеличивается с повышением

давления пара. Поэтому вода перед подачей ее в котельные агрегаты подвергается деаэрации (дегазации).

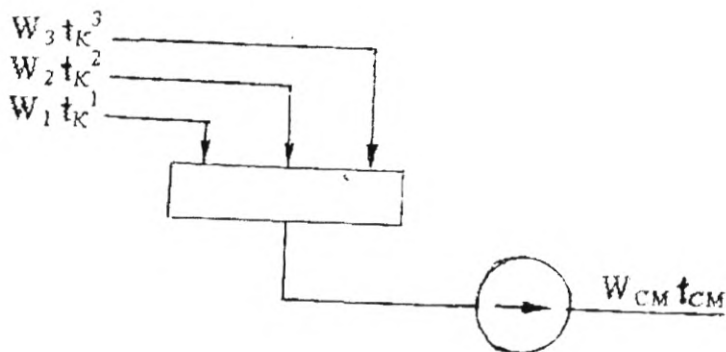


Рис. 1.8 Узел конденсатного бака

В настоящее время применяется в основном термическая дегазация. Термическая дегазация основана на том, что с повышением температуры воды растворимость газов в ней ухудшается и при температуре кипения происходит практически полное их выделение из воды.

Обычно используют смешивающие дегазаторы, в которых нагрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в дегазаторе (деаэраторе), производят непосредственно смешиванием воды с паром. По способу распределения воды дегазаторы смешивающего типа бывают: струйные, пленочные, насадочные и комбинированные. В основном применяют деаэраторы струйного типа. На рис. 1.9 показана схема деаэратора.

Расход пара на деаэрацию воды определяется из уравнения теплового баланса. Берется сумма произведений входящих потоков на их теплосодержание (энтальпии), т.е. :

$$W_K \cdot h_K + W_{Х.В.О} \cdot h_{Х.В.О} + D_P \cdot h_P^X + D_D \cdot h_D'' = \\ = D_{ВЫХ} \cdot h_D'' + (W_{нв} + W_{тс}) \cdot h_V \quad (1.9)$$

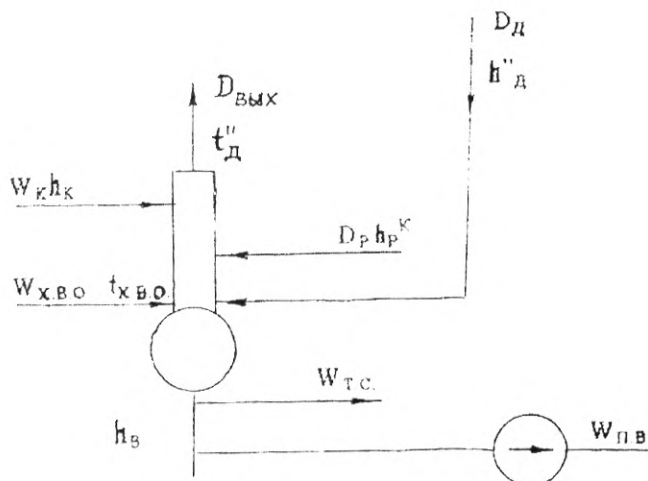


Рис.1.9. Схема деаэратора

Из уравнения (1.9) определяем:

$$D_{\text{д}} = \frac{D_{\text{ВЫХ}} \cdot h''_{\text{д}} (W_{\text{ПВ}} + W_{\text{ТС}}) h'_{\text{В}} - W_{\text{К}} \cdot h_{\text{К}} - W_{\text{Х.В.О}} \cdot h_{\text{Х.В.О}} - D_{\text{Р}} \cdot h_{\text{Р}}^{\text{Х}}}{h''_{\text{д}}},$$

где $W_{\text{К}}$ - возврат конденсата технологических потребителей, кг/сек;

$W_{\text{ХВО}}$ - расход химически очищенной воды, кг/сек;

$D_{\text{Р}}$ - выход пара из расширителей непрерывной продувки, кг/сек;

$D_{\text{д}}$ - расход пара на деаэрацию воды, кг/сек;

$W_{\text{ПВ}}$ - расход воды на питание котельных агрегатов, кг/сек;

$W_{\text{ТС}}$ - расход воды на подпитку теплосети, кг/сек;

$h_{\text{К}}$, $h_{\text{ХВО}}$, $h_{\text{Р}}^{\text{Х}}$, $h''_{\text{д}}$, $h_{\text{В}}$ - соответственно энтальпии конденсата химически очищенной воды, пара на деаэрацию, воды выходящей из деаэратора, кДж/кг;

$D_{\text{ВЫХ}}$ - расход пара на выхлоп, кг/сек.

Пример расчета принципиальной тепловой схемы котельной

1. Задание. Рассчитать принципиальную тепловую схему котельной (см. рис.1.5).

Исходные данные для расчета

1. Пар для технологических нужд производства имеет давление $P_1 = 13,7 \cdot 10^5$ Па, $X = 0,99$ и расход $D_{\text{ТЕХН}} = 4,16$ кг/сек.
2. Расход тепла на подогрев сетевой воды
 $Q_o = 16,8 \cdot 10^3$ кДж/сек; энтальпия горячей воды $h_{\text{ГОР.}} = 377$ кДж/кг; энтальпия обратной воды $h_{\text{ОБР.}} = 193$ кДж/кг.
3. Конденсат от подогревателей сетевой воды возвращается с температурой $t_k = 80^\circ\text{C}$.
4. В котельную возвращается конденсат от технологических потребителей в количестве $m=0,6 D_{\text{ТЕХН.}}$ с температурой $t_k = 70^\circ\text{C}$, $h_k = 293$ кДж/кг.
5. Потери внутри котельной составляют 3% от D .
6. Величина непрерывной продувки котлов - 3% от D .
7. Потери в теплосети 1,5 % от $W_{\text{СЕТЬ.}}$
8. Энтальпия воды, сбрасываемой в барботере, составляет $h_{\text{ДР}} = 167$ кДж/кг.
9. Температура сырой воды $t_{\text{СВ}} = 5^\circ\text{C}$.

2. Расчет принципиальной тепловой схемы

Пар, выходящий из редуциционно-охладительной установки (РОУ), имеет параметры: $P_2 = 1,18 \cdot 10^5$ Па, $t_2 = 104^\circ\text{C}$. По параметрам P_2 и t_2 находим значение энтальпии пара, выходящего из РОУ $h''_2 = 2680$ кДж/кг.

Принимаем пар сухим насыщенным.

Определяем расход пара для подогрева сетевой воды в бойлерах из уравнения теплового баланса

$$Q_C = Q_B = D_B (h''_2 - h_k) , \quad \text{кДж/кг},$$

откуда

$$D_B = \frac{Q_B}{h''_2 - h_k} \quad \text{кг/сек.}$$

Из схемы на рис.1.5 видно, что температура конденсата $t_k = 80^\circ\text{C}$,

по значению t_k находим значение энтальпии $h_k = 335$ кДж/кг.

$$D_b = \frac{16,8 \cdot 10^3}{2680 - 335} = 7,17 \text{ кг/сек.}$$

Расход сетевой воды

$$W_{\text{сеть}} = \frac{Q_b}{h_{\text{гор.}} - h_{\text{обр.}}} = \frac{16,8 \cdot 10^3}{377 - 293} = 200 \text{ кг/сек}$$

Расход тепла на технологические нужды составит:

$$Q_{\text{max}} = D_{\text{max}} (h^x - h_k) = 4,16 (2770 - 293) = 10,3 \cdot 10^3 \text{ кДж/сек,}$$

где

$$h^x_1 = h'' - (1 - X) \cdot r = 2790 - (1 - 0,99) \cdot 1960 = 2770 \text{ кДж/кг,}$$

r - теплота парообразования.

Суммарный расход тепла на подогрев сетевой воды (Q_b) и на технологические нужды ($Q_{\text{техн.}}$) равен:

$$Q = Q_b + Q_{\text{техн.}} = 16,8 \cdot 10^3 + 10,3 \cdot 10^3 = 27,1 \cdot 10^3 \text{ кДж/сек.}$$

Учитывая, что температура воды перед экономайзером $t_{\text{пв}} = 104^\circ\text{C}$, $h_{\text{пв}} = 436$ кДж/кг, а пар на выходе из барабана котлоагрегата имеет следующие параметры:

$P_1 = 13,7 \cdot 10^5$ Па; $X = 0,99$; $h^x_1 = 2770$ кДж/кг (по диаграмме), то расход пара на подогрев сетевой воды составит:

$$D = \frac{Q}{h^x_1 - h_{\text{п.в.}}} = \frac{27,1 \cdot 10^3}{2770 - 436} = 11,61 \text{ кг/сек.}$$

Расход пара на деаэрацию питательной воды (D_d) и расход пара на подогрев сырой воды химводоочистки ($D^{\text{с.в.}}_{\text{п.}}$) приблизительно составляет 3-11% от D , т.е. $(D_d + D^{\text{с.в.}}_{\text{п.}}) \approx 3 \div 11 \% D$.

В данном примере расход пара на вышеуказанные нужды принимаем 9% от D с последующим уточнением:

$$D_{\Pi} = D_{ред.} = D_{л} + D_{\Pi}^{с.в.} = 0,09$$

$$D = 0,09 \cdot 11,61 = 1,05 \text{ кг/сек}$$

Расход острого пара, поступающий в РОУ, равен:
 $D = D - D_{техн} + D_2 = 11,61 - 4,16 + 1,05 = 8,50 \text{ кг/сек.}$

Расход питательной воды с учетом продувок котельных агрегатов и потерь внутри котельной:

$$W_{п.в.} = D \left(1 + \frac{d_{пр}}{100} + \frac{d_{ут}}{100} \right) = 11,61 \left(1 + \frac{3,1}{100} + \frac{2,4}{100} \right) =$$

$$= 11,61 \cdot 1,045 = 12,25 \text{ кг/сек.}$$

а) Расчет редукционно-охладительной установки (РОУ)

Составляем схему РОУ с указанием всех параметров (рис. 1.10).

Требуется определить количество редуцированного пара с параметрами:

$$P_2 = 1,18 \cdot 10^{-5} \text{ Па}; \quad t_2 = 104^\circ \text{ C}; \quad h_2 = 2680 \text{ кДж/кг.}$$

Для этого определяем расход острого пара и увлажняющей воды из уравнения теплового баланса:

$$D_1 \cdot h^x + W_1 \cdot h'_{увл.} = D_{ред.} \cdot h''_2.$$

$$W_1 = \frac{D_1 (h_1^x - h''_2)}{h''_2 - h'_{увл.}} = \frac{8,50 (2770 - 2680)}{2680 - 436} = 0,34 \text{ кг/сек.}$$

$$h'_{увл.} = 436 \text{ кДж/кг}; \quad t_{увл.} = 104^\circ \text{ C}.$$

Определяем расход редуцированного пара из уравнения (1.2)

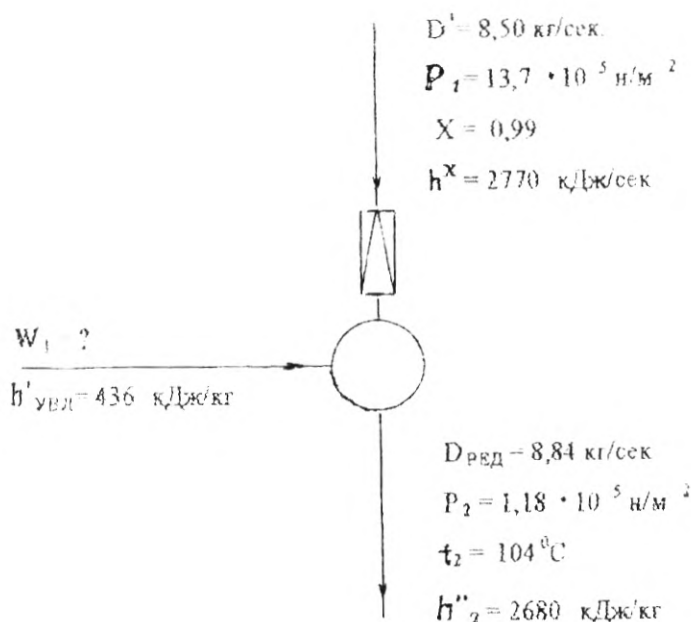


Рис.1.10 Узел РОУ.

б) Расчет сепаратора непрерывной продувки

Определяем количество продувочной воды из барабана котельного агрегата:

$$W_{\text{пр}} = W_{\text{п.в.}} - D = 12,25 - 11,61 = 0,64 \text{ кг/сек.}$$

Часть продувочной воды возвращается в деаэратор в виде вторичного пара сепаратора. Определяем количество вторичного пара, получаемого в сепараторе. Потерями тепла в сепараторе пренебрегаем (см. рис. 1.11).

$$D_p = ?$$

$$x = 0,98$$

$$h_p = 2635 \text{ кДж/кг}$$

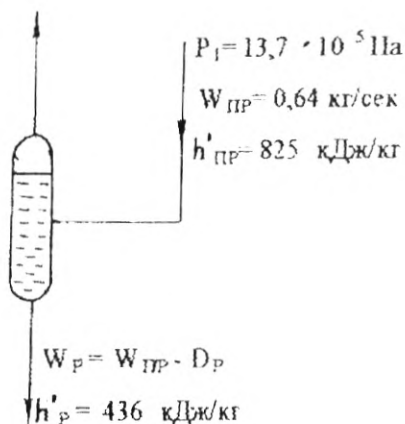


Рис. 1.11. Узел сепаратора непрерывной продувки.

Энтальпия продувочной воды равна энтальпии кипящей воды в барабане при давлении $P_1 = 13,7 \cdot 10^5 \text{ Па} = 13,7 \text{ бар}$, которую находим по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара: $h'_{\text{ПР}} = 825 \text{ кДж/кг}$,

Энтальпия влажного пара в расширителе при $X = 0,98$;
 $h^x_p = h'' - (1 - x) \cdot r = 2680 - (1 - 0,98) 2250 = 2635 \text{ кДж/кг}$,
 энтальпия воды, выходящего из расширителя, $h_p = 436 \text{ кДж/кг}$.
 Из уравнение (1.5) определяем количество вторичного пара

$$D_p = \frac{0,64(825 - 436)}{2635 - 436} = 0,11 \text{ кг/сек.}$$

Количество сливаемой воды в барботер:

$$W_p = W_{\text{ПР}} - D_p = 0,64 - 0,11 = 0,53 \text{ кг/сек.}$$

в) Расчет расхода химически очищенной воды

Общее количество воды, добавляемое из химводоочистки состоит из следующих статей:

1. Потери конденсата от технологических потребителей

$$W_1 = \frac{100 - \text{ТП}}{100} \cdot D_{\text{ТЕХН.}} = \frac{40}{100} \cdot 4,16 = 1,67 \text{ кг/сек.}$$

2. Потери продувочной воды (из расчета сепаратора непрерывной продувки)

$$W_p = 0,53 \text{ кг/сек.}$$

3. Потери внутри котельной

$$D_{\text{УТ}} = \frac{d_{\text{УТ}}}{100} \cdot D = 0,031 \cdot 11,61 = 0,36 \text{ кг/сек.}$$

4. Потери воды в теплосети

$$W_{\text{СЕТЬ, ПОТЕРЬ}} = 0,15 W_{\text{СЕТЬ}} = 0,015 \cdot 200 = 3,00 \text{ кг/сек.}$$

Общее количество химически очищенной воды равно:

$$W_{\text{ХВО}} = W_1 + W_p + D_{\text{УТ}} + W_{\text{СЕТЬ, ПОТЕРЬ}},$$

$$W_{\text{ХВО}} = 1,67 + 0,53 + 0,36 + 3,00 = 5,56 \text{ кг/сек.}$$

г) Расчет водо-водяного подогревателя сырой воды

Определяем энтальпию сырой воды (см. рис. 1.12) на выходе из подогревателя из уравнения теплового баланса (1.6)

$$h_2 = \frac{W_p (h'_p - h_p)}{W_{\text{ХВО}}} + \frac{W_{\text{ХВО}} \cdot h_1}{W_{\text{ХВО}}} \text{ кДж / кг};$$

где $W_p = 0,61 \text{ кг/сек};$

$h'_p = 436 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия воды, выходящей из расширителя при $P = 1,18 \cdot 10^5 \text{ Па};$

$h_p = 167 \text{ кДж/кг}$ - принимаем энтальпию воды при $t = 40^\circ\text{C}$ на выходе из подогревателя;

$h_1 = 20,9 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия сырой воды;

$W_{\text{ХВО}} = 5,63 \text{ кг/сек}$ - количество воды, которое должно пройти через химводоочистку.

Для упрощения расчета принимаем, что потери тепла и воды в подогревателе отсутствуют, тогда

$$h_2 = \frac{0,53 (436-167)}{5,56} + 20,9 = 46,54 \text{ кДж/кг}$$

чему соответствует температура воды $t_2 = 11^\circ\text{C}$.

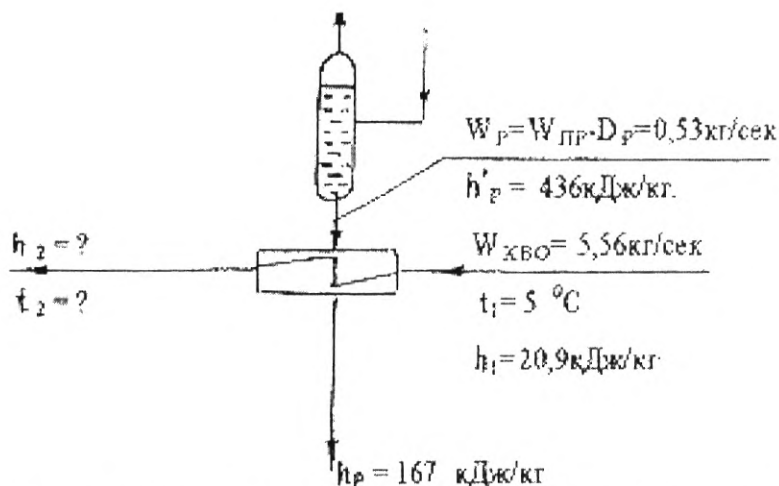


Рис. 1.12 Узел водо-водяного подогревателя сырой воды

д) Расчет пароводяного подогревателя сырой воды

Определяем расход на подогрев сырой воды до температуры 25°C (см. рис.1.13) на основании уравнения теплового баланса (1.7)

$$D^{\text{с.в.}}_{\text{п}} = \frac{W_{\text{хво}} (h_3 - h_2)}{(h'' - h_k) \eta_{\text{п}}},$$

где $W_{\text{хво}} - 5,53 \text{ кг/сек}$

$h_3 = 105 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия воды на выходе из подогревателя при t_3 ;

$h_2 = 46,54 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия воды на входе в подогреватель (или на выходе из водо-водяного подогревателя);

$h'' = 2680 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия пара после РОУ;

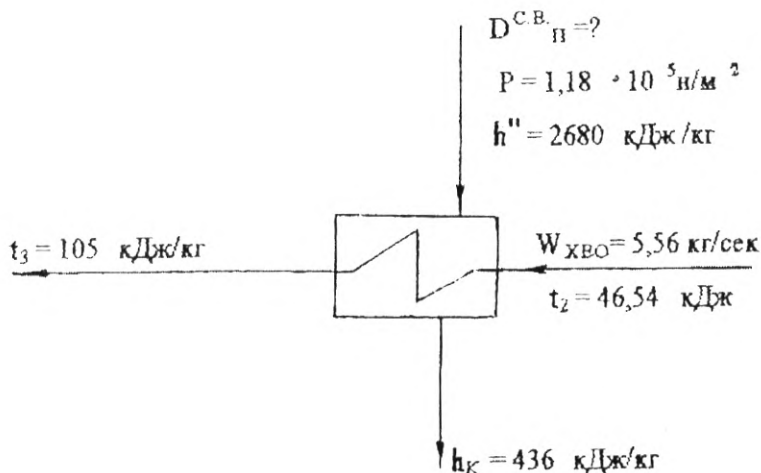


Рис. 1.13 Узел пароводяного подогревателя сырой воды.

$h''_K = 436$ кДж/кг - энтальпия конденсата при $P = 1,12 \cdot 10^4$ Па (конденсат поступает в деаэратор, где $P = 1,18 \cdot 10^4$ Па;

η_{II} - коэффициент, учитывающий потери тепла подогревателем в окружающую среду. В данной работе этими потерями можно пренебречь, т.е. принять $\eta_{II} = 1$.

$$D_{II}^{CB} = \frac{5,56 (105 - 46,54)}{2680 - 436} = 0,14 \text{ кг/сек.}$$

с) Расчет конденсатного бака

Находим количество воды W_{CM} , которое поступает в конденсатный бак. В бак подается конденсат от технологических потребителей и вода из химводоподготовки

$$W_{CM} = \frac{m}{100} \cdot D_{TEK} + W_{XBO} = \frac{60}{100} \cdot 4,16 + 5,56 = 8,06 \text{ кг/сек}$$

Температура смеси ($t_{см}$) конденсата определяется по формуле (1.8):

$$t_{см} = \frac{70 \cdot 2,50 + 25 \cdot 5,56}{8,06} = 39 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

чему соответствует энтальпия $h_{см} = 163 \text{ кДж/кг}$.

ж) Расчет пароводяного теплообменника /охладитель выпора/

На рис.1.14 видно, что вода из конденсатного бака идет в пароводяной теплообменник (охладитель выпара). В этом аппарате пар, поступающий из деаэратора с давлением $P_2 = 1,18 \cdot 10^5 \text{ Па}$, конденсируется при температуре.

При деаэрации 1 тонны воды, по данным ЦКТИ, выделяется от 2 до 4 кг пара. В данной тепловой схеме принимается в среднем 3 кг пара, который выделяется с 1 тонны воды.

Для того, чтобы определить количество пара, поступающего в теплообменник, необходимо определить расход воды в деаэраторе

$$W_d = W_b + W_{см} = 7,17 + 8,06 = 15,23 \text{ кг/сек},$$

где $W_b = D_b$ - конденсат в теплообменнике,

Энтальпия воды в деаэраторе $h'_d = 436 \text{ кДж/кг}$.

Ориентировочно расход пара, поступающего в теплообменник будет:

$$D_{вых} = 0,003 \cdot W_d = 0,003 \cdot 15,23 = 0,05 \text{ кг/сек}.$$

Из уравнения (1.7) определяем энтальпию воды на выходе из охладителя выпора

$$h_{см} = \frac{D_{вых} (h_1 - h_k) + W_{см} \cdot h_{1см}}{W_{см}}, \text{ кДж/кг}$$

где $h''_1 = 2680 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия пара на выходе из деаэратора при $P_2 = 1,18 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

$h_k = 436 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия конденсата при $1,18 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

$h_{1см} = 163 \text{ кДж/кг}$ - энтальпия смеси конденсата при $t_{см} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$

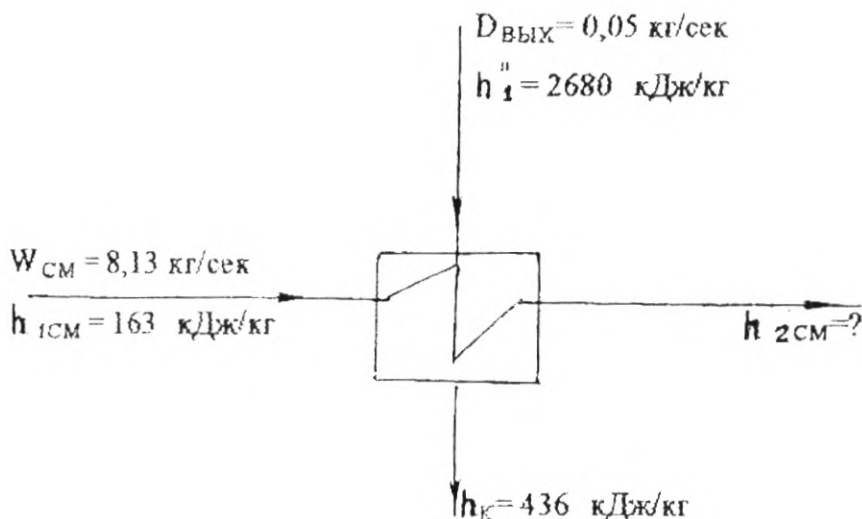


Рис.1.14 Узел пароводяного теплообменника

$$h_{2СМ} = \frac{0,05 (2680 - 436)}{8,06} + 163 = 176,92 \text{ кДж/кг.}$$

чему соответствует температура $t_2 = 42^\circ\text{C}$.

з) Р а с ч е т д е а э р а т о р а

Узел деаэратора обычно имеет много входящих и выходящих потоков (рис.1.15).

Напишем уравнение теплового баланса деаэратора, пользуясь формулой (1.9)

$$W_{СМ} \cdot h_{2СМ} + W_{Б} \cdot h_K + D_P \cdot h_P^x + D_P \cdot h''_2 = W_{Д} \cdot h'_Д + D_{ВЫХ} \cdot h''_1$$

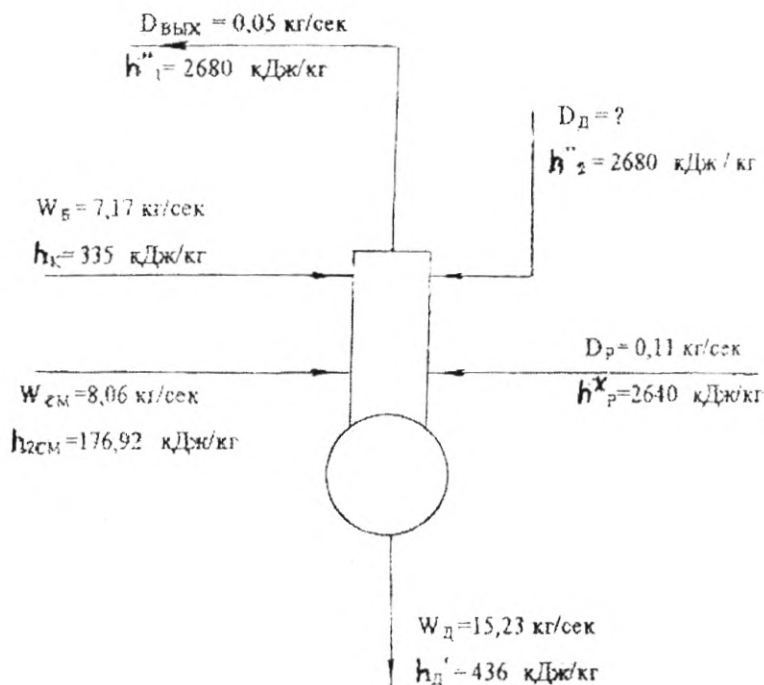


Рис.1.15 Узел деаэратора

Из уравнения определяем

$$D_{\text{Д}} = \frac{W_{\text{Д}} \cdot h'_{\text{Д}} + D_{\text{ВЫХ}} \cdot h''_1 - W_{\text{СМ}} \cdot h_{2\text{СМ}} - W_{\text{Б}} \cdot h_{\text{К}} - D_{\text{Р}} \cdot h^X_{\text{Р}}}{h''_2} =$$

$$= \frac{15,23 \cdot 436 + 0,05 \cdot 2680 - 8,06 \cdot 176,92 - 7,17 \cdot 335 - 0,11 \cdot 2640}{2680} =$$

$$= 0,99 \text{ кг/сек.}$$

Уточненный расход пара на деаэрацию питательной воды (D_d) и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой ($D^{с.в.}$) составляет

$$D_2 = D_d + D^{с.в.} = 0,99 + 0,14 = 1,13 \text{ кг/сек.}$$

Суммарное количество тепла на подогрев сетевой воды (Q_b), на деаэрацию питательной воды - (Q_d) и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой ($D^{с.в.}_{п}$) составляет:

$$\begin{aligned} Q_b + D_2 (h''_2 - h_k) &= 16,8 \cdot 10^3 + 1,13 (2680 - 436) = \\ &= 19,33 \cdot 10^3 \text{ кДж/сек.} \end{aligned}$$

Суммарное количество острого пара D'_1 на подогрев сетевой воды, деаэрацию питательной воды и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой определяем из равенства

$$D'_1 = \frac{Q}{h^x - h_{пв}} = \frac{19,31 \cdot 10^3}{2770 - 436} = 8,30 \text{ кг/сек,}$$

что близко к ранее принятому $D' = 8,5 \text{ кг/сек,}$

Полная нагрузка на котельную составит:

$$\begin{aligned} D_{\text{сум}} &= D'_1 + D_{\text{техн}} + \frac{d_{\text{ут}}}{100} \cdot D = 8,30 + 4,16 + \frac{3}{100} \cdot 11,61 = \\ &= 12,80 \text{ кг/сек} \end{aligned}$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА КОТЛОАГРЕГАТОВ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ В КОТЕЛЬНОЙ.

Учитывая, что в данной работе не приводится график годового расхода пара, в задании условно принимается, что максимальная нагрузка котельной соответствует суммарной паропроизводительности котельной, т.е. $D_{\text{сум}}$. Эта величина берется из расчета принципиальной тепловой схемы.

Подбирая количество устанавливаемых котлоагрегатов типа ДЕ, учитывают максимальную нагрузку котельной ($D_{\text{сум}}$) и руководствуются следующими соображениями:

а) недопустимо устанавливать один котлоагрегат, но и общее их количество не должно превышать четырех-пяти;

б) устанавливаемые котлоагрегаты должны иметь одинаковую номинальную производительность.

Может оказаться, что один из котлоагрегатов будет недогружен, в этом случае он явится резервным.

Котельные агрегаты типа ДЕ имеют следующую номинальную производительность $D_{\text{КА}}$:

Наименование	ДЕ- -2,5-13	ДЕ- -4 -13	ДЕ- -6,5 -13	ДЕ- -10 -13	ДЕ- -20 -13
Номинальная производительность, $D_{\text{КА}}$, кг/сек	0,695	1,11	1,80	2,78	5,56

При работе на газообразным топливе или мазуте паропроизводительность котельного агрегата можно увеличить на 25-30%.

Таблица 1.1.

Параметры воды и водяного пара

Расход пара на технолог. нужды $D_{тех}$ кг/сек	Давление пара в барабане P_1 бар	Температура сырой воды $t_{с.в.}$ °C	Температура воды перед экономайзером $t_{с.в.}$ °C	Сухость пара в барабане котла X	Сухость пара в расширителе непрерывной продувки X	Потери пара в котельной $d_{ут}$ %	Потери воды с непрерывной продувкой $d_{пр}$
14,8	13,7	5	104	0,99	0,99	1,5	1,2
13,3	13,7	7	104	0,97	0,99	2,0	1,5
12,2	13,7	10	104	0,98	0,99	2,4	2,0
11,1	13,7	8	104	0,99	0,99	3,1	2,4
10,0	13,7	6	104	0,98	0,99	3,7	3,0
8,3	13,7	9	104	0,97	0,99	4,2	3,5
6,9	13,7	4	104	0,98	0,99	5,0	4,0
6,6	13,7	7	104	0,99	0,99	5,5	4,5
3,3	13,7	8	104	0,97	0,99	6,1	5,0
1,4	13,7	11	104	0,98	0,99	6,7	6,0

1.4. Расчета тепловой схемы котельной с комбинированными пароводогрейными котлами.

Расчет выполняется для принципиальной тепловой схемы котельной, снабженной тремя комбинированными пароводогрейными котлами, построенными на базе котлов КВ-ГМ-100. При расчете были учтены особенности, которые связаны с применением комбинированных котлов (рис.1.16).

1. При максимальных тепловых нагрузках на отопление и вентиляцию (включая наиболее холодный месяц) принималось, что один из трех установленных комбинированных котлов переводился в чисто водогрейный режим работы, т.е. без выработки пара.

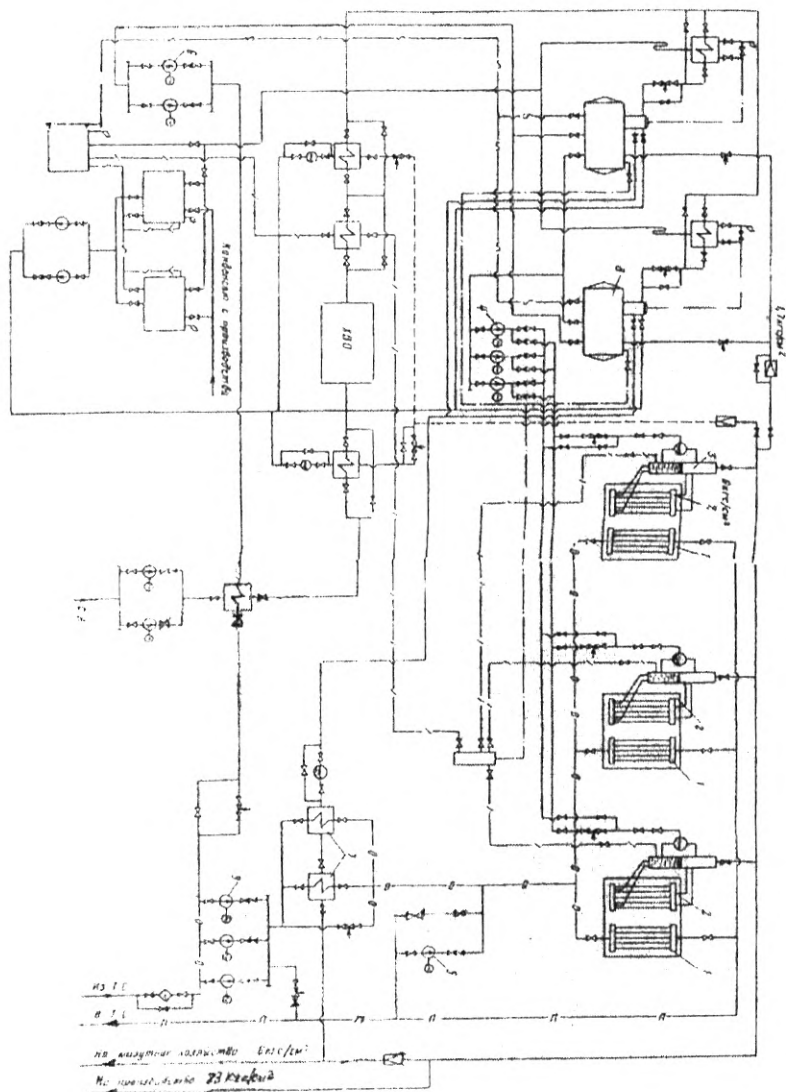
2. При выборе числа работающих котлов учитывалась характеристика их работы в различных режимах. Это связано с тем, что при практически постоянной паровой нагрузке в котельной нагрузка по горячей воде претерпевает значительные сезонные и суточные изменения.

3. Нагрузки водогрейного и парового контуров комбинированного котла в некоторой степени взаимосвязаны, поэтому для использования в период отопительного сезона возможных излишков пара в тепловой схеме предусмотрена установка пароводяного подогревателя сетевой воды.

4. Качество подпиточной воды при закрытой системе теплоснабжения принято таким же, как и питательной воды паровых контуров котлов. Для охлаждения подпиточной воды теплосети до 70°C предусматривается установка водо-водяного теплообменника.

5. Тепловая сеть от котельной при центральном качественном регулировании работает по отопительному графику при температуре $150-70^{\circ}\text{C}$. Все абоненты тепловой сети подключены через центральные тепловые пункты.

6. К паровым потребителям пар из котельной направляется давлением 23 кгс/см^2 .



1.16 Тепловая схема котельной с тремя комбинированными котлами KB-ГМ-100

Выбор оборудования котельной

Сетевые насосы

Максимальный расчетный расход сетевой воды

$$G_{\text{макс}} = 2510 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем к установке три сетевые насоса типа 14СД-10 х 2 с подачей 1260 м³/ч каждый. Давление, создаваемое насосом, 123 м.вод. ст. Электродвигатель А 12-52-4; N = 630 кВт; n = 1485 об/мин.

Рециркуляционные насосы

Максимальный расчетный расход воды на рециркуляцию составляет 447 т/ч. Принимаем к установке два рециркуляционных насоса типа НКУ-250; давление Н = 32 м вод. ст. Наибольшая температура перекачиваемой воды 155⁰С. Электродвигатель типа А2 -81- 4; N = 40 кВт; n = 1460 об/мин.

Подпиточные насосы

Расчетный расход утечки воды из тепловых сетей

$$G_{\text{ут}} = 56 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Подача подпиточного насоса должна быть не менее

$$2G_{\text{ут}} = 2 \cdot 56 = 112 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем к установке два насоса типа КСД-120-55/3 с подачей 135 м³/ч каждый; давление Н = 62 м вод. ст. Температура воды до 120⁰С. Электродвигатель АО2-81-4; N = 40 кВт, n = 1485 об/мин.

Питательные насосы

Давление, которое должны создавать питательные насосы, определяем по формуле

$$H = 1,15 \cdot 10 (P_6 - P_d) + H_c + H_f,$$

где $P_6 = 23 \text{ кгс} / \text{см}^2$ - избыточное давление пара в котле; $P_d = 0,2 \text{ кг} / \text{см}^2$ - избыточное давление в деаэраторе ; $H_c = 20 \text{ м. вод. ст.}$ - суммарное сопротивление тракта питательной воды;

$H_f = 2 \text{ м вод. ст.}$ - геометрическая разность уровней в котле и деаэраторе;

$$H = 1,15 \cdot 10 (23 - 0,2) + 20 + 2,0 = 284 \text{ м. вод.ст.}$$

Таблица 1.2.
Исходные данные для расчета тепловой схемы

Параметры	Обозначение	Расчетный режим				
		I	II	III	IV	V
		Максимальный зимний	Средний наиболее холодного месяца	Средний отопительный сезона	В точках излома температурного графика	Летний
Максимальный часовой отпуск теплоты на отопление и вентиляцию, Гкал/ч	$Q_{0.в.}^{макс}$	200	-	-	-	-
Среднечасовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение, Гкал/ч	$Q_{г.в.}^{ср}$			30		
Часовой отпуск пара на производство, т/ч	D			100		
Возврат конденсата с производства, т/ч	G			50		
Температура возвращаемого с производства конденсата, °C	$t_{к.п.}$			80		
Давление пара, отпускаемого на производство, на выходе из котельной, кгс/см ²	P_1			23		
Вид топлива	-		м а з	у т	м-100	
Расход теплоты на мазутное хозяйство, Гкал/ч	$Q_{маз}$	3,0	-	-	- 13	
Давление пара, отпускаемого на мазутное хозяйство, кгс/см ²	P_3			6	11	
Максимальная температура прямой сетевой воды, °C	$t_{l \max}$	150	-	-	-	
Расчетная температура наружного воздуха, °C	$t_{н.р.}$	29	-	-	-	

Температура воздуха внутри отапливаемых зданий, °C	$t_{вн}$			18		
Температура деаэри- рованной воды после деаэраторов, °C	t			104		
Температура подпиточ- ной воды, °C	t^1			70		
Энтальпия деаэри- рованной воды после деаэраторов, ккал/кг	h			104,4		
Температура сырой воды на выходе в котельную, °C	T_1			5		
Температура сырой воды химводоочистки, °C	T_2			30		
Удельный объем воды в системе тепло- снабжения на 1 Гкал/ч отпускаемой теплоты, $т/(Гкал \cdot ч^{-1})$	$q_{сист}$			50		
Объем воды в системе теплоснабжения, $м^3$	V			11250		
Потери воды в системе теплоснабжения (утечки), т/ч	$G_{ут}$			56		
Непрерывная продувка котлов, %	n			2		
Удельные потери пара с выпаром из деаэраторов на 1 т деа- эрированной воды, т/т	$d_{вып}$			0,002		
Коэффициент собст- венных нужд химводо- очистки	$k_{с.н}$ $k_{хво}$			1.25		
Коэффициент внутри- котельных потерь пара	$k_{кот}$			0,02		
<i>Параметры пара, вырабатываемого котлами:</i>						
Давление, $кг/см^2$ Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_1 τ_1 h_1	219	219	23 219 669	219	219

Параметры пара после редукционной установки:						
Давление, кгс/см ² : до редукционной установки после редукционной установки	p_1 p_2			14 6		
Температура, °C: до ре- дукционной установки, после редукционной установки	τ_1 τ_2			190 158		
Энтальпия, ккал/кг	h_2			658		
Параметры пара, образующегося в сепараторе непрерывной продувки						
Давление: кгс/см ² Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_3 τ_3 h_3			1,7 115 644		
Параметры пара поступающего в охладитель выпара из деаэратора						
Давление, кгс/см ² Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_4 τ_4 h_4			1,2 104 641		
Параметры конденсата после охладителя выпара						
Давление, кгс/см ² Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_4 τ_4 h_5			1,2 104 104		
Параметры продувочной воды на входе в сепаратор непрерывной продувки						
Давление, кгс/см ² Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_1 τ_1 h_7			23 219 224		
Параметры проду- вочной воды на выходе из сепаратора непре- рывной продувки						
Давление, кгс/см ² Температура, °C Энтальпия, ккал/кг	p_3 τ_3 h_8			1,7 115 115		
Температура продувочной воды после охладителя, °C	$t_{\text{пр}}$			40		

Температура конденсата после пароводяных подогревателей, °C	τ_2			158		
То же после охладителя конденсата, °C	τ_2			120		
Энтальпия конденсата после пароводяных подогревателей, ккал/кг	h_8			159		
Минимальная температура сетевой воды на входе в котел, °C	$t_{\text{вх}}^{\text{min}}$			70		
Номинальная теплопроизводительность одного котла, Гкал/кг	$Q_{\text{к}}^{\text{ном}}$			100		

Таблица 1.3.

Расчет тепловой схемы

Параметры	Обозначение	Расчетная формула для зимнего и летнего режимов	Расчетный режим				
			Максимальный зимний $t_H = -29^{\circ}\text{C}$	Средний наиболее холодного месяца $t_H = -10,4^{\circ}$	Средний отопительного сезона $t_H = -3,7^{\circ}\text{C}$	В точке излома температурного графика	Летний
Температура наружного воздуха в точке излома температурного графика, $^{\circ}\text{C}$	$t_{H.И.}$		—	—	—	+2	—
Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию в зависимости от температуры наружного воздуха.	$k_{O.B.}$	$\frac{t_{B.H.} - t_H}{t_{B.H.} - t_{H.P.}}$	1	0,605	0,472	0,34	—
Расчетный отпуск теплоты на отопление и вентиляцию, Гкал/ч	$Q_{O.B.}$	$k_{O.B.} Q_{O.B.}^{\text{МАК}}$	200	121	92	68	—
Суммарный отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, Гкал/ч	Q_T	$Q_{O.B.} + Q_{Г.В.}$	230	151	122	98	30
Количество теплоты, отпускаемой из котельной в виде пара, Гкал/ч	$Q_{П.}$	$(D_{\text{ПОТ}} h_{г.} - Q_{\text{ПОТ}} h_{\text{КП}}) : 10^3$	62,9	62,9	62,9	62,9	63

Расход теплоты на собственные нужды, потери теплоты, Гкал/ч	$Q_{с.н.}$	$0,025 Q_{уст}$	7,1	7,1	7,1	7,1	5
Выработка теплоты котельной, Гкал/ч	$Q_{выр}$	$Q_T + Q_{п.} + Q_{с.н.}$	300	221	192	168	97
Количество котлов, работающих в комбинированном режиме, шт.	n_p	—	2	2	2	2	1
Количество котлов, работающих в водогрейном режиме, шт.	n_p	—	1	1	—	—	—
Процент загрузки котлов, %	k_{31} k_{32} k_{33}	$Q_K 100$ Q_H	100 100 100	73,6 73,6 73,6	96 96 0	84 84 0	97 0 0
Количество отключенных котлов, шт.	n_0	$3 - n_p$	0	0	1	1	2
Количество теплоты в паре, вырабатываемой котлами, Гкал/ч	$Q_{п}^{выр}$	—	97	83	96	90	68
Количество вырабатываемой теплоты в воде, Гкал/ч	$Q_{выр}$	—	203	138	96	78	30
Количество пара, вырабатываемого котлами, т/ч	$D_{выр}$	$\frac{Q_{п}^{выр} 10^3}{h_1 - h_B}$	171	145	169	157	115
Количество воды на непрерывную продувку котлов, т/ч	$G_{пр}$	$\frac{n D_{выр}}{100}$	3,4	2,9	3,4	3,2	2,3

Количество пара на выходе из расширителя-сепаратора непрерывной продувки, т/ч	$D_{\text{вып}}$	$\frac{G_{\text{пр}}}{0,98h_7 - h_8}$	1,0	0,8	0,675	0,63	0,4
Количество продувочной воды на выходе из сепаратора непрерывной продувки т/ч	$G_{\text{п}}$	$G_{\text{прод}} - D_{\text{прод}}$	2,7	2,1	2,75	2,56	1,9
Количество пара, срабатываемого в пароводяном сетевом подогревателе, т/ч	$D_{\text{ср}}$	$\frac{Q_{\text{т}} \cdot Q_{\text{т}}^{\text{в}} - Q_{\text{п}}}{10^{-3}(h_1 - h_8)}$	42	17	40,5	29,6	0
Количество воды для подпитки теплосети, т/ч	$G_{\text{под}}$	$G_{\text{ут}}$	56	56	56	56	46
Количество теплоты, вносимой с подпиточной водой, Гкал/ч	$Q_{\text{под}}$	$G_{\text{п}}(T' - T_2) \cdot 10^{-3}$	3,64	3,64	3,64	3,64	3,0
Расход пара на подогрев мазута, т/ч	$D_{\text{маз}}$	$\frac{Q_{\text{маз}} \cdot 10^3}{h_2 - h_{\text{к.м.}}}$	3,6	3,6	3,6	2,1	2,1
Расход химически очищенной воды для подпитки теплосети и питания котлов, т/ч	$G_{\text{хво}}$	$G_{\text{под}} + G_{\text{п}} + (D_{\text{пот}} - G_{\text{п}}) + D_{\text{маз}}$	113	109,5	108,7	108	100
Расход сырой воды с учетом собственных нужд химводоочистки, т/ч	$G_{\text{с.в.}}$	$1,25G_{\text{хво}}$	137	137	137	137	125
Температура сырой воды после охладителя подпитки, °C	T_3	$T_1 + \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{с.в.}}(T - T')}$			19		

Расход пара на пароводяной подогреватель сырой воды, т/ч	$D_{\text{под СВ}}$	$G_{\text{СВ}}(T_2 - T_3)$			3,1		
Температура химически очищенной воды после охладителя продувочной воды, °C	T_4	$T_2 + \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{хво}}}$			32,7		
Температура химически очищенной воды после пароводяного подогревателя, °C	T_5	Принимается			80		
Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, т/ч	$D_{\text{хво под}}$	$\frac{G_{\text{хво}}}{(T_5 - T_4)}$			10,7		
Температура химически очищенной воды после охладителей выпара, °C	T_6	$T_5 + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\text{хво}}}$			81		
Суммарный расход потоков, поступающих в деаэратор(кроме греющего пара), т/ч	G_{Σ}	$G_{\text{хво}} + G_{\text{КП}}^{\text{СЗ}} + G_{\text{К.П}}^{\text{Х.З}} + G_{\text{п отр}} + G_{\text{прсз}} + G_{\text{СР}} - D_{\text{вып}}$	301	301,7	301,7	302	160
Выпар из деаэрата, т/ч	$D_{\text{вып}}$	$0,002 G_{\text{хво}}$	0,22	0,22	0,22	0,22	0,2
Средневзвешенная температура потоков, поступающих в деаэратор(кроме греющего пара), °C	$t_{\text{СР.ВЗ.}}$	$\frac{G_{\text{потр}}}{G_{\Sigma}} t_{\text{К.П}} + \frac{G_{\text{хво}}}{G_{\Sigma}} T_6$	90,5	90,5	90,5	90,5	87

		$+ \frac{D_{K\Pi}^{X-I} + G_{K\Pi}^{X-I}}{G_{\Sigma}} \cdot \tau + \frac{D_{\text{проп}}}{G_{\Sigma}} \cdot h_3 + \frac{D_{C\Pi}}{G_{\Sigma}} \cdot m_3 - \frac{D_{\text{вып}}}{G_{\Sigma}} \cdot h_4$ G_{Σ}					
Расход пара на деаэратор, т/ч	D_d	$\frac{T - t_{C\Pi} \cdot 0,98}{h_2 \cdot 0,98 - T}$	3,7	3,7	3,7	3,7	4,1
Внутрикотельные потери пара, т/ч	$D_{\text{пот}}$	$D_{\text{вып}} \frac{k_{\text{пот}}}{1 - k_{\text{пот}}}$	5,1	5,1	4,5	4,2	2,1
Расход пара на собственные нужды котельной, на потери и потребление, т/ч	D_K	$D_d + D_{\text{под.х.}} + D_{C\Pi}^{\text{II}} + D_M + D_{\text{потр}} + D_{\text{пот}}$	126	126,2	123,9	124	118
Требуемая паропроизводительность котельной, т/ч	$D'_{\text{вып}}$	$D_{C\Pi} + D_K$	168	143,2	164,6	155	118
Невязка с ранее принятой паропроизводительностью, %	Δ	$\frac{D_{\text{вып}} - D'_{\text{вып}}}{D_{\text{вып}}}$	1,6	1,2	2,4	1,3	2,2
Значение коэффициента $K_{O.B}$ в степени 0,8	$K_{O.B}^{0,8}$	Водогрейная часть $k_{O.B.}^{0,8}$	1	0,675	0,54	0,42	0
Температура воды в подающем трубопроводе теплосети (на выходе из котельной), °C	t_1	$18 + 64,5 K_{O.B.}^{0,8} + 67,5 K_{O.B.}$	150	107,2	89,2	70	70

Температура обратной сетевой воды от установок отопления и вентиляции, °C	$t_{O.C.}$	$t_1 - 80 \text{ K}_{O.B.}$	70	58,8	52,2	42,8	—
Температура обратной сетевой воды после водяного подогревателя горячего водоснабжения при смешанном включении подогревателей, °C	t_2	По номограмме	51	43	39	31	35
Расчетный часовой расход сетевой воды в подающей линии теплосети, т/ч	G_{CET}	$\frac{Q_T \cdot 10^3}{t_1 - t_2}$	2320	2360	2440	2510	860
Расход обратной сетевой воды, т/ч	$G_{O.B.P.}$	$G_{CET} - G_{УТ}$	2274	2304	2394	2454	804
Расход обратной сетевой воды после подпитки, т/ч	G_{CET}	$G_{O.B.P.} + G_{под}$	2320	2360	2440	2510	860
Температура обратной сетевой воды после подпитки, °C	t_3	$\frac{G_n t_n + G_{об} t_{об}}{G_{CET}}$	51,7	43,8	39,9	31,8	37
Температура обратной сетевой воды после пароводяного подогревателя, °C	t_4	$t_3 + \frac{D_{CP}}{G_c - G_n}$	61,7	48,4	49,1	47,0	37
Расход воды через котел в водогрейном режиме, т/ч	$G'_{КОТ}$	Из условия устойчивого гидродинамического режима	1250	1250	-	-	-

То же в комбинированно м режиме, т/ч	$G_{\text{КОТ}}$	То же	645	645	645	645	645
Температура воды перед котлами, °C	t_5	Принима ется из условия предот- вращения низкотем ператур- ной кор- розии			70		
Температура воды после котлов, °C	t_6	$t_5 + \frac{Q_{\text{Т.К.}}}{G_{\text{КОТ}}}$	150	124,0	138,3	121	112
Расход воды через переключку, т/ч	$G_{\text{ПЕР}}$	$\frac{t_B - t'_{\text{СЕТ}}}{t_B - t_2}$	0	274	1040	1430	73
Количество воды для рециркуля- ции, т/ч	$G_{\text{РЕЦ}}$	$\frac{\sum G_{\text{КОТ}} \cdot (t_5 - t_4)}{t_B - t_4}$	239	308	272	447	314

Подача работающих насосов должна быть не менее

$$G = 1,1 \cdot 2 \cdot 116 = 255 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Принимаем к установке три питательных насоса типа ЦНС-150-38 с подачей $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ каждый; давление 390 м. вод. ст. Электродвигатель А 113-2; $N = 320 \text{ кВт}$; $n = 2090 \text{ об/мин.}$ Температура воды 105°C .

Конденсатные насосы

В качестве конденсатных насосов устанавливаем два насоса типа ЗК-6а с подачей $30 \text{ м}^3/\text{ч}$, давление $H=40 \text{ м. вод. ст.}$ Электродвигатель А2-61-2; $N= 6,7 \text{ кВт}$; $n = 2900 \text{ об/мин.}$

Деаэрационная установка

Принимаем к установке два барботажных деаэратора типа ЦКТИ-ЧМЗ ДСА-150 / 50, имеющих следующие характеристики:

Производительность деаэратора 150 т/ч
 Вместимость бака деаэратора 50 м³
 Давление в деаэраторе 1,2 кгс / см²
 Давление греющего пара 1,7 кгс / см²
 Температура воды в деаэраторе 104,2 °С
 Площадь поверхности нагрева охладителя выпара 16 м²
 Диаметр охладителя выпара 426 мм
 Наружные габариты деаэратора, мм:
 длина 8180
 диаметр 3216
 полная высота 5490

Подогреватель сырой воды

Расчетная тепловая нагрузка подогревателя сырой воды

$$Q_{C.B}^{\Pi} = G'_{C.B} (T_2 - T_3) = 137 \cdot 10^3 (30 - 19) = 1,51 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч.}$$

Средний температурный напор в подогревателе

$$\Delta t = 158 - 0,5 (19 + 30) = 134 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Принимаем коэффициент теплопередачи в

теплообменнике $K = 1700 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C)}$.

Требуемая площадь поверхности нагрева подогревателя составит:

$$F = \frac{Q_{C.B}^{\Pi}}{K \Delta t \eta} = \frac{1,51 \cdot 10^6}{1700 \cdot 134 \cdot 0,98} = 6,8 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке два горизонтальных пароводяных подогревателя ТКЗ производительностью 100 т/ч, длиной подогревателя 2695 мм, диаметром корпуса и толщиной стенки 480 x 8 мм.

Подогреватель химически очищенной воды

Расчетная тепловая нагрузка подогревателя химически очищенной воды

$$Q_{X.O}^{\Pi} = G_{XBO} (T_5 - T_4) = 110 (80 - 32,7) \cdot 10^3 = 5,2 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$$

Средний температурный напор в подогревателе

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(158 - 32,7) - (158 - 80)}{2,3 \lg \frac{(158 - 32,7)}{(158 - 80)}} = 99,6^{\circ}\text{C}$$

Так как подогреватель работает на химически очищенной воде и загрязнения поверхности нагрева малы, принимаем коэффициент теплопередачи в подогревателе $K = 2500 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$

Требуемая площадь поверхности нагрева составит:

$$F = \frac{Q_{II} \cdot \alpha \cdot O}{\Delta K \eta} = \frac{5,2 \cdot 10^6}{99,6 \cdot 2500 \cdot 0,98} = 21,3 \text{ м}^2$$

Принимаем к установке два подогревателя ТКЗ с $F = 14,6 \text{ м}^2$, диаметром корпуса и толщиной стенки 480 x 8 мм.

Сепаратор непрерывной продувки

Количество пара, образующегося в сепараторе

$D_{\text{прод}} = 1000 \text{ кг/ч}$.

Удельный объем пара при давлении 1,7 кгс/см²

$v''_{\text{прод}} = 1,04 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Часовой объем пара в сепараторе непрерывной продувки

$V_{\text{п}} = D_{\text{прод}} \cdot v''_{\text{прод}} = 1000 \cdot 1,040 = 1040 \text{ м}^3 / \text{ч}$

По рекомендациям допустимая нагрузка на 1м³ полезного объема сепаратора составляет 1000 м³/ч пара. Устанавливаем два сепаратора непрерывной продувки СП-1,7 вместимостью 0,7м³

Охладитель подпиточной воды

Расчетная тепловая нагрузка

$$Q = G_{\text{под}} (T - T^1) \cdot 10^3 = 56 \cdot 10^3 (104 - 70) = 1,91 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$$

Средний температурный напор в подогревателе

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(104 - 5) - (70 - 19)}{2,3 \lg \frac{104 - 5}{70 - 19}} = 72^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи $K = 1700 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$

Требуемая площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{K \Delta t \eta} = \frac{1,91 \cdot 10^6}{1700 \cdot 72 \cdot 0,98} = 15,7 \text{ м}^2$$

Принимаем к установке водо-водяной теплообменник

ОГ-24 (четыре корпуса $\varnothing 273 \times 9$ мм) с площадью поверхности нагрева 24 м^2 . Количество и длина стальных трубок $\varnothing 22 \times 2$ 248 шт. и 1578 мм. Длина подогревателя 2260 мм, ширина 555 мм.

Пароводяной подогреватель сетевой воды.

По номенклатуре выпускаемых сетевых подогревателей принимаем к установке сетевой подогреватель ПСВ-200-7-15 со следующими характеристиками:

Площадь поверхности нагрева	200 м^2
Расход пара	64,5 т/ч
Расход воды	400 т/ч
Температура воды на входе	70 $^{\circ}\text{C}$
То же на выходе	150 $^{\circ}\text{C}$
Диаметр корпуса и толщина стенки.....	1232 $\times$ 10 мм
Высота	5400 мм

Охладитель конденсата

Расчетная тепловая нагрузка

$$Q = 42 \cdot 10^3 (158 - 115) = 1,83 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}$$

Температура сетевой воды на выходе

$$t_1' = t_3 + Q / G_c = 51,7 + \frac{1,83 \cdot 10^6}{0,4 \cdot 10^6} = 56,3^{\circ}\text{C}$$

Средний температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(158 - 51,7) - (115 - 56,3)}{2,3 \lg \frac{158 - 51,7}{115 - 56,3}} = 81^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи $K=1800 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Необходимая площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{K \Delta t \eta} = \frac{1,83 \cdot 10^6}{1800 \cdot 81 \cdot 0,98} = 12 \text{ м}^2$$

Принимаем к установке водо-водяной теплообменник

ОГ-12-1А (два корпуса $\varnothing 273 \times 9$) с площадью поверхности нагрева $F = 12 \text{ м}^2$, включаемый по сетевой воде параллельно.

1.5. Расчет тепловой схемы ТЭЦ

Рассмотрим расчет тепловой схемы ТЭЦ с турбинами Т-175/210-130 (рис.1.17) с начальными параметрами пара 12,7 МПа и 540°C. Сетевая вода подогревается последовательно во встроенном трубном пучке конденсатора, в нижнем и верхнем сетевых подогревателях и пиковом водогрейном котле.

Температурный график сетевой воды принят в соответствии (рис. 1.18) с расчетными температурами прямой и обратной сетевой воды 150°C и 70 °С при расчетной температуре наружного воздуха -26 °С. Пиковый водогрейный котел включается здесь при температуре наружного воздуха - 3 °С.

В соответствии с рекомендациями ПО ТМЗ пучок конденсатора отключается при температуре обратной воды $t_{o.c.}$ выше 60 °С. В этом предельном для пучка режиме подогрев сетевой воды в нем принят равным $\Delta t_{к.п.}=5$ °С, а ее температура на выходе из пучка $t_{к.п.} = 65$ °С. Такой режим соответствует температуре наружного воздуха $t_H \approx -16,5$ °С.

При $t_H \geq 2,5$ °С $t_{o.c.} = 39$ °С = const. Подогрев воды в пучке $\Delta t_{к.п.}$ здесь получился равным 2,4 °С и $t_{к.п.} = 41,4$ °С = const. Остаток интервала подогрева сетевой воды разбивается по энтальпиям поровну между нижним и верхним сетевыми подогревателями.

В качестве расчетного принят режим максимальной тепловой нагрузки отборов в момент включения пикового водогрейного котла ($t_H = -3$ °С). В этом режиме трубный пучок конденсатора, как видно из рис.1.18., включен и подогрев воды в нем $\Delta t_{к.п.} \approx 3$ °С. Электрическая нагрузка турбогенераторной установки в этом режиме принята номинальной.

Значение $\alpha_{ТЭЦ}$ определяется по соотношению подогревов сетевой воды в сетевых подогревателях и в пиковом водогрейном котле при расчетной температуре наружного воздуха $t_H^p = -26$ °С. В этом случае $t_{п.с.}=150$ °С, $t_{в.с.}=110$ °С и $t_{o.c.}=70$ °С (см. рис.1.18). Соответственно, полагая давление сетевой воды $P_c=0,5$ МПа, будем иметь: $h_{п.с.}= 632,2$ кДж/кг; $I_{в.с.}^B = 461,6$ кДж/кг; $I_{o.c.}^B=293,4$ кДж/кг.

Тогда коэффициент теплофикации

$$\begin{aligned}\alpha_{ТЭЦ} &= Q_{отб}^M / Q_{от}^M = (h_{в.с.} - h_{o.c.}^B) / (h_{п.с.} - h_{o.c.}^B) = \\ &= (461,6 - 293,4) / (632,2 - 293,4) = 0,497.\end{aligned}$$

Такое значение $\alpha_{ТЭЦ}$ соответствует технико-экономическим рекомендациям для теплофикационных установок подобного типа.

Для расчетного режима ($t_H = -3^\circ\text{C}$) при $\Delta t_{к.п} = 3^\circ\text{C}$ и при температуре обратной сетевой воды $t_{о.с.} = 45^\circ\text{C}$ имеем $t_{к.п} = 48^\circ\text{C}$. Температура прямой сетевой воды в этом режиме в соответствии с рис.1.18 $t_{п.с} = t_{в.с} = 86^\circ\text{C}$. При давлении сетевой воды $P_c = 0,5$ МПа соответствующие удельные энтальпии сетевой воды равны $h_{п.с}^B = h_{в.с}^B = 360,5$ кДж/кг.

Из условия равных интервалов подогрева энтальпию воды после нижнего сетевого подогревателя примем равной среднеарифметическому значению:

$$h_{н.с}^B = \frac{h_{п.с}^B - h_{к.п}^B}{2} = \frac{360,5 + 201,4}{2} = 281 \text{ кДж/кг.}$$

Соответственно этому температура сетевой воды за нижним подогревателем $t_{н.с.} = 67^\circ\text{C}$. Для расчетного режима $t_H = -3^\circ\text{C}$ определим необходимые давления пара верхнего и нижнего отборов и давление в конденсаторе. Во всех случаях принимаем подогрев сетевой воды при температуре насыщения греющего пар $\vartheta = 5^\circ\text{C}$; $t_{к.н} = t_{к.п.} + \vartheta = 48 + 5 = 53^\circ\text{C}$;

$t_{н.н} = t_{н.с} + \vartheta = 67 + 5 = 72^\circ\text{C}$. $t_{в.н} = t_{в.с} + \vartheta = 86 + 5 = 91^\circ\text{C}$. Теперь могут быть определены соответствующие давления пара: $P_K = 0,014$ МПа; $P_{н.п.} = P_{п.7} = 0,034$ МПа; $P_{в.п.} = P_{п.6} = 0,073$ МПа. Давление в патрубках отборов примем на 10% выше:

$$P_H = 1,1 P_{н.п.} = 1,1 \cdot 0,034 = 0,037 \text{ МПа};$$

$$P_B = P_6 = 1,1 \cdot P_{в.п.} = 1,1 \cdot 0,073 = 0,081 \text{ МПа.}$$

Далее определяются параметры нерегулируемых регенеративных отборов. Температура питательной воды в соответствии с технико-экономическими рекомендациями принимается здесь равной $t_{п.а.} = 235^\circ\text{C}$. Этим определяется давление первого отбора

$$t_{п.п.} = t_{п.1} + \vartheta = t_{п.в} + \vartheta = 235 + 4 = 239^\circ\text{C};$$

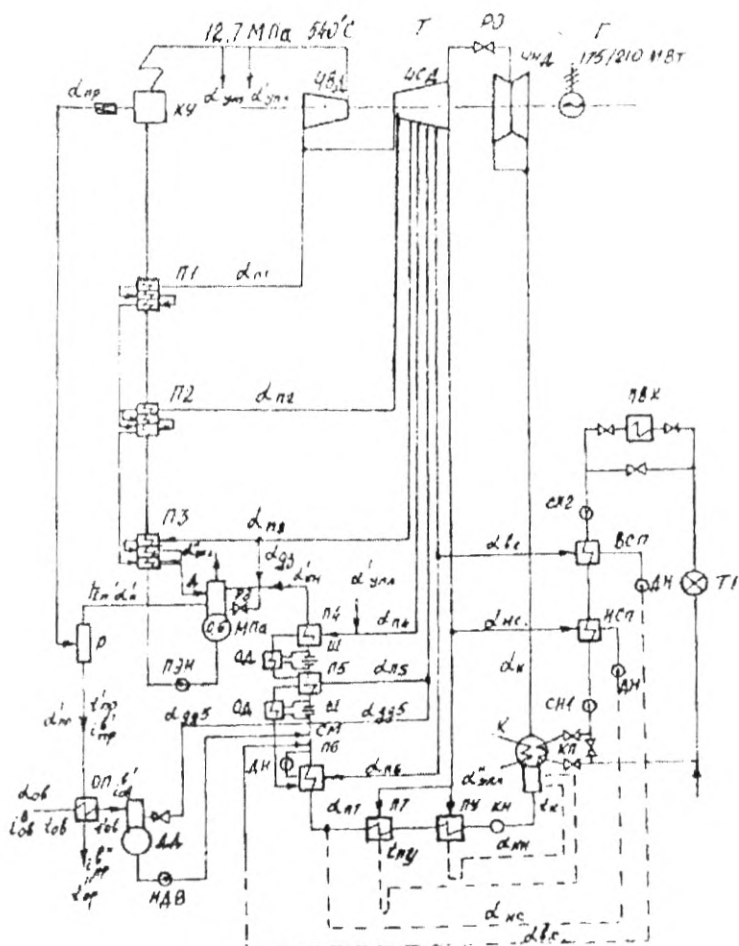


Рис.1.17 Тепловая схема турбоустановки Т-175/210-130.

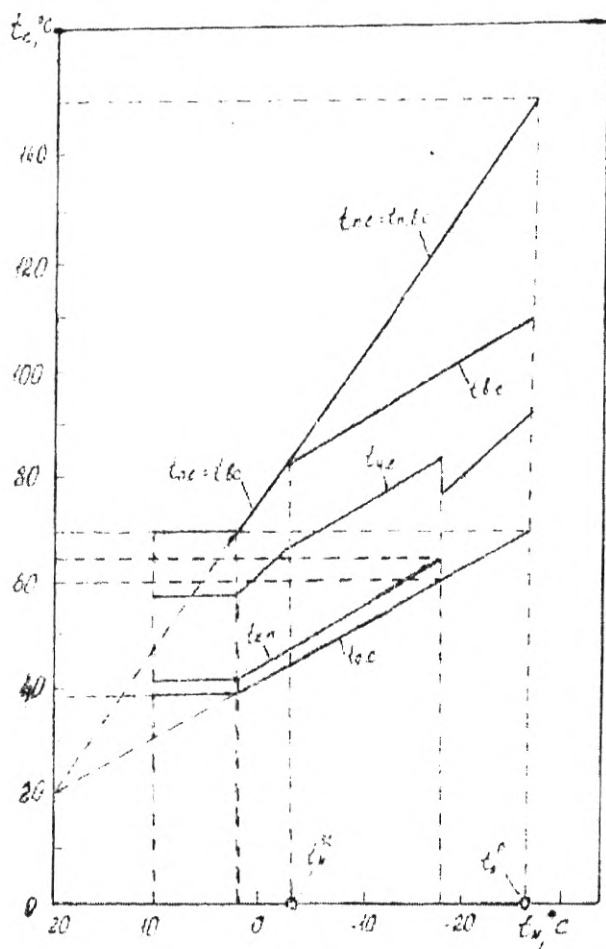


Рис.1.18 Зависимости температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха.

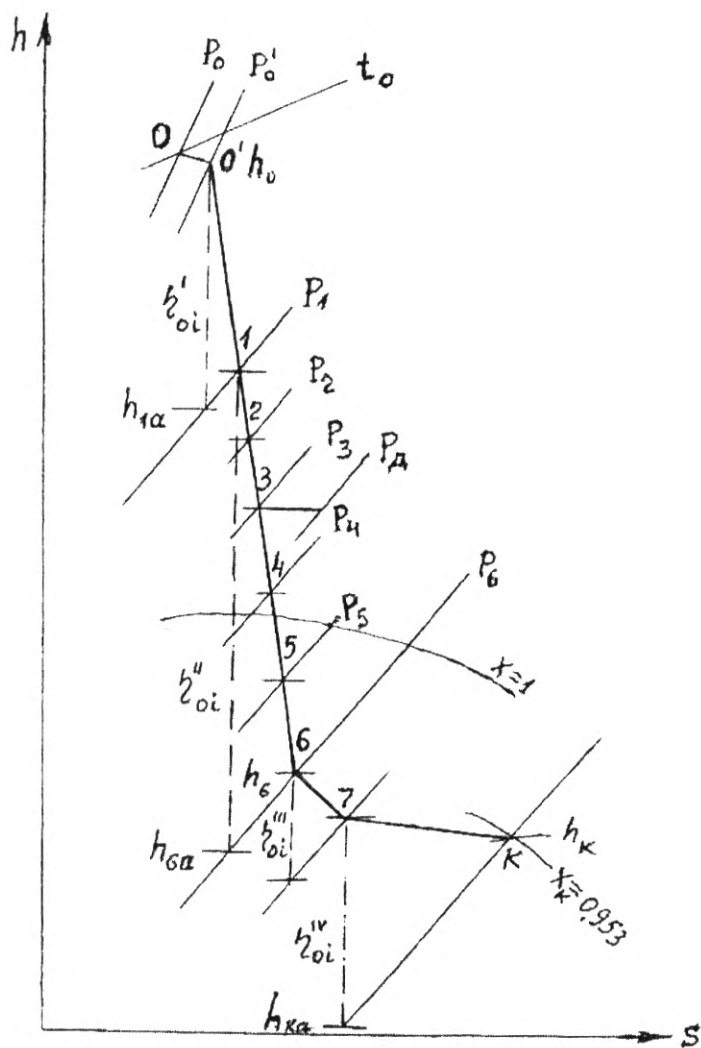


Рис.1.19 $h-s$ диаграмма расширения пара в турбине Т-175/210-130.

$P_{п1} = 3,29$ МПа; $P = 1,1 P_{п1} = 3,62$ МПа. Полагая $P_{пв} = 20$ МПа, находим энтальпию питательной воды за подогревателем П I: $h_{п1}^B = h_{пв}^B = 1017,4$ кДж/кг. Поскольку давления пара в регулируемых шестом и седьмом отборах уже определены из режима сетевой установки, остается найти давления пара в отборах от второго до пятого.

Воспользуемся, как и в предыдущем примере, методом геометрической прогрессии $\tau_1 / \tau_2 = \tau_2 / \tau_3 = \tau_3 / \tau_4 = \tau_4 / \tau_5 = m$ и примем $m = 1,04$. Общий прирост энтальпии при подогреве воды $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = h_{пв}^B - h_{п6}^B$.

При давлении пара шестого отбора в регенеративном подогревателе $P_{п6} = 0,073$ МПа температура насыщения $t_{п6н} = 91$ °С. Принимая для ПНД температурный напор $\theta = 3$ °С, будем иметь $t_{п6} = t_{п6н} - \theta = 88$ °С. При давлении основного конденсата $P_{кн} = 1,5$ МПа, $h_{п6}^B = 369,7$ кДж/кг. Аналогично для ПНД П 7: $P_7 = 0,037$ МПа; $P_{п7} = 0,034$ МПа; $t_{п7н} = 72$ °С; $t_{п7} = 69$ °С; $h_{п7} = 290,1$ кДж/кг. Далее имеем:

$$\tau_5 = (h_{пв}^B - h_{п6}^B) \frac{m - 1}{m^5 - 1} = (1017,4 - 369,7) \frac{0,04}{1,04^5 - 1} = 119,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\begin{aligned} \tau_4 &= m \tau_5 = 124,4 \text{ кДж/кг}; & \tau_3 &= m^2 \tau_5 = 129,4 \text{ кДж/кг}; \\ \tau_2 &= m^3 \tau_5 = 134,5 \text{ кДж/кг}; & \tau_1 &= m^4 \tau_5 = 139,9 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Параметры отборов:

$$h_{п5}^B = h_{п6}^B + \tau_5 = 369,7 + 119,6 = 489,3 \text{ кДж/кг}.$$

При $P_{кн} = 1,5$ МПа

$$t_{п5} = 116,4 \text{ °С и } t_{п5н} = 119,4 \text{ °С}; \quad P_{п5} = 0,195 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} P_5 &= 1,1 P_{п5} = 0,214 \text{ МПа}; & h_{п4}^B &= h_{п5}^B + \tau_4 = 489,3 + 124,4 = \\ &= 613,7 \text{ кДж/кг}; & t_{п4} &= 145,6 \text{ °С}; & t_{п4н} &= 148,6 \text{ °С}; \end{aligned}$$

$$P_{п4} = 0,46 \text{ МПа}; \quad P_4 = 1,1 \cdot P_{п4} = 0,507 \text{ МПа};$$

$$h_{п3}^B = h_{п4}^B + \tau_3 = 613,7 + 129,4 = 743,1 \text{ кДж/кг}; \quad \text{полагая}$$

$$\theta_{\text{пвд}} = 4^{\circ}\text{C}; \quad \text{при } P_{\text{п.в}} = 20 \text{ МПа} \quad t_{\text{п.з}} = 173^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{п.зн}} = t_{\text{п.з}} + \theta_{\text{пвд}} = 177^{\circ}\text{C}; \quad P_{\text{п.з}} = 0,94 \text{ МПа};$$

$$P_3 = 1,1 \text{ МПа}; \quad P_{\text{п.з}} = 1,04 \text{ МПа}.$$

Давление в деаэраторе принимается равным $P_{\text{д}} = 0,7 \text{ МПа}$, откуда $t_{\text{д.н}} = 165^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{д}}^{\text{в}} = 697,1 \text{ кДж/кг}$.

В точках пересечения линии диаграммы процесса с изобарами отборов пара определяются энтальпии:

$$h_1 = 3152 \text{ кДж/кг}; \quad h_2 = 3041 \text{ кДж/кг}; \quad h_3 = 2917 \text{ кДж/кг};$$

$$h_4 = 2804 \text{ кДж/кг}, \quad h_5 = 2665 \text{ кДж/кг}.$$

Коэффициенты недовыработки энергии паром отборов определяются по формулам вида:

$$Y_1 = \frac{h_1 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} = \frac{3152 - 2415}{3444 - 2415} = 0,716;$$

$$Y_2 = \frac{h_2 - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} = \frac{3041 - 2415}{3444 - 2415} = 0,609 \text{ и т.д.}$$

Расчетные параметры пара и воды для турбоустановки Т-175/210-130 сведены в табл. 1.4.

Расчет тепловой схемы

1. Расчет целесообразно начать с узла использования теплоты непрерывной продувки котла. Примем $\alpha_{\text{пр}} = 0,02$, давление в барабане $P_{\text{б}} = 15,5 \text{ МПа}$, температуру и энтальпию воды в барабане $t_{\text{б.н}} = 344,8^{\circ}\text{C}$, $h_{\text{б.н}}^{\text{в}} = 1631,8 \text{ кДж/кг}$. Согласно принятой схеме (см. рис. 1.17) расширитель непрерывной продувки по пару соединен с деаэратором и давление в нем $P_{\text{р}} = P_{\text{д}} = 0,7 \text{ МПа}$ и $t_{\text{н}} = 165^{\circ}\text{C}$. Энтальпия

Таблица 1.4

Наименование величины	Точки процесса (см. 1.19)					
	0	0	1	2	3	ПН
	2	3	4	5	6	7
Давление в патрубке отбора турбины P_i , МПа	12,7	12,1	3,62	2,02	1,01	0,037
Давление в корпусе подо- гревателя P_{pi} , МПа	-	-	3,29	1,83	0,94	0,034
Температура пара в отборе t_i , $^{\circ}\text{C}$, или X_1 (если пар влажный)	540	537	370	308	238	$x=$ 0,917
Температура пара за паро- охладителем $t_{п.oi}$, $^{\circ}\text{C}$	-	-	251	220	189	-
Удельная эн- тальпия пара в отборе h_i , кДж/кг	3444	3444	3152	3041	2917	2442
Удельная эн- тальпия пара за пароохладителем $h_{п.oi}$, кДж/кг	-	-	2840	2830	2805	-
Температура насыщения в подогревателе t_n $^{\circ}\text{C}$	-	-	239	207,9	177	72
Энтальпия						

насыщенной воды в подогревателе $h_{п.н.}^B$, кДж/кг	-	-	1032,9	888,6	750	301
Температура дренажа за охладителем $t_{др.}$, °C	-	-	210,9	180	175	72
Энтальпия дренажа за охладителем $h_{др.}^B$, кДж/кг	-	-	902,4	763,4	741	301
Температура нагреваемой воды после подогревателя $t_{п.}$, °C	-	-	235	203,9	173	69
Удельная энтальпия нагреваемой воды после подогревателя $h_{п.н.}^B$, кДж/кг	-	-	1017,5	877,6	743	290,1
Коэффициент недовыработки пара отбора, U_i	-	-	0,716	0,609	0,48	0,026

воды при температуре насыщения $h_{пр.}^B = h_{дн.}^B = 697,1$ кДж/кг, энтальпия сухого насыщенного пара $h_{п.}^* = h_{дн.} = 2762,9$ кДж/кг.

Из уравнений материального $\alpha_{п.}^* + \alpha_{пр.}^* = \alpha_{пр.} = 0,02$ и теплового балансов расширителя $\alpha_{пр.} \cdot h_{б.н.}^B = \alpha_{п.}^* \cdot h_{дн.} + \alpha_{пр.}^* \cdot h_{дн.}^B = 0,02 \cdot 1631,8 = \alpha_{п.}^* \cdot 2762,9 + \alpha_{пр.}^* \cdot 697,1$ можно получить: $\alpha_{п.}^* = 0,009$; $\alpha_{пр.}^* = 0,011$. Потеря на утечку $\alpha_{ут.} = 0,02$. Количество поступающей на восполнение утечек химически очищенной воды $\alpha_{о.в.} = \alpha_{ут.} + \alpha_{пр.}^* = 0,02 + 0,011 = 0,031$, ее температура $t_{о.в.} = 30$ °C и при давлении около 0,5 МПа энтальпия $h_{о.в.}^B = 126,1$ кДж/кг.

Температура продувочной воды на выходе из охладителя непрерывной продувки принимается $t''_{\text{пр}} = 70^\circ\text{C}$. При давлении 0,7 МПа, как деаэраторе, ее энтальпия $h^{B*}_{\text{пр}} = 293,4$ кДж/кг. Из уравнений теплового баланса охладителя продувки

$$\alpha_{\text{о.в}} (h^{B*}_{\text{о.в}} - h^B_{\text{о.в}}) = \alpha^*_{\text{пр}} (h^{B*}_{\text{пр}} - h^{B*}_{\text{пр}}) \eta_{\text{п}}$$

или $0,031 (h^{B*}_{\text{пр}} - 126,1) = 0,011 (697,1 - 293,4) 0,98$, определяем $h^{B*}_{\text{о.в}} = 266,1$ кДж/кг и $t^*_{\text{о.в}} = 63,5^\circ\text{C}$. Температурный напор на выходе греющей среды из охладителя (с противотоком) $t''_{\text{пр}} - t_{\text{о.в}} = 70 - 63,5 = 6,5^\circ\text{C}$ достаточен.

2. Следующим внешним узлом тепловой схемы, подлежащим расчету, является деаэратор добавочной воды. Принимаем для него рабочее давление $P_{\text{д.д}} = 0,12$ МПа, температуру подогрева и энтальпию воды $t_{\text{д.д.н}} = 104,8^\circ\text{C}$ и $h^B_{\text{д.д.н}} = 439,4$ кДж/кг. Из уравнения теплового баланса

$$\alpha_{\text{о.в}} \cdot h^B_{\text{о.в}} + \alpha_{\text{д.д.с}} \cdot h_5 = (\alpha_{\text{о.в}} + \alpha_{\text{д.д.с}}) \cdot h^B_{\text{д.д.н}}, \text{ или,}$$

$$0,031 \cdot 266,1 + \alpha_{\text{д.д.с}} \cdot 2665 = (0,031 + \alpha_{\text{д.д.с}}) \cdot 439,4, \text{ находим}$$

$$\alpha_{\text{д.д.с}} = 0,00241.$$

3. Ещё одним внешним узлом тепловой схемы ТЭЦ является сетевая подогревательная установка. В её состав входит теплофикационный пучок конденсатора. В уравнении его теплового баланса должна быть учтена теплота дренажей вспомогательных подогревателей. Полагаем, что установка оборудована водоструйными эжекторами, следовательно, подогреватели эжекторов отсутствуют.

Система отсосов и подпитки уплотнений трубы условно представляется в следующем виде. Поток пара с долей расхода $\alpha^*_{\text{упл}} = 0,02$ и удельной энтальпией $h_0 = 3444$ кДж/кг поступает в подогреватель П4. На подпитку уплотнений забирается пар из деаэратора питательной воды с относительным расходом $\alpha^*_{\text{упл}} = 0,002$ и энтальпией $h_{\text{д.н.}} = 2762,9$ кДж/кг; этот же пар поступает далее в подогреватель уплотнений ПУ. Дренаж из ПУ с энтальпией $h^B_{\text{др.п.у}} = 419$ кДж/кг (давление 0,1 МПа, температура 100°C) поступает в конденсатор.

Для сетевой подогревательной установки вводится обозначение

$\alpha_c = G_c / D$, где G_c - расход сетевой воды. Составим уравнение теплового баланса теплофикационного пучка конденсатора с учетом поступления дренажа из ПУ и П7:

$$\alpha_k (h_k - h^B_k) \eta_{\text{п}} + \alpha^*_{\text{упл}} \cdot (h^B_{\text{др.п.у}} - h^B_k) \eta_{\text{п}} + \alpha_{\text{п.7}} (h^B_{\text{тн}} - h^B_{\text{н}})$$

$$\eta_{II} = \alpha_C (h_{KII}^B - h_{O,C}^B) \quad \text{или}$$

$$\alpha_K (2415 - 220) \cdot 0,98 + 0,002 (419 - 220) \cdot 0,98 + (301 - 220) \cdot 0,98$$

$$= \alpha_C (201,4 - 188,8) \quad \text{откуда}$$

$$\alpha_K = 0,00586 \cdot \alpha_C - 0,000181 - 0,037 \cdot \alpha_{II7} \quad (1.10)$$

Из уравнения теплового баланса нижнего сетевого подогревателя

$$\alpha_{II,C} (h_7 - h_{7H}^B) \eta_{II} = \alpha_C \cdot (h_{HC}^B - h_{KII}^B),$$

или

$$\alpha_{II,C} (2442 - 301) \cdot 0,98 = \alpha_C \cdot (281 - 201,4)$$

$$\text{получим} \quad \alpha_{II,C} = 0,038 \quad (1.11)$$

Из уравнения теплового баланса верхнего сетевого подогревателя

$$\alpha_{B,C} \cdot (h_6 - h_{6H}^B) \cdot \eta_{II} = \alpha_C \cdot (h_{BC}^B - h_{HC}^B),$$

или

$$\alpha_{B,C} \cdot (2532 - 382) \cdot 0,98 = \alpha_C (360,5 - 281)$$

$$\text{имеем} \quad \alpha_{B,C} = 0,0377 \cdot \alpha_C \quad (1.12)$$

Расход питательной воды

$$\alpha_{П.В} = 1 + \alpha_{УТ} + \alpha'_{УПД} + \alpha_{ПР} = 1 + 0,02 + 0,02 + 0,02 = 1,06.$$

4. Приступаем к составлению и решению уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей. Для ПВД П1 имеем

$$\alpha_{П1} \cdot (h_1 - h_{1ДР}^B) \cdot \eta_{II} = \alpha_{П.В} \cdot (h_{П1}^B - h_{П1}^B)$$

или

$$\alpha_{П1} \cdot (3152 - 902,4) \cdot 0,98 = 1,06 (1017,5 - 877,6).$$

$$\text{откуда} \quad \alpha_{П1} = 0,0673.$$

5. Для ПВД П2

$$\alpha_{П2} \cdot (h_2 - h_{2ДР}^B) \cdot \eta_{II} + \alpha_{П1} \cdot (h_{1ДР}^B - h_{2ДР}^B) \cdot \eta_{II} =$$

$$= \alpha_{П.В} \cdot (h_{П2}^B - h_{П3}^B)$$

или

$$\begin{aligned}\alpha_{П.2} \cdot (3041 - 763,5) \cdot 0,98 + 0,0673 (902,4 - 763,5) \cdot 0,98 = \\ = 1,06 (877,6 - 743,1), \quad \text{откуда} \\ \alpha_{П.2} = 0,60597.\end{aligned}$$

6. Для ПВД ПЗ

$$\begin{aligned}\alpha_{П.3} \cdot (h_3 - h_{3\text{ДР}}^B) \cdot \eta_{П} + (\alpha_{П.1} + \alpha_{П.2}) (h_{2\text{ДР}}^B - h_{3\text{ДР}}^B) = \\ = \alpha_{П.В} \cdot (h_{П.3}^B - h_{ПН}^B)\end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}\alpha_{П.3} \cdot (2917 - 741,7) \cdot 0,98 + (0,0673 + 0,0597) (763,5 - \\ - 741,7) \cdot 0,98 = 1,06 (743,1 - 722,4), \quad \text{откуда} \\ \alpha_{П.3} = 0,00904\end{aligned}$$

7. Из уравнения материального баланса деаэратора питательной воды

$$\begin{aligned}\alpha'_{К.Н.} = \alpha_{П.В} - \alpha_{П.1} - \alpha_{П.2} - \alpha_{П.3} - \alpha'_{П.} + \alpha''_{УПН.} - \alpha_{Д.3} = \\ = 1,06 - 0,0673 - 0,0597 - 0,00904 - 0,009 + 0,002 - \alpha_{Д.3} = \\ = 0,917 - \alpha_{Д.3} \quad (1.13)\end{aligned}$$

8. Из уравнения теплового баланса этого же деаэратора

$$\begin{aligned}\alpha'_{К.Н.} \cdot h_{П.4}^B + \alpha_{Д.3} \cdot h_3 + \alpha'_{П.} \cdot h_{Д.Н} + (\alpha_{П.1} + \alpha_{П.2} + \alpha_{П.3}) = \\ = (\alpha_{П.В} \cdot h_{Д.}^B + \alpha''_{УПН.} \cdot h_{Д.Н}) / \eta_{П}\end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}(0,917 - \alpha_{Д.3}) 613,7 + \alpha_{Д.3} \cdot 2917 + 0,009 \cdot 2762,9 + (0,0673 + \\ + 0,0597 + 0,00904) 741,7 = (1,06 \cdot 697,1 + 0,002 \cdot 2762,9) / 0,98, \\ \text{можно получить } \alpha_{Д.3} = 0,0192 \text{ и далее из (1.13) } \alpha'_{К.Н.} = 0,8978.\end{aligned}$$

9. Из уравнения теплового баланса ПНД П 4

$$\alpha_{П4} \cdot (h_4 - h_{4\text{ДР}}^B) \cdot \eta_{П} + \alpha_{УПЛ}^* \cdot (h_0 - h_{4\text{ДР}}^B) \cdot \eta_{П} = \alpha_{КН}^* (h_{П4}^B - h_{П5}^B),$$

или

$$\alpha_{П4} \cdot (2804 - 509,9) \cdot 0,98 + 0,02 (3444 - 509,9) \cdot 0,98 =$$

$$= 0,8978 (613,7 - 489,3), \quad \text{имеем } \alpha_{П4} = 0,0241.$$

Из уравнения теплового баланса ПНД П 5

$$\alpha_{П5} \cdot (h_5 - h_{5\text{ДР}}^B) \cdot \eta_{П} + (\alpha_{П4} + \alpha_{УПЛ}^*) \cdot (h_{4\text{ДР}}^B - h_{5\text{ДР}}^B) \cdot \eta_{П} =$$

$$= (\alpha_{КН}^* - \alpha_{ДЛ5} - \alpha_{О.В} - \alpha_{В.С} - \alpha_{П4} - \alpha_{УПЛ}^* - \alpha_{П5} - \alpha_{П6}) \cdot (h_{П5}^B - h_{П6}^B) +$$

$$+ (h_{П5}^B - h_{ДЛ4}^B) (\alpha_{ДЛ5} - \alpha_{О.В}) + \alpha_{В.С} \cdot (h_{П5}^B - h_{В.Н}^B) +$$

$$+ (\alpha_{П4} + \alpha_{УПЛ}^* + \alpha_{П5} + \alpha_{П6}) \cdot (h_{В5}^B - h_{6.Н}^B).$$

или

$$\alpha_{П5} \cdot (2665 - 389,6) \cdot 0,98 + (0,241 + 0,02) (509,9 - 389,6) \cdot 0,98 =$$

$$= (0,8978 - 0,00241 - 0,031 - 0,0377\alpha_{С} - 0,0241 - 0,02 - \alpha_{П5} -$$

$$\alpha_{П6}) \cdot (489,3 - 369,7) + (0,00241 + 0,031) (489,3 - 439,4) + 0,0377$$

$$\alpha_{С} (489,3 - 382) + (0,0241 - 0,02 + \alpha_{П5} + \alpha_{П6}) (489,3 - 382),$$

получим

$$\alpha_{П5} = 0,0443 - 0,000209 \alpha_{С} - 0,00548 \alpha_{П6} \quad (1.14)$$

II. Из уравнения теплового баланса ПНД П 6

$$\alpha_{П6} (h_6 - h_{6Н}^B) \cdot \eta_{П} + (\alpha_{П4} + \alpha_{УПЛ}^* + \alpha_{П5}) (h_{5\text{ДР}}^B - h_{6Н}^B) \cdot \eta_{П} = \alpha_{КН}^*$$

$$(h_{П6}^B - h_{5П}^B) + \alpha_{Н.С} (h_{П6}^B - h_{П7}^B),$$

где

$$\alpha_{КН}^* = \alpha_{КН}^* - \alpha_{ДЛ5} - \alpha_{О.В} - \alpha_{В.С} - \alpha_{Н.С} - \alpha_{П4} - \alpha_{УПЛ}^* - \alpha_{П5} - \alpha_{П6} =$$

$$= 0,776 - 0,0755\alpha_{С} - 0,99452 \alpha_{П6}, \quad (1.15)$$

имеем

$$\begin{aligned} \alpha_{п6} \cdot (2532 - 382) \cdot 0,98 + (0,0241 + 0,02 + 0,0443 - \\ - 0,000209 \alpha_c - 0,00548 \alpha_{п6}) \cdot (389,6 - 382) \cdot 0,98 = \\ = (0,776 - 0,0755 \alpha_c - 0,99452 \alpha_{п6}) (369,7 - 290,1) + \\ + 0,038 \alpha_c \cdot (369,7 - 301), \end{aligned}$$

откуда

$$\alpha_{п6} = 0,0279 - 0,0016 \alpha_c \quad (1.15a)$$

получим из (1.14):

$$\alpha_{п5} = 0,0441 - 0,0002 \alpha_c, \quad (1.16)$$

а из (1.15)

$$\alpha_{кн} = 0,7482 - 0,074 \alpha_c \quad (1.17)$$

12. Составим объединенное уравнение теплового баланса ПНД П 7 и подогревателя уплотнений ПУ, полагая, что в последний поступает пар с энтальпией $h_{дн} = 2763$ кДж / кг, а в конденсатор отводится дренаж с температурой воды 100°C , чему соответствует энтальпия $h_{др.п.у}^B = 419$ кДж / кг:

$$\begin{aligned} \alpha_{п7} (h_7 - h_{7н}^B) \cdot \eta_{п7} + \alpha''_{упл} \cdot (h_d - h_{др.п.у}^B) \eta_{п7} = \\ = \alpha_{кн} (h_{п7}^B - h_k^B), \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \alpha_{п7} (2442 - 301) \cdot 0,98 + 0,002 (2763 - 419) \cdot 0,98 = \\ = (0,7482 - 0,074 \alpha_c) (290,1 - 220), \end{aligned}$$

откуда

$$\alpha_{п7} = 0,0271 - 0,00247 \alpha_c. \quad (1.18)$$

Из уравнения (1.10) получим

$$\alpha_K = 0,00595 \alpha_C - 0,00118. \quad (1.19)$$

13. Составляем уравнение материального баланса турбины:

$$\alpha_{П1} + \alpha_{П2} + \alpha_{П3} + \alpha_{Д3} + \alpha_{П4} + \alpha_{П5} + \alpha_{ДД5} + \alpha_{П6} + \alpha_{П7} +$$

$$+ \alpha_{ВС} + \alpha_{НС} + \alpha_K = 1, \quad \text{или}$$

$$0,0673 + 0,0597 + 0,00904 + 0,0192 + 0,0241 + 0,0441 - 0,0002$$

$$\alpha_C + 0,00241 + 0,0279 - 0,0016 \alpha_C + 0,0271 - 0,00247 \alpha_C +$$

$$0,0377 \alpha_C + 0,038 \alpha_C + 0,00595 \alpha_C - 0,00118 = 1,$$

из которого получается $\alpha_C = 9,32$. В таком случае из формулы

$$(1.18) \alpha_{П7} = 0,0041; \text{ из (1.15a) } \alpha_{П6} = 0,013; \text{ из (1.16) } \alpha_{П5} =$$

$$0,0422; \text{ из (1.17) } \alpha_{КН} = 0,0602; \text{ из (1.19) } \alpha_K = 0,5422.$$

14. Для проверки правильности расчетов можно воспользоваться соотношением $\alpha_{КН} - \alpha_K = \alpha_{П7} + \alpha''_{УПЛ}$. В данном случае это соотношение сходится. Определим сумму долей регенеративных отборов:

$$\alpha_{П1} + \alpha_{П2} + \alpha_{П3} + \alpha_{Д3} + \alpha_{П4} + \alpha_{П5} + \alpha_{ДД5} + \alpha_{П6} + \alpha_{П7} =$$

$$= 0,24105.$$

15. Из уравнений (1.11) и (1.12) находим $\alpha_{ВС} = 0,351$;
 $\alpha_{НС} = 0,354$,

Расход пара турбиной при чисто конденсационном режиме

$$D^{жс} = \frac{N}{(h_0 - h_{ж}) \cdot \eta_{МТН} \eta_0} = \frac{175000}{(3444 - 2415) \cdot 0,99 \cdot 0,995} =$$

$$= 172,5 \text{ кг/с (или } 622 \text{ т/час)}$$

Определим сумму произведений

$$\sum \alpha_i Y_i = 0,0673 \cdot 0,716 + 0,0597 \cdot 0,609 + (0,00904 + 0,0192)$$

$$0,488 + 0,0241 \cdot 0,378 + (0,0422 + 0,00241) \cdot 0,243 + (0,013 +$$

$$0,351) \cdot 0,114 + (0,0041 + 0,354) \cdot 0,026 = 0,1691.$$

Расход пара на турбину в режиме с отборами

$$\frac{D^{жс}}{1 - \sum \alpha_i V_i} = \frac{172,5}{1 - 0,1691} = 207,5 \text{ кг/с (или } 746 \text{ т/ч)}$$

16. Далее определяем численные значения всех расходов пара и воды:

$$D_{п1} = 13,92 \text{ кг/с}; \quad D_{п2} = 12,38 \text{ кг/с}; \quad D_{п3} = 1,87 \text{ кг/с};$$

$$D_{п3} = 3,97 \text{ кг/с}; \quad D_{п4} = 4,99 \text{ кг/с}; \quad D_{п5} = 8,75 \text{ кг/с};$$

$$D_{дд5} = 0,5 \text{ кг/с}; \quad D_{п6} = 2,69 \text{ кг/с}; \quad D_{в.с} = 72,7 \text{ кг/с (262 т/ч)};$$

$$D_{п7} = 0,85 \text{ кг/с}; \quad D_{н.с} = 73,3 \text{ кг/с (264 т/ч)};$$

$$D_{к} = 11,22 \text{ кг/с (40,5 т/ч)}; \quad D_{к.н} = 12,48 \text{ кг/с}; \quad D'_{к.н} = 186 \text{ кг/с};$$

$$D'_{упл} = 4,14 \text{ кг/с}; \quad D''_{упл} = 0,41 \text{ кг/с}; \quad D_{пп} = 4,14 \text{ кг/с};$$

$$D'_{п} = 1,86 \text{ кг/с}; \quad D'_{пп} = 2,28 \text{ кг/с}; \quad D_{ут} = 4,14 \text{ кг/с};$$

$$D_{о.в} = 6,42 \text{ кг/с}; \quad D_{в.н} = D_{ут} + D'_{пп} = 4,14 + 2,28 = 6,42 \text{ кг/с}.$$

17. Проверяем мощность турбины по расходам пара:

$$N_{п1} = 10^{-3} \cdot D_{п1} \cdot (h_0 - h_1) \eta_{мех} \eta_{г} = \\ = 10^{-3} \cdot 13,95 (3444 - 3152) \cdot 0,99 \cdot 0,995 = 4,03 \text{ МВт};$$

$$N_{п2} = 10^{-3} \cdot D_{п2} \cdot (h_0 - h_2) \eta_{мех} \eta_{г} = 4,93 \text{ МВт};$$

$$N_{п3} = 10^{-3} \cdot D_{п3} \cdot (h_0 - h_3) \eta_{мех} \eta_{г} = 0,97 \text{ МВт};$$

$$N_{д3} = 10^{-3} \cdot D_{д3} \cdot (h_0 - h_3) \eta_{мех} \eta_{г} = 2,06 \text{ МВт};$$

$$N_{п4} = 3,14 \text{ МВт}; \quad N_{п5} = 6,73 \text{ МВт};$$

$$N_{дд5} = 0,38 \text{ МВт}; \quad N_{п6} = 2,42 \text{ МВт};$$

$$N_{в.с} = 10^{-3} \cdot D_{в.с} \cdot (h_0 - h_6) \eta_{мех} \eta_{г} = 65,31 \text{ МВт};$$

$$N_{п7} = 0,84 \text{ МВт};$$

$$N_{H.C} = 10^{-3} \cdot D_{H.C} \cdot (h_0 - h_7) \eta_{MEX} \eta_{\Gamma} = 72,61 \text{ МВт};$$

$$N_K = 10^{-3} \cdot D_K \cdot (h_0 - h_K) \eta_{MEX} \eta_{\Gamma} = 11,37 \text{ МВт},$$

В результате суммирования получаем $\sum N_i = 174,79 \text{ МВт}$.

Полученное значение достаточно хорошо согласуется с заданной мощностью $N = 175 \text{ МВт}$.

18. Расход сетовой воды $G_C = \alpha_C D = 9,32 \cdot 207,5 = 1930$ кг/с (или 6960 т/ч). Отпуск теплоты из верхнего отбора

$$Q_{B.C} = D_{B.C} \cdot (h_6 - h_{6H}^B) \eta_{\Pi} = 72,7 (2532 - 382) \cdot 0,98 = 153 \text{ МВт (или 551 ГДж/ч; 131,5 Гкал/ч)}.$$

19. Отпуск теплоты из нижнего отбора

$$Q_{H.C} = D_{H.C} \cdot (h_7 - h_{7H}^B) \cdot \eta_{\Pi} = 73,3 (2442 - 301) \cdot 0,98 = 153,5 \text{ МВт; (или 553 ГДж/ч; 132 Гкал/ч)}.$$

20. Отпуск теплоты из теплофикационного конденсатора:

$$Q_{K.\Pi} = D_K \cdot (h_K - h_K^B) \eta_{\Pi} + D''_{\text{упл}} \cdot (h_{\text{др.пу}}^B - h_K^B) \eta_{\Pi} + D_7 \cdot (h_{7H}^B - h_K^B) \eta_{\Pi} = G_C \cdot (h_{K.\Pi}^B - h_{O.C}^B) = 1930 (201,4 - 188,8) = 24,25 \text{ МВт (или 87,2 ГДж/ч; 20,8 Гкал/ч)}.$$

21. Поскольку пиковый водогрейный котел в рассматриваемом режиме не включен, суммарный отпуск теплоты на отопление

$$Q_{\Pi} = Q_{B.C} + Q_{H.C} + Q_{K.\Pi} = 330,8 \text{ МВт}.$$

Относительный расход пара в конденсатор

$$D_K / D^K = (11,22 / 172,5) \cdot 100 = 6,51 \%$$

22. Удельный расход пара $d = D / N = 3,6 \cdot 207 / 174,79 = 4,27 \text{ кг (кВт.ч)}$.

Расход теплоты на турбогенераторную установку:

$$Q_{T.Y} = (D + D'_{\text{упл}}) (h_0 - h_{\Pi.B}^B) + D_{\Pi} (h_{\Pi}^B - h_{\Pi.B}^B) - D_{BH} (h_{\Pi.B}^B - h_{OB}^B) = (207,5 + 4,14) (3444 - 1017,5) + 1,86 (2762,9 - 1017,5) - 6,42 (1017,5 - 266,1) =$$

$$= 511,4 \text{ МВт} \quad (\text{или } 1840 \text{ ГДж} / \text{ч} ; 440 \text{ Гкал} / \text{ч}).$$

23. Расход теплоты турбогенераторной КО- установкой на отпуск тепловой энергии потребителям

$$Q_{\text{п.т.у}} = Q_{\text{п}} / \eta_{\text{п}} = 337 \text{ МВт.}$$

$$\eta_{\text{н.т.у}} = \eta_{\text{макс}} \cdot \eta_{\text{г}} = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 100 = 98,5 \text{ } \%$$

КПД турбогенераторной установки по отпуску теплоты

$$\eta_{\text{п.т.у}} = \eta_{\text{г}} = 98 \text{ } \%$$

Для определения тепловой нагрузки котельной установки оценим параметры

$$\text{пара на выходе из котла: } P_{\text{ис}} = 14 \text{ МПа, } t_{\text{пс}} = 545^{\circ}\text{C,}$$

$$h_{\text{ис}} = 3446 \text{ кДж} / \text{кг.}$$

Тогда

$$\begin{aligned} Q_{\text{к.у}} &= (D + D_{\text{ут.}} + D'_{\text{упл}}) \cdot (h_{\text{ис}} - h^{\text{в}}_{\text{ис}}) + D_{\text{ип}} (h^{\text{в}}_{\text{б.н}} - h^{\text{в}}_{\text{п.в}}) = \\ &= (207,5 + 4,14 + 4,14) (3446 - 1017,5) + 4,14 (1631,8 - \\ &- 1017,5) = 522,5 \text{ МВт} \quad (\text{или } 1880 \text{ ГДж/ч} ; 449 \text{ Гкал/ч}). \end{aligned}$$

КПД турбопроводов

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{т.у}} / Q_{\text{к.у}} = (511,4 / 522,5) \cdot 100 = 97,8 \text{ } \%$$

Полагая КПД котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 94 \text{ } \%$, найдём КПД ТЭЦ по производству и отпуску электроэнергии:

$$\eta_{\text{нс}} = \eta_{\text{н.т.у}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к.у}} = 0,985 \cdot 0,978 \cdot 0,94 = 0,906 \quad (90,6\%).$$

24. КПД ТЭЦ по производству и отпуску теплоты:

$$\eta_{\text{пс}} = \eta_{\text{п.т.у}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к.у}} = 0,98 \cdot 0,978 \cdot 0,94 = 0,9 \quad (90\%).$$

25. Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии:

$$b^{\text{у}}_{\text{н}} = 0,123 / \eta_{\text{нс}} = 0,128 / 0,906 = 0,1358 \text{ кг} / (\text{кВт.ч}).$$

26. Удельный расход условного топлива на производство и отпуск теплоты:

$$b^{\text{у}}_{\text{п}} = 0,123 / \eta_{\text{пс}} = 0,123 / 0,9 = 0,1368 \text{ кг} / (\text{кВт.ч}).$$

II. Расчет тепловых сетей.

2.1. Гидравлический расчет тепловых сетей.

Определить диаметр паровода для передачи $B=10$ т/ч = 2,78 кг/сек водяного пара на расстояние $L=1200$ м.

Параметры пара: в начале паропровода - $p_1 = 6$ ата, $t_1 = 200$ °C; в конце паропровода - $p_2 = 4$ ата, $t_2 = 170$ °C.

На паропроводе установлено: 3 проходных вентиля, 20 сальниковых компенсаторов и 20 гнутых колен с радиусом гнутья 4 d.

Предварительный расчет

1. Определяем коэффициент местных потерь по формуле:

$$\alpha \approx A\alpha \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{B}{\frac{\Delta P \cdot \gamma}{l}}}.$$

Предварительно находим сумму коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi = 3 \cdot 6 + 20 \cdot 0,2 + 20 \cdot 0,3 = 28$$

Средний удельный вес пара в паропроводе по формуле

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\gamma_{\text{нач}} + \gamma_{\text{кон}}}{2} = \frac{2,76 + 1,98}{2} = 2,37 \text{ кг/м}^3$$

$$\alpha = 15,5 \frac{28}{1200} \sqrt{\frac{2,78}{\frac{20000 \cdot 2,37}{1200}}} = 0,24$$

2. Удельное линейное падение давления по формуле

$$R_{\text{л}} = \frac{\Delta P}{L(1+\alpha)} = \frac{20000}{1200 \cdot 1,24} = 13,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м} = 131,5 \text{ Н/м}^2 \cdot \text{м}$$

3. Находим диаметр паропровода по формуле

$$d = A_d \frac{B^{0,38}}{(R_{\text{л}} \gamma)^{0,19}} = 0,268 \frac{2,78^{0,38}}{(13,4 \cdot 2,37)^{0,19}} = 0,204 \text{ м}$$

Проверочный расчет

4. Выбираем по стандарту $d = 0,207$ м

5. Определяем критерий Re :

$$Re = \frac{4B}{\pi d \gamma v} = \frac{4 \cdot 2,78 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,207 \cdot 2,37 \cdot 7} = 1,03 \cdot 10^6$$

$$\text{Определяем } Re_{\text{ПР}} = 568 \frac{d}{k} = 568 \frac{0,207 \cdot 10^4}{2} = 590000$$

Так как $Re > Re_{\text{ПР}}$, то трубопровод работает в квадратичной области.

6. Удельное линейное падение давления по формуле

$$R_{\Lambda} = A_R \frac{B^2}{\gamma d^{5,25}}, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м} = \frac{1085}{10^6} \frac{2,78^2}{2,37 \cdot 0,207^{5,25}} = 12,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}$$

7. Эквивалентная длина местных сопротивлений по формуле

$$I_{\Sigma} = A_I \Sigma \xi d^{1,25} = 76,4 \cdot 28 \cdot 0,207^{1,25} = 300 \text{ м.}$$

8. Суммарное падение давления в трубопроводе по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_{\text{Л}} + \Delta p_{\text{М}} = \Delta p_{\text{Л}} \left(1 + \frac{\Delta p_{\text{М}}}{\Delta p_{\text{Л}}}\right) = R_{\Lambda} l (1 + a) = R_{\Lambda} = (1 + 1a) = \\ &= 12,2 \cdot 1500 = 18300 \text{ кг/м}^2 \end{aligned}$$

9. Давление пара в конце паропровода

$$p_2 = p_1 - \Delta p = 60000 - 18300 = 41700 \text{ кг/м}^2 = 4,17 \text{ ага}$$

10. Действительный средний удельный вес пара

$$\gamma' = \frac{2 \cdot 76 + 2,06}{2} = 2,41 \text{ кг/м}^2$$

Эти значения весьма близко совпадают с предварительно принятыми. Поэтому вторично проверочный расчет не производим.

2.2. Тепловой и гидравлический расчет системы теплоснабжения жилого района.

(Данная работа может выполняться как курсовой проект)

Работа выполняется по следующим этапам:

а/ определение расчетного расхода тепла ТЭЦ на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для района города;

б/ построение годового графика продолжительности тепловых нагрузок и определение продолжительности работы пиковых подогревателей;

в/ определение диаметров труб в двухтрубной отопительной водяной сети и потери напоров на участках, построение пьезометрического графика ;

г/ определение диаметров труб паровой сети и действительных давлений пара у потребителей;

д/ определение отпуска тепла одному из абонентов тепловой сети;

е/ определение удельных приведенных затрат для транспортировки 1 Гкал тепла.

ПРИМЕР РАСЧЁТА. Число жителей района 18000 человек (3-й вариант), норма жилой площади на одного жителя $n = 9 \text{ м}^2 / \text{чел}$, отношение наружного объема жилого здания и жилой площади ($\alpha = 6 \text{ м}^3 / \text{м}^2$ - объемный коэффициент). Расчетную температуру наружного воздуха для отопления t'_n , расчетную температуру наружного воздуха для вентиляции $t_{n, в}$ и длительности отопительного периода t_n берем из приложений в зависимости от места расположения района.

Температура внутреннего воздуха всех зданий для упрощения расчета считается равной $t_{в} = 18^\circ\text{C}$. Ежесуточное число часов работы вентиляции с равномерной нагрузкой 12 ч / сутки. Число суток работы горячего водоснабжения в году принимается $Z = 350$ суток, причем ГВС с 0 до 6 часов не работает, с 6 до 18 часов работает со средней нагрузкой $Q^{с.р.}_Г$, с 18 до 24 часов работает с максимальной нагрузкой с коэффициентом часовой неравномерности равным $X_q = 1,7 \div 2,0$.

Температура холодной воды принимается зимой $t_{х.з} = 5^\circ\text{C}$, летом $t_{х.л} = 15^\circ\text{C}$.

При расчете тепловые потери в сети принимаются

$t'_H = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$ / при самой нижней температуре / в размере 5%,
 при $t'_H = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ в размере 3,6 % и при
 $t'_H = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$ / в летний период / в размере 2,5% от
 максимального часового расхода тепла при $t'_H = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Данные о продолжительности стояния температур
 наружного воздуха взять из приложения 3. Расчет наружного
 объема общественных зданий и расхода тепла на ГВС следует
 вести по укрупненным показателям, приведенным в таблице 2.1.

Наружный объем жилого здания на одного жителя

$$v = n_{\text{ж}} \cdot \alpha = 9 \cdot 6 = 54, \text{ м}^3/\text{чел}$$

где $n_{\text{ж}}$ - норма жилой площади на одного жителя [$\text{м}^2/\text{чел}$],

α - объемный коэффициент, т.е. отношение наружного
 объема жилого здания и жилой площади [$\text{м}^3/\text{м}^2$].

Наружный объем жилых зданий

$$V_{\text{ж}} \cdot v \cdot N = 54 \cdot 18000 = 972000, \text{ м}^3$$

где N - количество жителей района. Средний наружный объем
 жилых зданий:

$$V_{\text{ср.ж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{n_1} = \frac{972000}{160} = 6200, \text{ м}^3$$

где n_1 - количество жилых зданий.

Результаты расчета наружного объема общественных
 зданий сводим в табл. 2.1, где одновременно из справочных
 данных приведены значения вентиляционной характеристики
 (X_v), объемные показатели, перечень и количество общественных
 зданий для жилого района.

Средний наружный объем общественных зданий
 определяется по следующей формуле:

$$V_{\text{ср.об}} = \frac{\Sigma V_{\text{об}}}{n_2} = \frac{192330}{24} = 8014, \text{ м}^3$$

где n_2 - количество общественных зданий.

Для определения отопительной характеристики жилых и
 общественных зданий принята следующая формула:

Таблица 2.1

Наименование зданий	Объемные показатели, $\text{м}^3/1000 \text{ м}^2$	Наружный объем $V_{\text{об}}, \text{м}^3$	Число зданий	Вентиляционная характеристика $X_v, \text{ккал/м}^3 \text{ час.град.}$	Величина $X_v \cdot V_{\text{об}}$
Административные здания	1000	18000	2	0,18	3240
Гостиницы	500	9000	1	-	-
Клубы и кинотеатры	1000	18000	3	0,31	5580
Столовые и кафе	1000	18000	4	0,70	12600
Детские ясли и сады	2000	36000	7	0,11	3960
Школы	3400	61200	4	0,07	4284
Амбулатории	360	6480	1	0,25	1620
Больницы	600	10800	1	0,27	2916
Прачечные	825	14850	1	0,75	11138
ИТОГО	10685	192330	24	-	45338

$$X_0 = \frac{2}{\sqrt[6]{V_{\text{ср.зб}}}}, \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{час.град.}$$

где

$$X_{0, \text{жс}} = \frac{2}{\sqrt[6]{V_{\text{ср.жс}}}} = \frac{2}{\sqrt[6]{6200}} = 0,8;$$

(или 3,35 кДж/м³, час. гр)

$$X_{0, \text{об.}} = \frac{2}{\sqrt[6]{V_{\text{ср.об}}}} = \frac{2}{\sqrt[6]{8014}} = 0,7;$$

(или 2,93 кДж/м³, час. гр)

Средняя вентиляционная характеристика общественных зданий

$$X_B^{\text{ср}} = \frac{X_B \cdot V_{\text{об}}}{V_{\text{об}}} = \frac{45338}{192330} = 0,24, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч.град}$$

(или 1,0 кДж/м³, час. гр)

Расчетный расход тепла на отопление жилых и общественных зданий определяется следующим образом:

$$Q'_0 = X_{0, \text{жс}} \cdot V_{\text{жс}} (t_v - t'_{\text{н}}) + X_{0, \text{об.}} \cdot \sum V_{\text{об.}} \cdot (t_v - t'_{\text{н}}) =$$

$$= 0,8 \cdot 972000 \cdot (18 + 23) + 0,7 \cdot 192330 (18 + 23) = 37,14 \cdot 10^6, \\ \text{ккал/час. (или } 156 \cdot 10^6 \text{ кДж/час.)}$$

Расчетный расход тепла на вентиляцию общественных зданий.

$$Q''_B = X_B^{\text{ср}} \cdot \sum V_{\text{об}} (t_v - t_{\text{н.в}}) = 0,24 \cdot 192330 (18 + 15) = 1,52 \cdot 10^6,$$

$$\text{ккал/час. (или } 6,38 \cdot 10^6 \text{ кДж/час.)}$$

Определим суточный расход воды с температурой $t^{\text{н}}_2 = 65^\circ\text{C}$ на ГВС по СН и П П-34-76 (см. Приложение) и результаты расчета приводим в виде табл.2.2

Таблица 2.2

Наименование	Расчетные показатели на 1000 чел.	Кол-во чел, мест, операц. в сутки	Норма расхода горяч. воды кг/сутки	Расход горяч. воды, кг/сутки	Примечание
Жилые дома	-	18000	110	$198 \cdot 10^4$	Работа 7ч.в сутки 12 блюд в сутки на одно место
Административные здания	-	-	-	-	
Гостиница	5 мест	90 мест	70	6300	
Клубы и кинотеатры	-	2 крана	$300 \times 7 = 2100$	$4,2 \times 10^3$	
Столовые и кафе	50 мест	12000 блюд	4	$4,8 \times 10^3$	
Детские ясли и сады	75 мест	1350 м.	30	40500	
Школы	200 мест	3600 м.	8	28800	
Амбулатории	30	540	6	3240	
Больницы	6 мест	108 мест	180	19440	
Прачечные	330 кг белья в сутки	5940 кг белья	25	$148 \cdot 10^3$	
Итого				$\Sigma \quad 2278,5 \cdot 10^3$	

Суточный расход тепла на ГВС в зимний период равен:

$$Q_{Г.З.}^C = \Sigma G_C (t_{H_2}^H - t_{X.З.}) = 2278,5 \cdot 10^3 (65 - 5) = 136,7 \cdot 10^6,$$

ккал/сутки (или $563 \cdot 10^6$ кДж/сутки)

Максимальный часовой расход тепла на ГВС для зимнего периода равен:

$$Q_{r,3}^{\max} = X_r \cdot \frac{Q_{r,3}^c}{24} = 2 \cdot \frac{136,7 \cdot 10^6}{24} = 11,4 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} =$$

$$= 47,8 \cdot 10^6 \text{ (кДж/час)}.$$

Суточный и максимальный часовой расходы тепла на ГВС в летний период равны:

$$Q_{c,л}^c = \sum G_c \cdot (t_2^H - t_{c,л}) = 2278,5 \cdot 10^3 (65 - 15) = 114,7 \cdot 10^6 \text{ ккал / сутки} =$$

$$= 469,7 \cdot 10^6 \text{ (кДж / сутки)}.$$

$$Q_{c,л}^{\max} = X_r \cdot \frac{Q_{c,л}^c}{24} = 2 \cdot \frac{114,7 \cdot 10^6}{24} = 9,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} =$$

$$= 39 \cdot 10^6 \text{ (кДж/час)}.$$

По нижеперечисленным формулам определим часовые расходы тепла при различных температурах наружного воздуха и результаты расчета сводим в табл. 2.3:

на отопление:

$$Q_o = Q_o^I \frac{t_B - t_H}{t_B - t_H^I} = 37,4 \frac{18 - t_H}{18 + 23}, \text{ Гкал/час.}$$

на вентиляцию:

$$Q_B = Q_B'' \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{H,B}} = 1,52 \frac{18 - t_H}{18 + 15}, \text{ Гкал/час.}$$

Для построения графика продолжительности тепловых нагрузок строим график $Q = f(t_H)$ для ночных часов (с.0 до 6), для дневных (с 6 до 18) и для вечерних (с 18 до 24) и в нижнем левом квадрате - график $n = f(t_H)$, где n - число часов отопительного периода, когда температура наружного воздуха была ниже рассматриваемой произвольной величины t_H или равна ей (рис.2.1).

В нижнем правом квадранте проводим из начала координат две прямые линии, соответствующие произведению продолжительности отопительного сезона на долевые части

суток: 6/24 и 12/24 (доли ночных и вечерних часов, а также доли дневных часов работы тепловой сети за сутки).

На правом верхнем квадранте построение графика начинаем с переноса на его ось ординат расчетного расхода тепла ($Q_0 = 51,3$ Гкал/ч), определяемого из графика $Q = f(t_n)$ при $n = 0$. В результате получим точку 1. Далее задаемся температурой наружного воздуха $t_n = -10^\circ\text{C}$ и определяем для нее по графику $Q = f(t_n)$ расход тепла ($Q = 38$ Гкал/час) и по графику $n = f(t_n)$ - продолжительность стояния температур наружного воздуха $t_n = -10^\circ\text{C}$ и ниже ($n = 4000$ часов). Переносим найденные величины Q и n на график $Q = f(n)$ (пунктирные линии), получим точку 2. Аналогично находятся и другие точки, но отдельно для ночных, дневных и вечерних часов. Складывая значения времени n для ночных, дневных и вечерних часов при определенной величине тепловой нагрузки, получим кривую суммарного графика продолжительности нагрузок.

Поскольку масштаб оси ординат $1\text{ мм} = 0,5$ [Гкал/час] и оси абсцисс $1\text{ мм} = 100$ часов, по площади графика определяем годовой расход тепла

$$Q_{\text{год}} = 120240, \text{ Гкал/год.}$$

Проводя на графике продолжительности нагрузок горизонтальную линию, соответствующую мощности отбора турбины $Q_{\text{отб.}} = 30$ [Гкал/час], находим длительность работы пикового подогревателя: $n = 1000$ ч/год и количество отпущенного тепла для него около 12000 [Гкал/год], что составляет 10 % от общего годового расхода тепла.

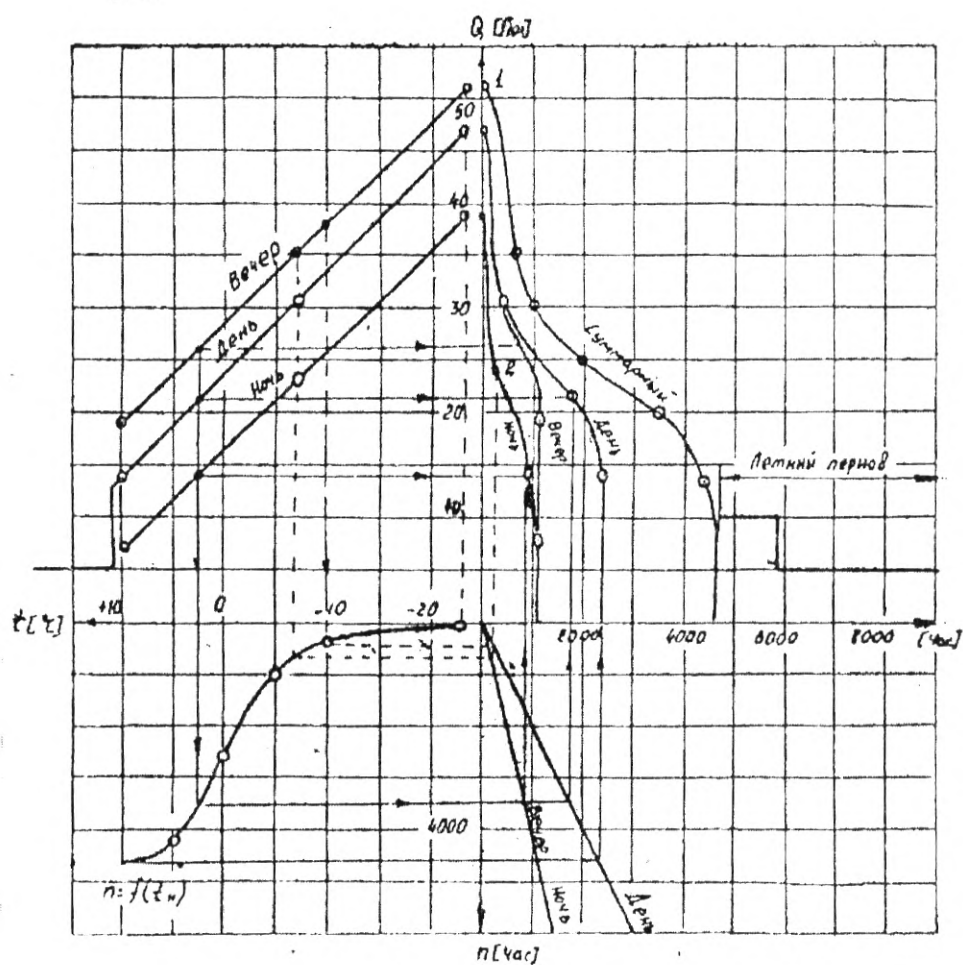


Рис.2.1 График продолжительности тепловых нагрузок.

Таблица 2.3.(1)

Вид нагрузки формула определения, Гкал/час	Зимний период при t_H								
	ночь			день			вечер		
	+10 °C	-7 °C	-23 °C	+10 °C	-7 °C	-23 °C	+10 °C	-7 °C	-23 °C
Отопление $Q_O = Q_O^I \cdot \frac{t_6 - t_H}{t_6 - t_H^I}$	7,3	22,8	37,4	7,3	22,8	37,4	7,3	22,8	37,4
Вентиляция $Q_B = Q_B^* \cdot \frac{t_6 - t_H}{t_6 - t_{HВ}}$	-	-	-	0,37	1,15	1,52	-	-	-
Г.В.С.				5,7	5,7	5,7	11,4	11,4	11,4
Всего	7,3	22,8	37,4	13,7	29,6	44,6	18,7	34,2	48,85
Тепловые потери	0,14	0,6	2,0	0,2	0,9	2,2	0,4	1,0	0,10
ИТОГО	7,44	23,4	39,4	13,9	30,5	46,8	19,1	35,2	48,95

Таблица 2.3.(2)

Вид нагрузки формула определения, Гкал/час	Летний период	
	день	вечер
Отопление $Q_o = Q_o^I \cdot \frac{t_6 - t_H}{t_6 - t'_H}$	—	—
Вентиляция $Q_v = Q_v'' \cdot \frac{t_6 - t_H}{t_6 - t_{HВ}}$	—	—
Г.В.С.	4,75	9,5
Всего	4,75	9,5
Тепловые потери	0,10	0,10
ИТОГО	4,85	9,60

Переходим к определению диаметров труб для участков двухтрубной отопительной водяной сети, действительных потерь напора на участках с целью построения пьезометрического графика. План-схема, длины участков сети и расходы воды у потребителей приведены на рис. 2.2. Помимо задвижек, указанных на схеме сети, на каждые 100 м трубопроводов сети в среднем установлено по одному сальниковому компенсатору и по сварному трехшовному колену. Потери напора в сетевых водоподогревателях и коммуникациях станции $H_{CT} = 12$ м, а потери напора в элеваторах на абонентских вводах $H_A = 15$ м. Удельные линейные потери напора по длине главной магистрали (от станции до наиболее удаленного абонента) для предварительного расчета принимаем $R = 8$ [кг/м.²м].

Напор в обратном трубопроводе перед насосами станции $H_0 = 20$ м, высота зданий 20 м, удельный вес воды $\gamma = 975$ кг/м.³.

а) Расчет главной магистрали.

Наиболее удаленным от станции будет абонент 3, поэтому главной магистралью является линия 0-3, длина которой

$$l_I + l_{II} + l_{III} = 1400 \text{ м}$$

Суммарный расход воды на станции.

$$B = B_1 + B_2 + B_3 = 200 + 200 + 400 = 800, \text{ т/час}$$

Средний коэффициент местных потерь напора определяется по следующей формуле:

$$\alpha = 0,01 \sqrt{B} = 0,01 \sqrt{800} = 0,28.$$

По значениям $B_1 = 800 \text{ [т/час]}$ и $R_1 = 8 \text{ [кг/м}^2 \cdot \text{м]} = 80, \text{ Па/м}$ определяем по номограмме (приложение N 5) диаметр трубы для первого участка. При этом берется близлежащее стандартное значение, после чего можно определить действительное значение R_d

$$d_1 = 408 \text{ мм}; \quad R_d = 7,5 \text{ [кг/м}^2 \cdot \text{м]} = 75, \text{ Па/м}$$

Определяем эквивалентную длину участка I (см. Приложение)

Задвижки	1 x 5,94 = 5,94 м
Сварные колена (трехшовные)	4 x 11,9 = 47,6 м
Сальниковые компенсаторы	4 x 5,94 = 23,7 м
	$l_{\text{экв}} = 77,3$

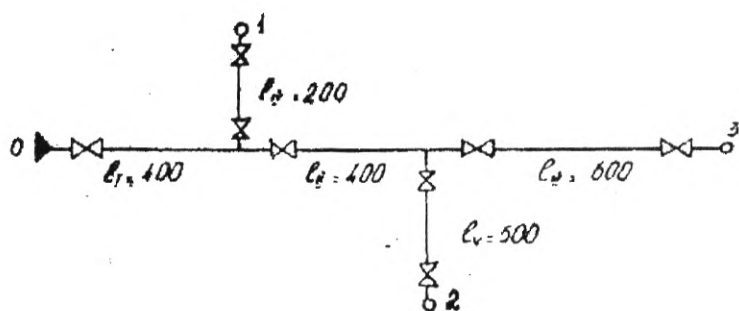
Приведенная длина первого участка:

$$L_{\text{пр.1}} = l_1 + l_{\text{экв}} = 400 + 77,3 = 477 \text{ м.}$$

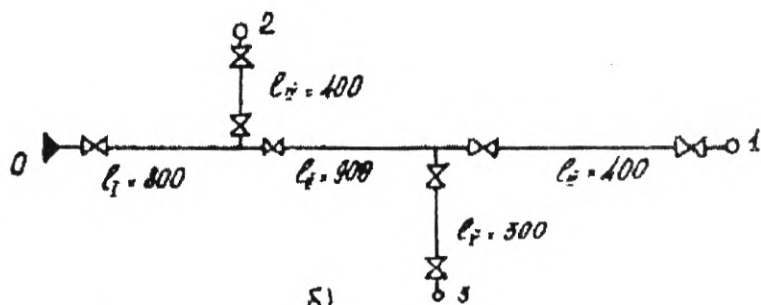
Действительное падение давления на участке I (в одном направлении).

$\Delta P_1 = R_1 \cdot L_{\text{пр.1}} = 7,5 \cdot 477 = 3577 \text{ (кг/м}^2 \text{)} = 35770 \text{ , Па}$
или падение напора:

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta P_1}{\gamma} = \frac{3577}{975} = 3,6 \text{ М}$$



а)



б)

Рис.2.2 Схемы тепловых сетей:

- а) схема 2^х трубной водяной отопительной тепловой сети;
 б) схема паропроводов на технологические нужды.

Аналогично рассчитываем другие участки главной магистрали и результаты сводим в табл. 2.4.

б). Расчет ответвлений.

Потеря напора на участке IV (определяем из условия равенства потерь напора от станции до любой конечной точки тепловой сети):

$$\Delta H_{IV} + \Delta H_I = \Sigma \Delta H_{0-3} = \Delta H_I + \Delta H_{II} + \Delta H_{IV}$$

$$\Delta H_{IV} = \Sigma \Delta H_{0-3} - \Delta H_I = 13 - 3,6 = 9,4 \text{ м.}$$

$$R_{IV} = \frac{\Delta H_{IV} \cdot \gamma}{l_{IV} \cdot (1+\alpha)} = \frac{9,4 \cdot 975}{200 \cdot (1+0,14)} = 40,2 \text{ , кг/м}^2 \cdot \text{м} =$$

$$= 402 \text{ , Па/м.}$$

Действительные значения диаметра трубопровода R_{IV} и приведенная длина участка IV:

$$d_{IV} = 184 \text{ мм ; } R_{IV} = 30 \text{ , кг/м}^2 \cdot \text{м} = 300 \text{ , Па / м}$$

$$L_{пр. IV} = l_{IV} + l_{экв} = 200 + 17 = 217 \text{ , м.}$$

Действительная потеря напора на участке IV

$$\Delta P_{IV} = R_{IV} \cdot L_{пр. IV} = 30 \cdot 217 = 6510 \text{ кг / м}^2 \cdot \text{м} = 65100 \text{ , Па/м}$$

или

$$\Delta H_{IV} = \frac{\Delta P_{IV}}{\gamma} = \frac{65100}{975} = 6,7 \text{ , м}$$

Суммарная потеря напора от станции до абонента I

$$\Sigma \Delta H = \Delta H_I + \Delta H_{IV} = 3,6 + 6,7 = 10,3 \text{ , м.}$$

Аналогично рассчитываем участок V. Результаты расчета сводим в табл.2.4. На основании данных расчета строим график напора (пьезометрический график) рис. 2.3, где по оси ординат отложен напор теплоносителя в (мм. вод. ст.) при $\gamma = 975 \text{ (кг / м}^3\text{)}$.

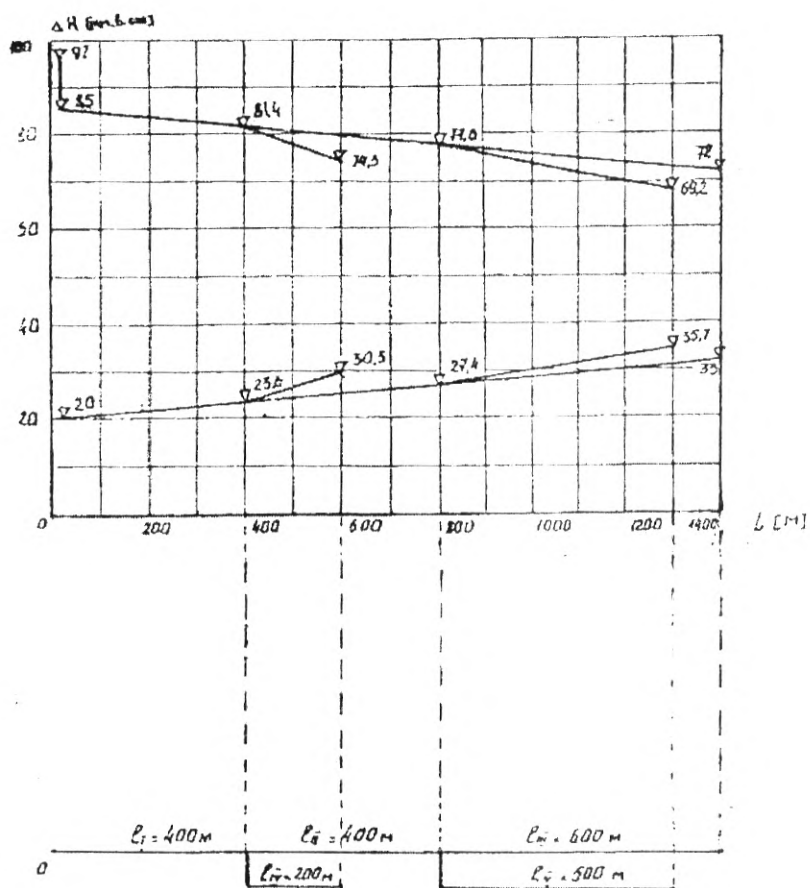


Рис.2.3 Пьезометрический график.

Переходим к определению диаметров труб участков паровой сети для технологических нужд и действительных давлений пара у потребителей. Размещение задвижек и схема паропровода приведены на рис. 2.2 На всех участках сети установлены П - образные компенсаторы ($r = 2 d$) через каждые 100 м. Эквивалентная шероховатость труб паропровода $K = 0,2$ (мм).

При предварительном расчете падение давления по длине главной магистрали принято равномерным, средний коэффициент местных потерь давления всей сети подсчитывается по формуле $\alpha = 0,1 \sqrt{G}$ и падение температуры пара по длине паропровода принято 2 град. на 100 м. При окончательном расчете для определения падения температуры принять следующие удельные потери тепла на 1 м. паропровода с учетом дополнительных местных потерь тепла при разности температур между паром и окружающей средой $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$:

при $d = 259$ мм $q = 1,07$, ккал / м.ч. град = 4,48 , кДж/м. ч. град.

$d = 309$ мм $q = 1,20$, ккал /м. ч. град = 5,03, кДж/ м. ч. град.

$d = 359$ мм $q = 1,32$, ккал/м. ч. град = 5,53, кДж / м. ч. град.

$d = 408$ мм $q = 1,34$, ккал/м. ч. град = 5,61 , кДж / м. ч. град.

Суммарный расход пара

$$G = G_1 + G_2 + G_3 = 20 + 16 + 14 = 50 \text{ т / час}$$

$$\alpha = 0,1 \sqrt{G} = 0,1 \sqrt{50} = 0,7$$

Давление пара на выходе из станции $P = 7$ атм.

Температура пара $t_0 = 240^{\circ}\text{C}$.

а) Расчет главной магистрали.

Для выбора главной магистрали проверяем направление, на котором удельное падение давления будет минимальным:

$$\frac{P_0 - P_1}{\ell_{0-1}} = \frac{(7-6) \cdot 10^4}{2100} = 4,7 \text{ кгс} / \text{м}^2 \cdot \text{м} = 47, \text{Па} / \text{м} ,$$

$$\frac{P_0 - P_2}{\ell_{0-1}} = \frac{(7-5) \cdot 10^4}{1200} = 16,6 \text{ кгс} / \text{м}^2 \cdot \text{м} = 166, \text{Па} / \text{м} ,$$

$$\frac{P_0 - P_3}{\ell_{0-3}} = \frac{(7-5) \cdot 10^4}{2000} = 10 \text{ кгс} / \text{м}^2 \cdot \text{м} = 100 \text{Па} / \text{м} .$$

Поскольку удельное падение давления на направлении 0-1 является минимальным, то это направление является главной магистралью.

Заранее определяем потери давления на трех участках главной магистрали.

$$\Delta P_I = \frac{P_0 - P_1}{\ell_{0-1}} \cdot \ell_I = 4,7 \cdot 800 = 3760, \text{кгс} / \text{м}^2 = 37600, \text{Па} ,$$

$$\Delta P_{II} = \frac{P_0 - P_1}{\ell_{0-1}} \cdot \ell_{II} = 4,7 \cdot 900 = 4230 \text{кгс} / \text{м}^2 = 42300, \text{Па} ,$$

$$\Delta P_{III} = \frac{P_0 - P_1}{\ell_{0-1}} \cdot \ell_{III} = 4,7 \cdot 400 = 1880, \text{кгс} / \text{м}^2 = 18800, \text{Па} .$$

Удельное линейное падение давления на участках

$$R_I = R_{II} = R_{III} = \frac{P_0 - P_I}{(\ell_I + \ell_{II} + \ell_{III})(1 + \alpha)} = \frac{(7-6) \cdot 10^4}{2100(1+0,7)} =$$

$$= 2,8, \text{кгс} / \text{м}^2 \cdot \text{м} = 28, \text{Па}$$

Определяем прежде всего среднее значение абсолютного давления и температуры пара на участках

$$P_I = P_0 - \frac{\Delta P_I}{2} = 7 - \frac{0,37}{2} = 6,8, \text{ат} = 6,66 \text{МПа} ,$$

$$\tau_1 = \tau_0 - \frac{2 \cdot (l_1 / 100)}{2} = 240 - \frac{2 \cdot 8}{2} = 232,0^\circ \text{C} ,$$

$$P_{II} \approx P_0 - \Delta P_I - \frac{\Delta P_{II}}{2} = 7,0 - 0,37 - \frac{0,42}{2} = 6,4, \text{ ат} = 6,27 \text{ МПа} ,$$

$$\tau_{II} = \tau_0 - 2(l_I / 100) - \frac{2(l_{II} / 100)}{2} = 240 - 2 \cdot 8 - \frac{2 \cdot 9}{2} = 215,0^\circ \text{C} .$$

Таблица 2.4.

Учас- ток	В, т/ч	I, м	Предвари- тельный расчет $\Delta H, R, d,$ м, кг/м ² м, м			Окончательный расчет.						
						d мм	R, кг /м ²	I, м	L _{пр} м	ΔP кг/м ²	ΔH м	$\Sigma \Delta H$ м
Гл. ма- гис- тра ль	800	400	-	8	430	408	7,5	77,3	477	3577	4	4
	600	400	-	8	359	359	8	67,75	466	3728	4	7
	400	600	-	8	309	309	8	84,28	684	5472	6	13
От- вет- вле- ния	200	200	9	40	160	184	30	17	217	6510	7	10,3
	200	500	6	9,6	215	207	15	43,8	544	8160	8	15,7

Σ50

$$P_{III} = P_0 - \Delta P_I - \Delta P_{II} - \frac{\Delta P_{III}}{2} = 7,0 + 0,37 - 0,42 - \frac{0,19}{2} = 5,9 \text{ ат} =$$

$$= 5,78 \text{ МПа}$$

$$\tau_{III} = \tau_0 - 2(l_I / 100) - 2(l_I / 100) - \frac{2(l_{III} / 100)}{2} = 240 - 2 \cdot 8 - 2 \cdot 9 - \frac{2 \cdot 4}{2} = 202,0^\circ \text{C}$$

По средним значениям давлений и температур пара определяем предварительно средний удельный вес пара на участках

$$\rho_I = 2,89 \text{ ,кг /м}^3 ; \quad \rho_{II} = 2,66 \text{ , кг /м}^3 ; \quad \rho_{III} = 1,88 \text{ ,кг / м}^3$$

По величинам G и $R \cdot \rho$ определяем (номограмма 6) диаметры труб для трех участках и округляем до стандартных размеров , после чего определяем действительные уточненные значения для трех участков $R \cdot \rho$:

$$d_I = 515 \text{ , мм ; } \quad R_I \cdot \rho_I = 7,0 \text{ , } \quad \text{кг}^2/\text{м}^6 = 70 \text{ , Н} \cdot \text{кг}/\text{м}^6$$

$$d_{II} = 464 \text{ , мм ; } \quad R_{II} \cdot \rho_{II} = 5,5 \text{ , } \quad \text{кг}^2/\text{м}^6 = 55 \text{ , Н} \cdot \text{кг}/\text{м}^6$$

$$d_{III} = 359 \text{ , мм ; } \quad R_{III} \cdot \rho_{III} = 7,0 \text{ , } \quad \text{кг}^2/\text{м}^6 = 70 \text{ , Н} \cdot \text{кг}/\text{м}^6$$

Определяем эквивалентные длины участков (приложения 7) с учетом поправочного коэффициента 1,26 на эквивалентную шероховатость ($K = 0,55 \text{ мм}$)

Участок I

$$\text{Задвижка:} \quad I \times 7,95 \times 1,26 = 10 \text{ , м}$$

$$\text{П- образные компенсаторы:} \quad 8 \times 66,2 \times 1,26 = 667 \text{ , м}$$

$$l_{\text{экв I}} = 677 \text{ м}$$

Приведенная длина участка I

$$L_{\text{пр I}} = l_I + l_{\text{экв I}} = 800 + 677 = 1477 \text{ , м}$$

Участок II

$$\text{Тройник (проход } G_2 / G = 0,32): \quad I \times 1,26 \times 60,6 = 76,3 \text{ , м}$$

$$\text{Задвижка :} \quad I \times 1,26 \times 7 = 8,8 \text{ , м}$$

$$\text{П - образные компенсаторы:} \quad 9 \times 1,26 \times 58,2 = 660 \text{ , м}$$

$$L_{\text{пр II}} = l_{II} + l_{\text{экв II}} = 900 + 745 = 1645 \text{ , м}$$

Участок III

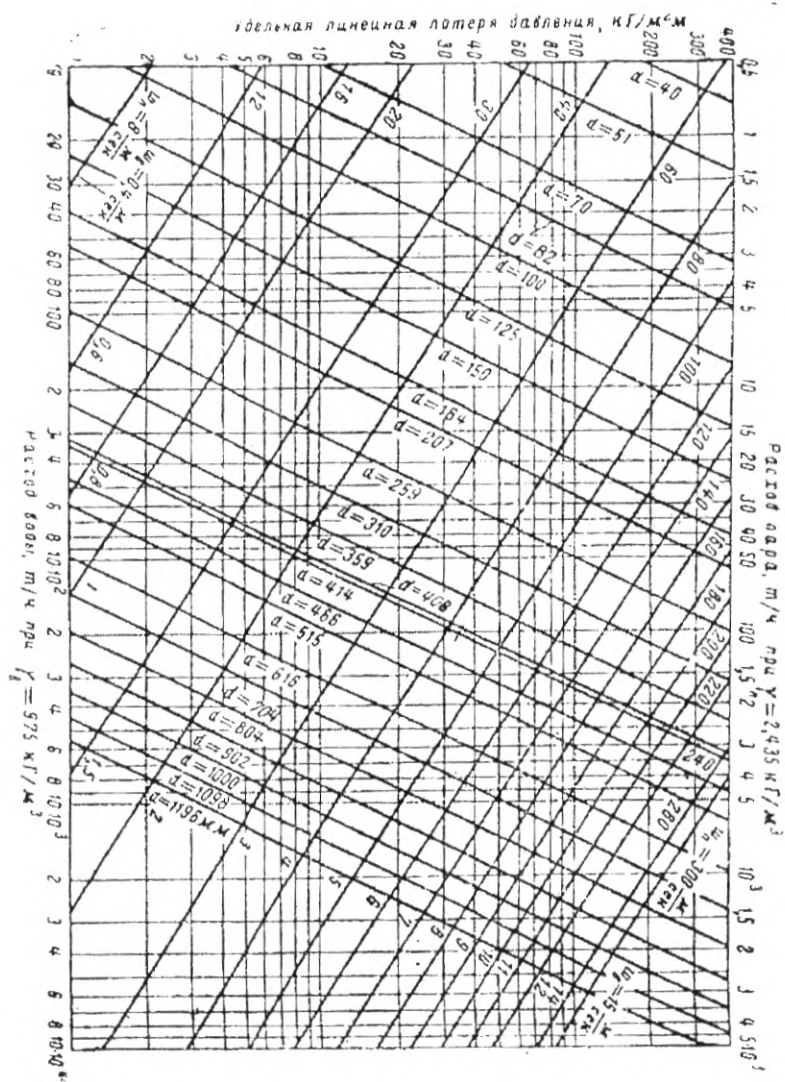
$$\text{Тройник (проход } G_3 / G = 0,7): \quad I \times 1,26 \times 22 = 27,7 \text{ , м}$$

$$\text{Задвижка :} \quad 2 \times 1,26 \times 5,07 = 12,7 \text{ , м}$$

$$\text{П - образные компенсаторы:} \quad 4 \times 1,26 \times 42,2 = 212,7 \text{ , м}$$

$$L_{\text{пр III}} = l_{III} + l_{\text{экв III}} = 400 + 253 = 653 \text{ , м}$$

Проводим первое уточнение падения давления и среднего абсолютного давления пара на участках.



5-Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов.

$$\Delta P_I = \frac{R_{I1} l}{\rho_I} \cdot L_{np.I} = \frac{7,0}{2,89} \cdot 1477 = 3577, \text{ кгс / м}^2 = 0,36, \text{ атм} = 0,35, \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{II} = \frac{R_{II} \rho_{II}}{\rho_{II}} \cdot L_{np.II} = \frac{5,5}{2,66} \cdot 1645 = 3401, \text{ кгс / м}^2 = 0,34, \text{ атм} = 0,33, \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{III} = \frac{R_{III} \rho_{III}}{\rho_{III}} \cdot L_{np.III} = \frac{7,0}{1,88} \cdot 653 = 2431, \text{ кгс / м}^2 = 0,25, \text{ атм} = 0,24 \text{ МПа}$$

$$P_I = P_0 - \frac{\Delta P_I}{2} = 7 - \frac{0,36}{2} = 6,82 \text{ атм} = 6,68, \text{ МПа}$$

$$P_{II} = P_0 - \frac{\Delta P_{II}}{2} = 7 - \frac{0,34}{2} = 6,83, \text{ атм} = 6,69, \text{ МПа}$$

$$P_{III} = P_0 - \frac{\Delta P_{III}}{2} = 7 - \frac{0,25}{2} = 6,87, \text{ атм} = 6,73, \text{ МПа}$$

Потери тепла на участках:

$$Q_I = q_I \cdot (\tau_I - \Delta t) \cdot I_I = 1,40 \cdot (232 - 5) \cdot 800 = 254240 \text{ ккал/час} \\ = 1065265, \text{ кДж/час};$$

$$Q_{II} = q_{II} \cdot (\tau_{II} - \Delta t) \cdot I_{II} = 1,38 \cdot (215 - 5) \cdot 900 = 260820 \text{ ккал/час} \\ = 1092836, \text{ кДж/час};$$

$$Q_{III} = q_{III} \cdot (\tau_{III} - \Delta t) \cdot I_{III} = 1,32 \cdot (202 - 5) \cdot 400 = 104016 \text{ ккал/час} \\ = 435827, \text{ кДж/час};$$

Уточняем величины падения температуры пара и средней температуры пара на участках при $C = 0,51$ (ккал / кг.град).

$$\Delta \tau_I = \frac{Q_I}{G_I \cdot C} = \frac{254240}{50000 \cdot 0,51} = 10,2 \text{ рад};$$

$$\tau_I = \tau_0 - \frac{\Delta \tau_I}{2} = 240 - \frac{10}{2} = 235,0 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta \tau_{II} = \frac{Q_{II}}{G_{II} \cdot C} = \frac{260820}{34000 \cdot 0,51} = 15,2 \text{ рад};$$

$$\tau_{II} = \tau_0 - \Delta \tau_I - \frac{\Delta \tau_{II}}{2} = 240 - 10 - \frac{15}{2} = 223,0 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta \tau_{III} = \frac{Q_{III}}{G_{III} \cdot C} = \frac{104016}{20000 \cdot 0,51} = 10,2 \text{ рад};$$

$$\tau_{III} = \tau_0 - \Delta \tau_I - \Delta \tau_{II} - \frac{\Delta \tau_{III}}{2} = 240 - 10 - 15 - 5 = 210,0 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Уточняем величину среднего удельного веса пара:

$$\rho_I = 2,92, \text{ кг / м}^3; \rho_{II} = 2,79, \text{ кг / м}^3; \rho_{III} = 2,44, \text{ кг / м}^3;$$

Действительное удельное линейное падение давления:

$$R_I = \frac{R_I \rho_I}{\rho_I} = \frac{7,0}{2,92} = 2,39, \quad \text{кг / м}^2 \cdot \text{м} = 23,9, \text{ Па / м}$$

$$R_{II} = \frac{R_{II} \rho_{II}}{\rho_{II}} = \frac{5,5}{2,79} = 1,97, \quad \text{кг / м}^2 \cdot \text{м} = 19,7, \text{ Па/м}$$

$$R_{III} = \frac{R_{III} \rho_{III}}{\rho_{III}} = \frac{7,0}{2,44} = 2,87, \quad \text{кг / м}^2 \cdot \text{м} = 28,7, \text{ Па/м}$$

Действительное падение давления пара на участках I, II, III:

$$\Delta P_I = R_I \cdot L_{\text{пр. I}} = 2,39 \cdot 1477 = 3530, \text{ кг / м}^2 = 35300, \text{ Па}$$

$$\Delta P_{II} = R_{II} \cdot L_{\text{пр. II}} = 1,97 \cdot 1645 = 3240, \text{ кг / м}^2 = 32400, \text{ Па}$$

$$\Delta P_{III} = R_{III} \cdot L_{\text{пр. III}} = 2,87 \cdot 653 = 1873, \text{ кг / м}^2 = 18730, \text{ Па}$$

Действительные абсолютные давления пара в конце участка I и у потребителя I:

$$P_{IK} = P_0 - \Delta P_I = 7000 - 3530 = 66470, \text{ кг / м}^2 = 6,65 \text{ ат} = 6,52, \text{ МПа};$$

$$P_{IIK} = P_0 - \Delta P_{II} = 66470 - 3240 = 63230 \text{ кг / м}^2 = 6,32 \text{ ат} = 6,19, \text{ МПа};$$

$$P_I = P_{IIK} - \Delta P_{III} = 63230 - 1873 = 61353, \text{ кг / м}^2 = 6,13 \text{ ат} = 6,0, \text{ МПа};$$

Поскольку при полученных значениях P_{IK} , P_{IIK} и P_I средние давления пара на участках будут мало отличаться от принятых после первого уточнения, то дальнейшего пересчета не производим. Результаты расчета сводим в табл.2.5.

б) Расчет ответвления IV.

Рассматриваемый перепад давлений:

$$\Delta P_{IV} = P_{IK} - P_2 = 66470 - 50000 = 16470, \text{ кг / м}^2 = 0,16, \text{ МПа}$$

Допускаемое удельное линейное падение давления:

$$R_{IV} = \frac{\Delta P_{IV}}{\ell_{IV}(1+\alpha)} = \frac{16470}{400(1+0,4)} = 29,4, \text{ кг / м}^2 \cdot \text{м} = 294, \text{ Па / м}$$

Средние параметры пара на участке:

$$P_{IV} = P_{IK} = \frac{\Delta P_{IV}}{2} = 6,6 - \frac{1,6}{2} = 5,8, \text{ кг / м}^2$$

$$\tau_{IV} = \tau_{IK} - \frac{2 - (\rho_{IV}/100)}{2} = 240 - 10 - \frac{2,4}{2} = 226,0^\circ\text{C}$$

Средний удельный вес пара $\rho = 2,75 \text{ кг/м}^3$

$$R_{IV} \rho_{IV} = 29,4 \cdot 2,75 = 810, \text{ Н} \cdot \text{кг} / \text{м}^6$$

$$d_{IV} = 207, \text{ мм}$$

Прежним образом определяем приведенную длину участка IV:

$$L_{\text{пр IV}} = L_{IV} + L_{\text{экв}} = 400 + 142 = 542, \text{ м.}$$

Уточняем падение давления и среднее давление пара.

$$\Delta P_{IV} = \frac{R_{IV} \rho_{IV}}{\rho_{IV}} \cdot L_{\text{пр IV}} = \frac{81}{2,75} \cdot 542 = 15964, \text{ кг} \cdot \text{м}^3 = 1,6, \text{ атм} = 1,57, \text{ МПа};$$

$$P_{IV} = P_{IK} - \frac{\Delta P_{IV}}{2} = 6,65 - \frac{1,6}{2} = 5,85, \text{ атм} = 5,76, \text{ МПа}$$

$$Q_{IV} = q_{IV} \cdot (\tau_{IV} - \Delta t) \cdot L_{IV} = 0,903 (226 - 5) \cdot 400 =$$

$$= 79,560, \text{ ккал/час} = 333356, \text{ кДж/час}$$

Уточняем падение температуры пара и среднюю температуру пара:

$$\Delta \tau_{IV} = \frac{Q_{IV}}{G_{IV} \cdot C} = \frac{79560}{16000 \cdot 0,51} = 10,0^\circ\text{C}$$

$$\tau_{IV} = \tau_0 - \tau_I - \frac{\tau_{IV}}{2} = 240 - 10 - \frac{10}{5} = 225,0^\circ\text{C}$$

Уточненный удельный вес пара:

$$\rho_{IV} = 2,84, \text{ кг/м}^3$$

Действительное удельное линейное и полное падение давления на участке IV:

$$R_{IV} = \frac{R_{IV} \cdot \rho_{IV}}{\rho_{IV}} = \frac{81}{2,84} = 28,5, \text{ кг/м}^2 = 285, \text{ Па/м}$$

$$\Delta P_{IV} = R_{IV} \cdot L_{III-IV} = 28,5 \cdot 542 = 15458 \text{ , кг/м}^2 = \\ = 0,15 \text{ , МПа}$$

Действительное абсолютное давление пара у потребителя 2:

$$P_2 = P_{IK} - \Delta P_{IV} = 66470 - 15485 = 51012 \text{ , кг/м}^2 = 5,1 \text{ ат} = \\ = 4,99 \text{ , МПа}$$

Аналогично рассчитываем ответвление V и результаты расчетов сводим в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Уч- ас- то- к	G, т/ч	Предварительный расчет				Окончательный расчет					
		L, м	ΔP, Па	R ρ Н.кг м ⁶	d, мм	d, мм	R ρ Н.кг м ⁶	L _{пр.} , м	P _{ср} , МПа	τ _{ср} , °C	ΔP, Па
I	50	800	37600	81	540	515	70	1477	6,6	235	35300
II	34	900	42300	74	470	464	55	1645	6,6	223	32400
III	20	400	18800	54	370	359	70	653	6,7	210	18730
IV	16	400	164700	810	207	207	810	542	5,7	225	154580
V	14	300	132300	820	207	207	810	415	5,6	211	132340

Теперь определим отпуск тепла одному из абонентов двухтрубной водяной тепловой сети, у которых расход воды по водомеру за отопительный период 4650 часов оказался равным: В_а = 930000 т. Отпущенное тепло с ТЭЦ за сезон берется из годового графика тепловой нагрузки, которое в нашем случае равно $Q_{год}^{мощ} = 120240$ Гкал. При расчете температурный перепад у всех потребителей принимается одинаковым, а расход воды постоянным. Тепловые потери за счет теплопередачи на основании испытаний при средней температуре воды $\tau'_{ср} = 70^{\circ}\text{C}$ и средней температуре грунта $t'_{гр} = 4^{\circ}\text{C}$ составили

$Q'_{тп} = 0,8$ Гкал/час. Утечка воды из сети за сезон составила В_{ут} = 1500 т.

Тепловые потери за счет теплопередачи за отопительный сезон через водяные сети:

$$Q_{III} = \frac{\tau_{ср} - t_{х.з.}}{\tau_{ср} - t_{ср}} = 0,8 \cdot 10^6 \cdot \frac{65 - 5}{70 - 4} = 524 \cdot 10^6, \text{ ккал} =$$

$$= 2195 \cdot 10^6, \text{ кДж},$$

Тепловые потери вследствие утечки:

$$Q_{ут.} = B_{ут.} \cdot C \cdot (\tau_{ср} - t_{х.з.}) = 1500 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot (65 - 5) =$$

$$= 90 \cdot 10^6, \text{ ккал} = 377 \cdot 10^6, \text{ кДж}$$

Полезный отпуск тепла абонентам:

$$Q_{пол} = Q_{тэц} - Q_{III} - Q_{ут.} = (120240 - 524 - 90) \cdot 10^6 =$$

$$= 119626 \cdot 10^6, \text{ ккал} = 501233 \cdot 10^6, \text{ кДж}$$

Средний температурный перепад у абонентов :

$$\delta\tau = \frac{Q_{пол.}}{(B_I + B_{II} + B_{III})C} = \frac{119626 \cdot 10^6}{3720000 \cdot 10^3 \cdot 1} = 32,0^\circ \text{C}$$

$(B_I + B_{II} + B_{III})$ - общий расход воды за сезон,
 C - теплоемкость воды.

Отпуск тепла абоненту:

$$Q_a = B_a \cdot C \cdot \delta\tau = 930000 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 32 =$$

$$= 29760 \cdot 10^6 \text{ ккал} = 124694 \cdot 10^6, \text{ кДж};$$

По выше найденным значениям определяем удельные приведенные затраты для транспортировки 1 Гкал тепла по двухтрубной водяной тепловой сети, включая сюда величину P_n , K , отчисления по сети (на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание сети и пр.) расходы, связанные с теплопотерями и расходы на перекачку воды. Суммарная длина водяной отопительной сети :

$$\Sigma L = L_I + L_{II} + L_{III} + L_{IV} + L_V = 2100, \text{ м}$$

Определяем материальные характеристики для каждого участка:

$$M_I = d_I \cdot L_I = 0,408 \cdot 400 = 160 \text{ м}^2$$

$$M_{II} = d_{II} \cdot L_{II} = 0,359 \cdot 400 = 144 \text{ м}^2$$

$$M_{III} = d_{III} \cdot L_{III} = 0,309 \cdot 600 = 180 \text{ м}^2$$

$$M_{IV} = d_{IV} \cdot L_{IV} = 0,184 \cdot 200 = 36 \text{ м}^2$$

$$M_V = d_V \cdot L_V = 0,207 \cdot 500 = 100 \text{ м}^2$$

$$\Sigma M = 620 \text{ м}^2$$

Капиталовложения и ежегодные приведенные затраты по тепловой сети:

(экономические показатели рассчитываем по курсу сума на 1985 год)

$$K_{T.C} = A \cdot \Sigma L + B \cdot \Sigma M = 5 \cdot 2100 + 160 \cdot 620 = 109700 \text{ сум.}$$

$$P_H \cdot K_{T.C} + S_{T.C} = (P_H + f) = (0,15 + 0,055) \cdot 109700 = \\ = 21940 \text{ , сум/год.}$$

Материальная характеристика тепловой сети, отнесенная к наружной поверхности тепловой изоляции:

$$M_{\text{усл.}} = M + 0,15 \cdot \Sigma L = 620 + 0,15 \cdot 2100 = 935 \text{ , м}^2$$

Тепловые потери за год и эксплуатационные расходы, связанные с этими потерями:

$$Q_{T.H} = E \cdot M_{\text{усл.}} = 1,54 \cdot 935 = 1440 \text{ , Гкал/год} = 6034 \text{ ГДж/год;}$$

$$S_{T.H} = z_T \cdot Q_{T.H} = 4,5 \cdot 1440 = 6480 \text{ сум/год;}$$

Эксплуатационные расходы на перекачку воды:

$$\mathcal{E} = \frac{B \cdot \Sigma \Delta H \cdot n}{367 \cdot \eta_{H.Y.}} = \frac{800 \cdot 97 \cdot 4650}{367 \cdot 0,65} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ кВт. ч / год;}$$

$$S_{\mathcal{E}} = Z_{\mathcal{E}} \cdot \mathcal{E} = 0,12 \cdot 1,5 \cdot 10^6 = 18193 \text{ , сум /год;}$$

Суммарные приведенные ежегодные затраты:

$$Z = P_H \cdot K_{T.C.} + S_{T.C.} + S_{T.H.} + S_{\mathcal{E}} = 21940 + 6480 + 18193 = \\ = 46613 \text{ , сум/год;}$$

Удельные приведенные затраты по транспорту 1 Гкал тепла составляет:

$$Z_{\text{уд}} = \frac{Z}{Q_{\text{год}}} = \frac{46613}{120240} = 0,38 \text{ , сум / Гкал} = 0,09 \text{ , сум / ГДж}$$

или $Z_{\text{уд}} = 380 \text{ сум/Гкал} = 90 \text{ сум/ГДж}$ по курсу сума на 2002 год.

III. Системы кондиционирования воздуха.

Основным назначением отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха является создание определенных условий, соответствующих санитарным требованиям. При этом создание климатических условий должно увязываться с требованиями технологии.

Вместе с этим поддержание определенных климатических условий способствует сохранности и долговечности строительных конструкций.

Существуют районы, в которых температура в зимнее время равна -80°C и районы с температурой в летнее время $+50\div 55^{\circ}\text{C}$. Примерно 30...40 % из сжигаемого топлива расходуется на системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Назначением системы кондиционирования воздуха является обеспечение постоянства предварительно заданных параметров воздуха по температуре и относительной влажности. Система кондиционирования воздуха обладает следующими функциями:

1. Фильтрация воздуха, т.е. очистка его от пыли, возникающей как внутри помещения так и поступающей снаружи.

2. Уничтожение запахов (дезодорация).

3. Сообщение воздуху определенных приятных запахов, например, запаха моря и леса.

4. Ионизация воздуха, увеличение концентрации ионов, положительно влияющих на здоровье человека.

5. Создание умеренной циркуляции воздуха с целью равномерного распределения температуры и влажности в помещении.

Создание этих условий или части их сопровождается появлением определенного шума, который пагубно влияет на здоровье человека. Основным решением этой проблемы является удаленность установок кондиционирования от потребителя.

Системы кондиционирования, призванные для обеспечения климатических условий для труда и отдыха людей, называются комфортными.

Большое количество кондиционеров применяется на транспорте, в быту и промышленности.

3.1. Тепловой и влажностный режим помещений

Человеческий организм в процессе жизни постоянно выделяет тепло и влагу. Чтобы физиологические процессы организма протекали нормально необходимо, чтобы окружающая среда была комфортной, т.е. способной поглотить тепло и влагу.

Тепло передается окружающей среде конвекцией и излучением. С другой стороны, окружающая среда не должна иметь низкую температуру, чтобы не вызвать простудных заболеваний.

Теплоустойчивость ограждений

Тепловые процессы в помещениях не бывают стационарными: меняется тепловыделение в помещениях и меняется температура окружающей среды в течение дня.

Под их влиянием в ограждениях меняются и тепловые потоки.

Свойство ограждений сопротивляться влиянию температуры и тепловых потоков называется теплоустойчивостью ограждения. Свойство теплоустойчивости проявляется в том, что волна колебаний температур гасится в толщине ограждения. По направлению тепловой волны амплитуда колебания его движения постоянно уменьшается и превращается в ноль.

Способность ограждения периодически аккумулировать какое-то количество тепла и отдавать ее окружающей среде под влиянием гармонических колебаний температур определяют коэффициентом усвоения. Он представляет собой отношение амплитуды колебаний теплового потока к амплитуде колебаний температуры поверхности.

Теплозащитные свойства ограждений

Теплозащитные свойства ограждений определяются по двум показателем:

1. Сопротивление теплопередаче и теплоустойчивости. Сопротивление теплопередаче должно быть таким, чтобы обеспечить в помещении санитарно-гигиенические условия и условия, соответствующие требованиям технологического производства.

Минимально допустимые сопротивления теплопередаче, при которой в зимнее время соблюдаются санитарно-гигиенические условия, называются требуемым сопротивлением теплопередаче.

2. Требования к теплозащитным свойствам ограждений в гигиеническом отношении сводятся к тому, чтобы температура на внутренней поверхности ограждений была такой, при которой люди, находящиеся в помещении, не испытывали бы сильного радиационного охлаждения со стороны этой поверхности. Кроме того, эта температура не должна вызывать конденсации влаги воздуха на поверхности ограждений. Это ухудшает санитарно-гигиеническое состояние помещений.

Чтобы не было конденсации влаги на поверхности, температура внутренней поверхности должна быть больше температуры точки росы водяных паров, содержащихся в воздухе.

Конденсат на поверхности ограждения ухудшает техническое качество его и влажные ограждения быстро выходят из строя чисто механически.

Поэтому следует выполнять требование: $t_{вн} > t_{т.р.}$
Теплоустойчивость ограждений оценивается по величине тепловой мощности:

$$D = \sum R_n S_n$$

R - сопротивление теплопередаче;

S - коэффициент теплоусвоения.

При одинаковых величинах сопротивления теплопередаче для двух типов ограждений температуры их внутренней поверхности могут быть разными в зависимости от их тепловой массивности.

Так, при изменении температуры окружающего воздуха для двух типов ограждений с одинаковым значением сопротивления теплопередаче, в ограждении с большой тепловой массивностью температура внутренней поверхности будет выше.

Тепловая массивность	$D < 4$	$4 < D < 7$	$D > 7$
Расчетная температура а (зимний)	t_1	$\frac{t_1 + t_3}{2}$	t_3

t_3 - средняя температура самой холодной пятидневки

Дополнительные теплопотери через ограждения.

Дополнительные теплопотери задаются в % к основным теплопотерям.

1. Добавка на ориентацию относительно сторон света.
2. Добавка на обдуваемость ветром наружных ограждений (для районов со скоростью ветра 5 м/с - 5 % ; 10 м /с - 10%). Добавку увеличивают в 2 раза (10 %) - для районов со скоростью ветра больше 10 м/с).
3. Добавка для продуваемых угловых помещений - 5 %.
4. Добавка для выветривания воздуха через ворота в производственных помещениях - 30 %.
5. Добавка для нагревания воздуха, поступающего через щели инфильтрацией - 30...40%.

Выбор расчетных внутренних и наружных параметров воздуха.

Для комфортного кондиционирования внутренние параметры воздуха рассчитываются на поддержание оптимальных условий для нормального самочувствия людей. А для технологического кондиционирования - на поддержание условий технического производства. Если точность поддержания внутренних расчетных параметров в задании не оговаривается, то температуру необходимо поддерживать в пределах $\pm 1^{\circ}\text{C}$, а относительную влажность $\pm 7\%$.

Расчетные внешние параметры (РВП) принимаем трех категорий: А; Б; В.

Для холодного периода в качестве РВП принимаются:

- по категории А - средняя температура самого холодного месяца в 13.⁰⁰ часов дня;
- по категории Б - средняя температура самой холодной пятидневки в 13.⁰⁰ часов дня самого холодного месяца;
- по категории В - абсолютная минимальная температура, которая случается в данной местности самого холодного месяца в 13.⁰⁰ часов дня.

Для теплого периода за наружную расчетную температуру по категории А принимается средняя температура в 13.⁰⁰ часов самого жаркого дня (энтальпия, относительная влажность).

Для категории Б - температура более высокая, которая наблюдается в данной местности не более 220 часов в течение года (энтальпия, относительная влажность).

Для категории В - абсолютная максимальная температура, когда-либо встречавшаяся в данной местности, и энтальпия, соответствующая этой температуре.

Необходимо помнить, что повышение внутренних расчетных параметров в зимнее время и занижение их в летнее время, (а также завышение наружных РП в летнее время и занижение в зимнее время) при проектировании влечет за собой увеличение капитальных затрат.

Обычно для музеев, архивов расчетные параметры необходимо принимать по категории "В".

Промышленные здания для комфортного кондиционирования относят к категории "А".

Общественные здания, гостиницы, кинотеатры, административные здания относятся к категории "Б".

Классификация систем кондиционирования воздуха

I. По целевому назначению системы кондиционирования подразделяются на комфортные и технологические:

Комфортные предназначены для создания условий труда и отдыха людей, а технологические - для создания условий технологии производства.

II. По внутреннему устройству кондиционеры бывают автономные и неавтономные.

Автономные кондиционеры включают в себя все оборудование, необходимое для обработки воздуха. К этим оборудованьям относятся электрокалориферы, которые служат для нагревания воздуха и холодильные машины - для охлаждения воздуха.

Извне к автономным кондиционерам подводится только электроэнергия для включения в работу электродвигателя и вода для охлаждения конденсатора холодильной машины.

А к неавтономным кондиционерам подводится электроэнергия для работы двигателя.

Теплоноситель подводится из теплосети для работы нагревателя воздуха, хладоноситель - для работы воздухоохладителя.

По размещению кондиционеров по отношению к обслуживаемому зданию они подразделяются на центральные и местные.

Центральные кондиционеры обрабатывают всё количество воздуха, необходимое для всего здания и по воздуховодам его направляют в каждое отдельное помещение.

По давлению, развиваемому вентиляторами, они бывают низкого давления (до 100 кг/м^2 или $10,01 \text{ атм}$), среднего давления (до 300 кг/м^2), и высокого давления (выше 300 кг/м^2).

Центральные кондиционеры бывают одноканальные и 2-х канальные

В 2-х канальных системах в помещении подводится горячий воздух по 1-му каналу и холодный воздух по другому.

Местные кондиционеры устанавливаются непосредственно в обслуживаемом помещении. Они бывают автономные и неавтономные. Местные неавтономные кондиционеры включают в себя теплообменники, в которые летом подается холодная вода и воздух, также вентиляторы воздуха с последующей подачей его через эти теплообменники в помещения.

Достоинства и недостатки центральных и местных кондиционеров.

I. Центральные кондиционеры устанавливаются в специальных помещениях.

Для них требуется также система воздуховодов, которая занимает полезную площадь и ухудшает интерьер помещения.

II. Центральные местные кондиционеры собираются из отдельных секций, поэтому требуются большие монтажные работы.

III. Автономные местные кондиционеры поступают с завода в абсолютно готовом виде. Их монтаж и эксплуатация сводятся только к подключению к электросети и они не требуют воздуховодов, так как устанавливаются непосредственно в охлаждаемых ими помещениях.

IV. Для их эксплуатации не нужен штат работников в отличие от центральных кондиционеров.

V. Автономные местные кондиционеры занимают часть светового проема и обладают самым главным недостатком - повышенным уровнем шума, а центральные кондиционеры можно расположить на достаточном расстоянии от потребителей, поэтому от них на окружающих людей воздействует гораздо меньше шума.

3.2. Автономный бытовой кондиционер типа БК

Все узлы кондиционера собираются на металлическом поддоне (рис.3.1). Сверху одевается металлическая крышка. Корпус кондиционера делится на 2 части теплоизолирующей перегородкой 13, поэтому кондиционер состоит из 2 отсеков: I-холодный отсек и II-горячий отсек.

В горячем отсеке (II), который располагается со стороны улицы, находятся тепловыделяющие элементы 8-9 и шумные узлы кондиционера.

С помощью центробежного вентилятора 3 обеспечивается циркуляция комнатного воздуха через испаритель 2. Этот воздух очищается от пыли в фильтре 1, затем охлаждается при прохождении через испаритель 2 и возвращается в помещение.

За счет тепла комнатного воздуха в испарителе кипит хладагент-фреон 22. Пары хладагента засасываются компрессором 5 из испарителя через расширитель 4. В расширителе испаряются захваченные вместе с паром капельки хладагента. Таким образом, расширитель предотвращает попадание влаги в компрессор.

Компрессор кондиционера герметичный, ротационный. В компрессоре во избежание утечек хладагента электродвигатель располагают в одном корпусе с компрессором. Это вызывает необходимость охлаждения обмоток электродвигателя. Для нормальной работы электродвигателя температура его обмотки не должна превышать 105 °С.

При высоких температурах происходит размягчение изоляции и разрушение ее. Для такого охлаждения предусмотрен теплообменник 8.

Конденсатор и испаритель кондиционера представляет собой змеевиковый аппарат из медных трубок диаметром 10 мм. На трубки наложены металлические ребра. Конденсатор снаружи обдувается наружным воздухом с помощью осевого вентилятора 7.

В конденсаторе хладон, сталкиваясь с холодной стенкой труб конденсатора, конденсируется.

Во вторых, в конденсаторе происходит высвобождение теплоты конденсации и выброс ее в окружающую среду. Вместе с теплотой конденсации выбрасывается теплота механической работы электродвигателя

Таким образом, конденсатор выполняют 2 функции:

1. Превращение парообразного хладагента в жидкий.
2. Выброс теплоты, которую хладагент забрал из воздуха помещения, также теплоты работы электродвигателя в окружающую среду.

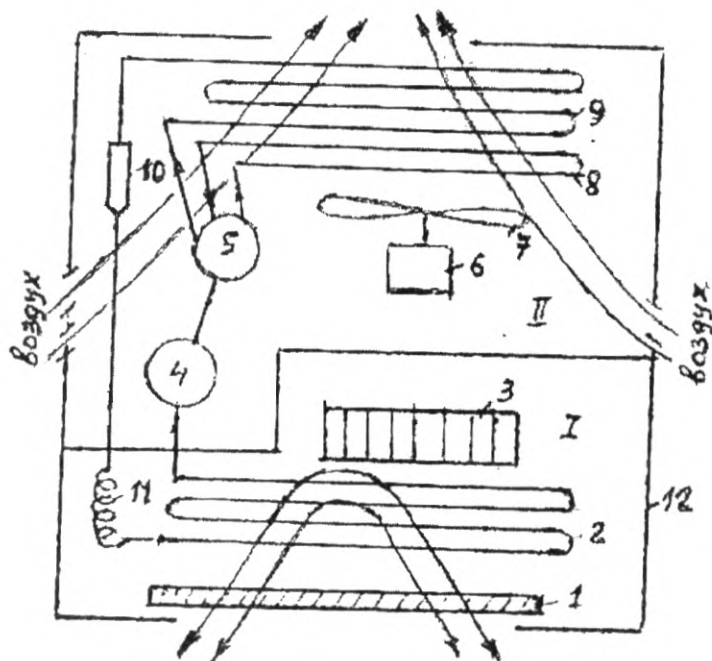


Рис. 3.1 Устройство автономного кондиционера типа БК

1 - фильтр, 2 - испаритель, 3- центробежный вентилятор, обслуживающий испаритель, 4 - расширитель, 5 - компрессор, 6 - электродвигатель, 7 - осевой вентилятор, обслуживающий конденсатор и теплообменник, 8 - теплообменник, 9-конденсатор, 10- фильтр-осушитель, 11- капиллярная трубка, 12- корпус, 13- стенка, перегородка

Благодаря этому возможно совершение следующего цикла. Жидкий хладон из конденсатора проходит через фильтр-осушитель 10. Здесь в фильтре происходит также очищение от мелких частичек, оставленных при сборке кондиционера или попавших при зарядке ее.

Затем хладон проходит через капиллярную трубку 11 диаметром 1 и 2 мм, поэтому очистка хладона очень важна. Кроме того, в фильтре-осушителе хладон проходит через осушительный патрон, заполненный силикагелем, который абсорбирует влагу (капельки воды). В противном случае эта вода может замерзнуть в капиллярных трубках и система застынет.

В капиллярных трубках происходит дросселирование хладона, т.е. понижение давления с высокого до давления испарения. Благодаря этому хладон может кипеть в испарителе при низкой температуре, после капиллярной трубки парожидкостная смесь поступает в испаритель и цикл повторяется.

3.3. Центральные кондиционеры

Центральные кондиционеры изготавливаются с типовыми и со специальными схемами обработки воздуха.

Типовые базовые схемы предусматривают минимальное количество секций для обработки воздуха. В том случае, когда невозможно обеспечить обработку воздуха с помощью базовой схемы, разрабатываются специальные схемы кондиционеров, дополняя базовые схемы необходимыми секциями.

Производительность типовых центральных кондиционеров КТЦ лежит в пределах от 30 до 300 тысяч $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха.

Секции у кондиционеров разделяются на рабочие и вспомогательные (рис.3.2). В рабочих секциях производится обработка воздуха, а вспомогательные секции предназначены для обслуживания рабочих секций. Поэтому при сборке рабочие и вспомогательные секции чередуются одна за другой. К рабочим секциям относятся воздухоподогреватель, оросительные камеры, фильтры, смесительные камеры.

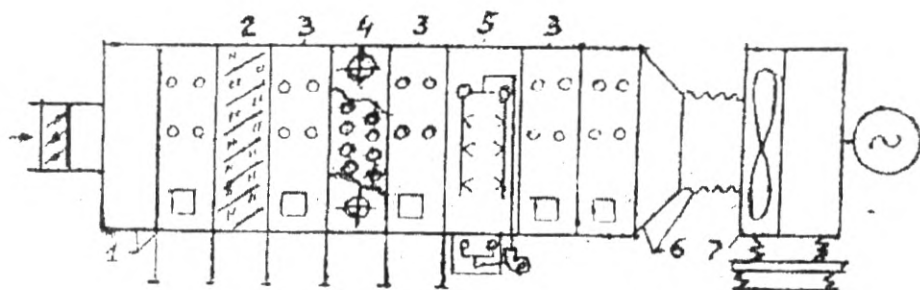


Рис. 3.2 Схема центральных кондиционеров.

1 - блок-приемник; 2 - фильтр; 3 - камера обслуживания;
4 - воздухонагреватель первого блока; 5 - оросительная камера;
6 - воздухонагреватель второго подогрева; 7 - блок
присоединительный; 8 - блок вентиляторный.

IV. Расчет системы кондиционирования воздуха.

4.1. Определение тепловыделений.

Источниками тепловыделений в общественных зданиях являются электросветильники и люди, находящиеся в помещении.

Источниками тепловыделений в производственных помещениях могут быть:

- люди, работающие в помещении;
- наружные ограждения - стены, окна, двери, полы, кровля;
- солнечная радиация;
- производственные оборудования;
- электросветильники и электронагревательные приборы;
- нагретое производственное оборудование;
- остывающие материалы и полуфабрикаты;
- продукты сгорания и химических реакций;

- теплопоступления от инфильтрации;
- теплопоступления при конденсации водяных паров.

Количество тепла, выделяемого людьми, находящимися в помещении, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ном}} = q \cdot n \text{ кДж/кг}, \quad (4.1)$$

где q - количество тепла, выделяемого одним человеком, обычно

$$q = 125 \div 580 \text{ кДж/чел},$$

n - количество людей в помещении.

Поступление тепла от солнечной радиации.

Для общественных зданий тепло солнечной радиации составляет до 30% в общем балансе теплопоступлений. Расчетное количество тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности равно $q_p = 250-700 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{час}$.

Поступление тепла в помещение через 1 м^2 чердачного перекрытия можно принимать в среднем 21 кДж/час .

Поступление тепла при работе электродвигателей и другого оборудования определяется по формуле:

$$Q_{\text{э}} = 860 N_{\text{уст}} \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \quad (4.2)$$

где $N_{\text{уст}}$ - установленная мощность электродвигателей, кВт

η_1 - коэффициент одновременности работы оборудования равен $0,5-1,0$;

η_2 - коэффициент загрузки оборудования равен $0,5 \div 0,8$

η_3 - коэффициент использования установленной мощности равен $0,7-0,8$

η_4 - коэффициент ассимиляции тепла воздухом помещения, учитывающий ту часть фактически затрачиваемой механической энергии, которая передается в виде тепла воздуху. Для текстильных цехов он равен $1,0$, а для насосных станций равен $0,1$.

Если считать, что $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$, то можно принимать для механических цехов $\eta_{\text{общ}} = 0,25$ и для текстильных фабрик $\eta_{\text{общ}} = 0,9$.

Тепловыделения от электрического освещения и электронагревательных приборов определяются по формуле:

$$Q_{эл} = 860 \cdot N, \quad \text{ккал/час} \quad (4.3)$$

где N - установленная мощность осветительной и нагревательной аппаратуры, кВт.

Тепловыделения от нагретого производственного оборудования определяются по следующей формуле:

$$Q_{общ} = K \cdot F (t_{вн} - t_{пом}) \quad \text{кДж/час} \quad (4.4)$$

где: K - общий коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, $\text{кДж/м}^2 \text{ час.град}$;

F - теплоотдающая поверхность, м^2 ;

$t_{вн}$ - температура внутри агрегата, град;

$t_{пом}$ - температура в помещении, град.

Если известны средние температуры наружных теплоотдающих поверхностей агрегата, то, зная материал наружной поверхности, а следовательно, и коэффициент его теплоотдачи, путем лучеиспускания и конвекции тепловыделения в воздух помещения можно определить по формуле:

$$Q_{общ} = F \{ K_k (t_{пов} - t_{пом})^{1,25} + C_{л} (T_{пов} / 100)^4 - (T_{пом} / 100)^4 \} \quad (4.5)$$

где F - теплоотдающая поверхность, м^2 ;

α_k - коэффициент конвекции ($10 \div 12 \text{ кДж/м}^2 \text{ час.град.}$) ;

$t_{пов}$ - температура нагретой поверхности, град;

$t_{пом}$ - температура воздуха помещения, град;

$C_{л}$ - коэффициент лучеиспускания.

Тепловыделения от остывающих материалов и полуфабрикатов.

Тепло, выделяемое материалом при переходе его из жидкого в твердое состояние, определяется по формуле:

$$Q_M = G \cdot B \cdot [C_{\text{ж}} (t_{\text{нал}} - t_{\text{пл}}) + i + C_{\text{т}} (t_{\text{пл}} - t_{\text{к}})] \quad \text{кДж/час} \quad (4.6)$$

где: G - вес материала, кг;

B - коэффициент, учитывающий интенсивность выделения тепла по времени, зависящий от веса материала;

i - теплота плавления материала, кДж/кг;

$t_{\text{к}}$ - конечная температура остывания материала, град.

Расход тепла на нагревание мелких предметов, поступающих в помещение, определяется по формуле:

$$Q_M' = 0,5 G C (t_{\text{пом}} - t_M), \quad \text{кДж/час}$$

где: G - вес поступившего в течение часа материала, кг;

t_M - температура поступающего материала, град.

Тепловыделения от продуктов сгорания и химических реакций определяются по формуле:

$$Q_X = G \cdot Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_X, \quad \text{кДж/час} \quad (4.7)$$

где: G - расход горючего, кг/час;

$Q_{\text{н}}^p$ - теплотворная способность горючего, кДж/кг;

η_X - коэффициент неполноты сгорания горючего, принимаемый, равным в пределах 0,90... 0,97.

Тепловыделения от нагретых поверхностей укрытий, воздуховодов и турбопроводов определяются по формуле:

$$Q_{\text{укр}} = K F (t_{\text{ср}} - t_{\text{пом}}), \quad \text{кДж/час} \quad (4.8)$$

где: $t_{\text{ср}}$ - температура среды под укрытием в воздуховоде, град.

Тепловыделения от поверхности нагретой воды определяются по формуле:

$$Q_{\text{воды}} = (4,9 + 3,5 \cdot v) (t_{\text{воды}} - t_{\text{возд}}) F, \quad \text{кДж/час} \quad (4.9)$$

где: v - скорость движения воздуха над водой, м / сек;
 $t_{\text{возд}}$ - температура воздуха, град;
 $t_{\text{воды}}$ - температура воды, град,
 F - поверхность воды, м².

Тепловыделения от электросварочных машин определяются по формуле:

$$Q_{\text{св}} = 860 \cdot 0,25 N \eta, \text{ кДж / час;} \quad (4.10)$$

где: N - средняя используемая мощность машины, кВт/час;
 η - коэффициент одновременности работы машин
 (при количестве более 10 машин $\eta=0,6$)
 0,25 - коэффициент, учитывающий водяное охлаждение сварочных машин.

4.2. Определение влаговыведений

Источниками влаговыведений в общественных зданиях являются люди, находящиеся в помещении.

Источниками влаговыведений в производственных помещениях могут быть люди, открытые водные поверхности, материалы высыхающие, процесс глажения белья и др., прорыв пара через неплотности; влажные поверхности оборудования и полов.

Влаговыведения от людей определяются по формуле:

$$W_{\text{л}} = d n, \text{ кг/час} \quad (4.11)$$

где: d - количество влаги, выделяемое одним человеком, кг/час
 (обычно $d = 0,03...0,07$ кг/час);
 n - количество людей, находящихся в помещении.

Влаговыведения с открытых водных поверхностей определяются по формуле Дальтона:

$$W_{\text{от}} = F (a + 0,0174 v) (P_{\text{нас}} - P_{\text{п}}) 760 / P_{\text{б}} \quad (4.12)$$

где: F - площадь испарения, м²;
 a - коэффициент, учитывающий подвижность воздуха
 (обычно $a = 0,022 - 0,05$);

v - скорость воздуха над испаряющей поверхностью, м / сек;

$P_{\text{нас}}$ - давление насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды, мм. рт.ст;

$P_{\text{п}}$ - парциальное давление водяного пара воздуха, в котором происходит испарение влаги, мм. рт.ст.

$P_{\text{б}}$ - барометрическое давление, мм. рт. ст.

Влаговыделения от влажных материалов в процессе их сушки определяются весовым методом (опытным путем), т.е. путем взвешивания их до и после сушки.

Количество влаги, вносимое с инфильтрующимся воздухом, определяется по формуле:

$$W_{\text{инф}} = G (d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) , \text{ кг/час} \quad (4.13)$$

где: G - количество инфильтрующегося воздуха, кг/час;

$d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ - влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, кг/кг.

Влаговыделения от химических реакций, например, процессов горения, определяются по данным этих реакций. При этом выделяется влаги, кг:

при сгорании	1 кг ацетилена	-----	0,7
то же	бензина	-----	1,4
то же	водорода	-----	9,0
то же	природного газа	-----	1,3

Прорыв пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций при правильной их эксплуатации сводится к минимуму, которым можно пренебречь. Но в некоторых случаях прорыв пара через неплотности соединений оценивается в 2 % от количества протекающего пара в данном оборудовании.

Влаговыделения со смоченной поверхности оборудования и полов при адиабатическом испарении могут быть определены по формуле:

$$W_{\text{п}} = 0,006 F (t_{\text{в}} - t_{\text{м.т}}), \text{ кг/час} \quad (4.14)$$

где F - смоченная поверхность оборудования и пола, м²;

$t_{\text{в}}$ - температура воздуха помещения по сухому термометру, град.

$t_{\text{м.т.}}$ - температура воздуха помещения по мокрому термометру, град.

Количество влаги, испаряющееся от металлообрабатывающих станков при работе с эмульсией, определяется по формуле:

$$W_{\text{э}} = 0,15 N, \text{ кг/час} \quad (4-15)$$

где: N - мощность установленного металлообрабатывающего оборудования, кВт.

Количество испаряющейся жидкости, кроме воды, определяется по формуле:

$$G_{\text{ж}} = m (0,000352 + 0,000786 v) P F, \text{ кг/час} \quad (4.16)$$

где: m - молекулярный вес жидкости;

v - скорость движения воздуха над источником испарения, м / сек;

P - упругость паров жидкости, насыщающих воздух при температуре жидкости, мм. рт. ст.;

F - поверхность испарения, м².

При испарении с поверхности водных растворов минеральных солей при концентрации последних до 25% по весу упругость паров можно принимать как упругость водяного пара.

Кроме влаговыделений, в помещении могут быть и влагопоглощения, как, например: поглощение влаги гигроскопическими материалами с химическими веществами, находящимися в помещении, которое определяется опытным путем, следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой:

$$W_{\text{изб}} = \sum W_{\text{выд}} - \sum W_{\text{пог}}, \text{ кг / час} \quad (4.17)$$

Очевидно, что в зависимости от конкретных условий баланс влаги в помещении может быть как положительный, так и отрицательный.

4.3 h - d диаграмма и ее применение в расчетах кондиционирования воздуха.

Некоторые характерные точки на h - d диаграмме.

h - d диаграмма, разработанная проф. Л.К. Рамзиным в 1918 г., представляет собой графическую зависимость параметров

влажного воздуха h ; d ; t ; ϕ и $P_{\text{п}}$ для заданного барометрического давления. Постоянные значения (const) этих параметров на диаграмме представлены линиями.

На h - d диаграмме любая точка обозначает вполне определенное физическое состояние воздуха.

Так, для воздуха, имеющего физическое состояние, характеризуемое точкой А (рис. 4.1) легко на h - d диаграмме прочесть все остальные параметры t_A ; d_A ; h_A ; ϕ_A ; P_A .

Если через точку А провести линию АВ постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$) до пересечения ее с линией $\phi = 100\%$, то получим точку В, которая представляет измененное состояние воздуха в точке А при его охлаждении до температуры t_B . Точка В называется точкой росы для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой А, а температура t_B - температурой точки росы.

Если этот же воздух состояния в точке А подвергнуть насыщению водяными парами при $t_A = \text{const}$, то его состояние при полном насыщении находится на пересечении линии t_A с линией $\phi = 100\%$ в точке В (рис.4.1). Точка В называется точкой насыщения для воздуха состояния в точке А при температуре t_A . В точке "В" также легко прочесть все параметры воздуха в новом его состоянии.

Если воздух состояния А охлаждать, увлажняя его без подвода и отвода тепла, то это изменение будет происходить при постоянном теплосодержании ($h = \text{const}$). Если провести через точку "А" линию $h_A = \text{const}$ до пересечения с линией насыщения $\phi = 100\%$, то получим точку "Г" и проходящую через нее линию температуры t_f . Эта точка называется точкой мокрого термометра, а температура t_f называется температурой мокрого термометра $t_{\text{м.т}}$ или предельной температурой адиабатического охлаждения воздуха. Все точки, лежащие на одной линии $h = \text{const}$, имеют одну и ту же постоянную $t_{\text{м.т}}$. Парциальное давление водяных паров для воздуха в точке "А" определяется точкой P_A , лежащей на пересечении линии d_A с линией парциального давления.

4.4 Характерные случаи изменения состояния воздуха и их изображение на h - d диаграмме.

В практике процессы изменения состояния воздуха протекают при постоянном выделении или отнятии тепла или влаги, а также при одновременном их выделении.

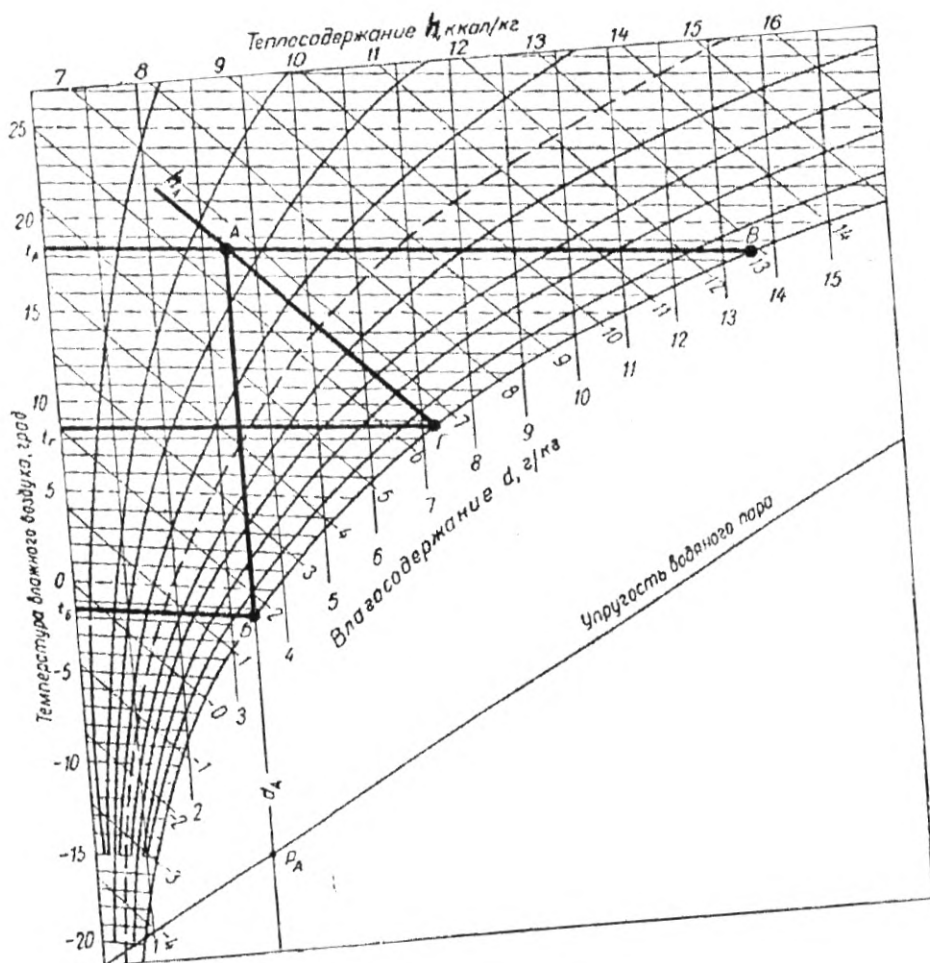


Рис.4.1. Некоторые характерные точки на h-d диаграмме.

Пусть, например, воздух с начальным состоянием, характеризующимся точкой А с параметрами t_A ; d_A ; h_A ; ϕ_A . требуется довести до состояния, характеризующегося точкой В с параметрами t_B ; d_B ; ϕ_B ; и h_B ; (рис. 4.2.).

Количество тепла, необходимое для процесса, будет:

$$Q = G (h_B - h_A), \quad \text{кДж/час} \quad (4-18)$$

где: G - количество воздуха, кг / час;
а количество влаги

$$W = G (d_B - d_A) \quad \text{кг/час} \quad (4-19)$$

Разделив уравнение (4-18) на уравнение (4-19), получим:

$$\varepsilon = \frac{G}{W} = \frac{h_B - h_A}{0,001 (d_B - d_A)} = \frac{\Delta h}{0,001 \Delta d} \quad \text{кДж/кг} \quad (4.20)$$

Такой процесс изменения состояния воздуха называется тепловлажностным процессом. Он показывает, какое количество тепла подводится или отводится к 1кг воздуха на 1кг влаги. Графически на h - d диаграмме он выражается отношением приращения ординат Δh к приращению абсцисс Δd . Это отношение определяет собой угол наклона прямой, изображающей процесс ε , к оси абсцисс. Эту прямую называют лучом тепловлажностного процесса или угловым масштабом h - d диаграммы.

Рассмотрим (рис.4.2.) некоторые случаи изменения состояния воздуха.

Первый случай. Воздух, характеризующийся точкой А, доводится до состояния, характеризующегося точкой В. При этом воздухом поглощается одновременно тепло и влага, причем $h > h_A$ и $d_B > d_A$.

В этом случае направление искомого луча процесса будет характеризоваться отношением:

$$\varepsilon_1 = \frac{h_B - h_A}{d_B - d_A} \cdot 1000 > 0$$

и соответствовать нагреванию и увлажнению воздуха.

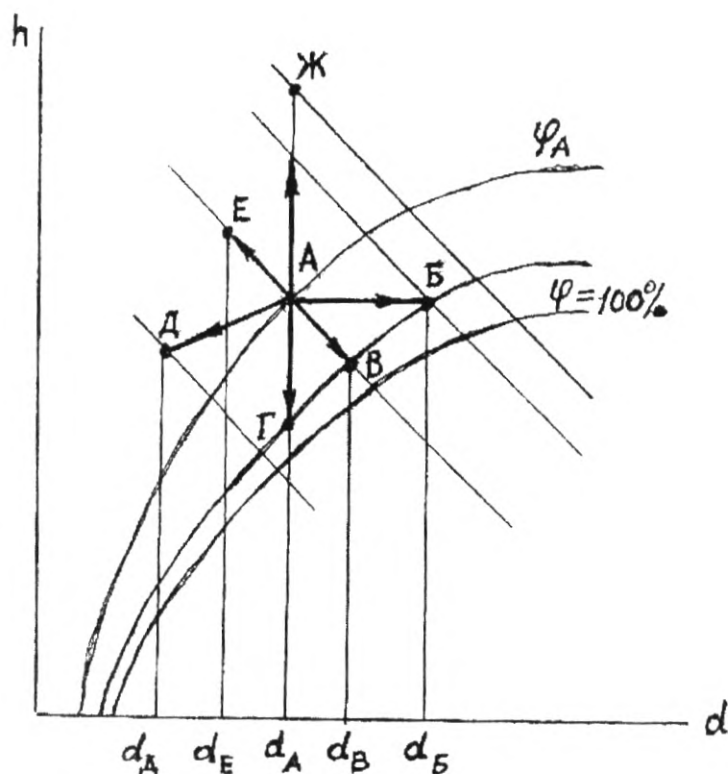


Рис. 4.2. Тепловлажностные процессы воздуха.

В т о р о й с л у ч а й. Воздух переводится из состояния А в состояние В с параметрами $h_B = h_A$ и $d_B > d_A$.

Так как процесс увлажнения воздуха проходит при постоянном теплосодержании, то величина луча процесса будет

$$\varepsilon_2 = \frac{0}{d_B - d_A} \cdot 1000 = 0$$

и соответствует адиабатическому увлажнению воздуха.

Т р е т и й с л у ч а й. Воздух переводится из состояния в точке А в состояние в точке Г с параметрами $h_{\Gamma} > h_A$ и $d_{\Gamma} = d_A$, т.е. процесс проходит при постоянном влагосодержании с направлением вниз от точки А, причем $h_A > h_{\Gamma}$.

Выражение луча процесса в этом случае будет;

$$\varepsilon_3 = \frac{h_{\Gamma} - h_A}{0} \cdot 1000 = -\infty.$$

Ч е т в е р т ы й с л у ч а й. Воздух (точка Д) отдает тепло $h_D < h_A$ и влагу $d_D < d_A$, т.е. проходит процесс охлаждения и осушения воздуха. Направление луча процесса будет:

$$\varepsilon_4 = \frac{h_D - h_A}{d_D - d_A} \cdot 1000 = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 1000 > 0$$

Так как приращения тепло-и влагосодержания имеют отрицательные значения, то направление луча процесса будет от точки А к точке Д.

П я т ы й с л у ч а й. Воздух (точка Е) отдает влагу $d_E < d_A$ при постоянном теплосодержании $h_E = h_A = \text{const}$, т.е. протекает процесс осушки воздуха при помощи абсорбентов. Направление луча процесса будет:

$$\varepsilon_5 = \frac{0}{d_E - d_A} \cdot 1000 = 0$$

Однако, так как приращение влагосодержания будет отрицательным, то направление луча процесса будет от точки А к точке Е.

Ш е с т о й с л у ч а й. Воздух (точка Ж) подвергается нагреванию в калориферах при постоянном влагосодержании $d_{\text{Ж}} = d_A = \text{const}$. Так как $h_{\text{Ж}} > h_A$, то направление процесса будет:

$$\varepsilon_6 = \frac{h_{\text{Ж}} - h_A}{0} \cdot 1000 = +\infty.$$

Так как приращение теплосодержания будет положительным, то направление луча процесса будет вверх от точки А.

Следовательно, лучи процессов ε наглядно характеризуют тепло-влажностные процессы, протекающие в кондиционируемом помещении или камере кондиционера.

4.5 Прямоточная обработка воздуха

При прямоточной обработке наружный воздух в количестве $G_H = G_K = G_{пр}$ кг/час поступает в кондиционер, где обрабатывается в зависимости от периода года (теплый, холодный) и подается в помещение. Из помещения воздух в полном количестве ($G_{пр}$) удаляется системой вытяжной вентиляции наружу.

Расчет для теплого периода.

В теплый период наружный воздух с температурой $t_H^л$ обычно более высокой, чем температура воздуха в помещении $t_B^л$, характеризуемый на $h - d$ диаграмме точкой Н (рис 4.3.), поступает в промывную камеру кондиционера, где вступает в контакт с разбрызгиваемой водой, имеющей температуру ниже температуры воздуха в помещении. В результате тепло-, влагообмена воздух при выходе из промывной камеры приобретает $\phi = 90 - 95 \%$.

Чтобы получить $h - d$ диаграмму данного процесса проводим из точки Н луч процесса НК до пересечения с кривой $\phi = 95 \%$ (точка К). Далее воздух, пройдя вентилятор, нагреется и будет характеризоваться точкой K^1 . Процесс в помещении может закончиться в точке В, характеризующей заданные параметры воздуха в помещении. Температура воды в поддоне промывной камеры, т.е. температура воды (t_{wk}), участвующей в процессе обработки воздуха, находится на кривой $\phi = 100 \%$ на продолжении линии НК.

Производительность камеры по холоду в данном процессе обработки воздуха определяется по формуле:

$$Q_X = G_K \cdot 10 (t_H - t_K), \text{ кДж/час} \quad (4.21)$$

а расход тепла на нагревание воздуха составит:

$$Q_{изб} = G_{пр} (h_B - h_K^1), \text{ кДж/час}$$

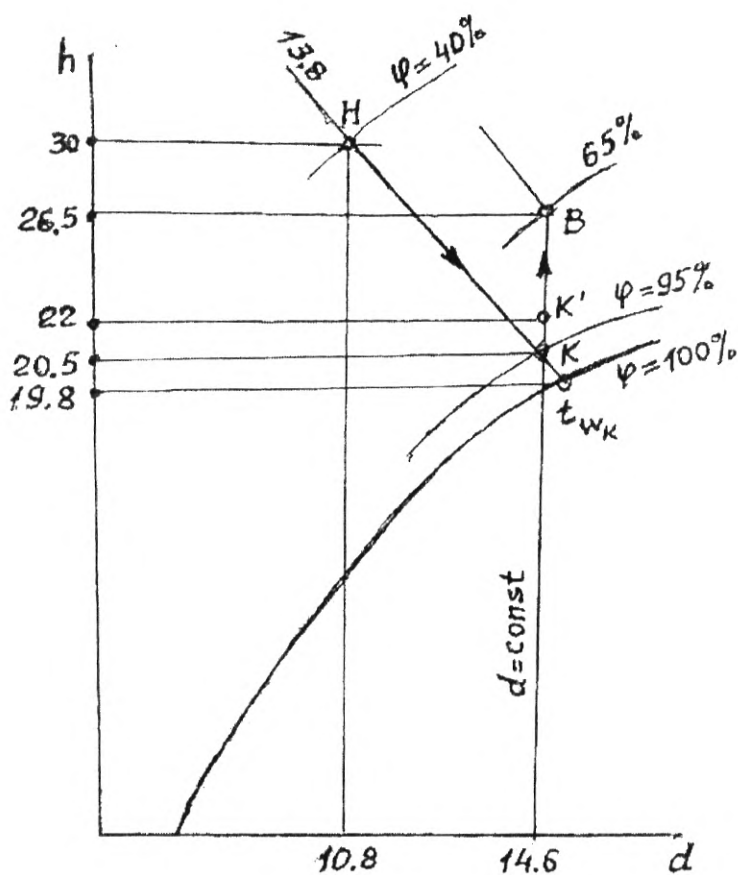


Рис. 4.3. Построение на h - d диаграмме процесса кондиционирования в летнее время.

Количество испарившейся воды в камере в обрабатываемый воздух составит:

$$W_{\text{исп}} = G_{\text{пр}} (d_{\text{к}} - d_{\text{н}}) \quad \text{кг/час}$$

4.6. Расчет прямоточного процесса обработки воздуха в кондиционере.

Построить на h-d диаграмме процесс обработки воздуха в прямоточном кондиционере, определить потребный воздухообмен в помещении, производительность камеры по холоду и расход тепла на нагревание воздуха, если даны:
параметры наружного воздуха: $t_n = 30^{\circ}$; $h_n = 13,8$; $d_n = 10,8$;
параметры внутреннего воздуха: $t_v = 26-27^{\circ}$ и $\phi_v = 63 - 67\%$;
теплоизбытки в помещении

$$Q_{из} = 10000 \text{ Ккал/час} = 41900 \text{ кДж/час};$$

Производим построение процесса на h-d диаграмме, согласно которому получаем:

параметры воздуха, выходящего из камеры (точка К):

$$t_k = 20,5^{\circ}; \quad \phi_k = 95\%; \quad h_k = 13,8; \quad d_k = 14,6.$$

параметры воздуха, поступающего в помещение:

$$t_k' = 22^{\circ}; \quad \phi_k' = 85\%; \quad h_k' = 14,2; \quad d_k' = 14,6.$$

Процесс может быть закончен в точке В, имеющей параметры:

$t_v = 26,5^{\circ}$; $\phi_v = 65\%$; $h_v = 15,2$; $d_v = 14,6$, так как они отвечают заданным. Процесс проходит по $h = \text{const}$ и является наиболее рациональным. Перепад температур в помещении $\Delta t = 26,5 - 22 = 4,5^{\circ}\text{C}$. Температура разбрызгиваемой воды $t_{wk} = 19,8^{\circ}\text{C}$.

На основании полученных данных определяем:
потребный воздухообмен в помещении

$$G_{пр} = \frac{10000}{15,2 - 14,2} = 10000 \text{ кг/час}$$

Производительность камеры по холоду:

$$Q_x = 10000 \cdot 0,24 (30 - 20,5) = 22800 \text{ Ккал/час} \approx 95760 \text{ кДж/час}$$

Расхода тепла на нагревание воздуха нет. В данном случае он будет покрываться теплоизбытками в помещении.

$$Q = G_{\text{пр}}(h_{\text{в}} - h_{\text{к}}) = 10000(15,2 - 14,2) = 10000 \text{ ккал/час} = \\ = 41900 \text{ кДж/час.}$$

Количество испаряющейся влаги воды в камере составит:

$$W_{\text{исп}} = 10000 (14,6 - 10,8) \cdot 0,001 = 38 \text{ кг / час.}$$

Из приведенного примера видно, что за счет адиабатического увлажнения воздуха (испарения воды) наружный воздух снизил свою температуру на $9,5^{\circ}\text{C}$.

4.7 Выбор процесса обработки воздуха в прямоточном кондиционере в летнее время.

Не всегда в практике построение процесса в помещении может быть закончено в точке В (рис 4.3), и часты случаи, когда заданные параметры воздуха в помещении ($t_{\text{в}}$ и $\phi_{\text{в}}$) могут быть обеспечены воздухом, выходящим из камеры (точка К) по $d = \text{const}$ при адиабатическом процессе его обработки.

Пусть точками Н и В характеризуются соответственно параметры наружного и внутреннего воздуха (рис. 4.4.).

Из точки Н аналогично рис. 4.3 проводим по $h = \text{const}$ процесс НК₁ и из точки К₁ по $d = \text{const}$ поднимаемся в точку В₁ до $\phi_{\text{в}}$, характеризующую заданную влажность в помещении. При этом температура воздуха в точке В₁ не будет совпадать с заданной, а будет выше. Ниже заданной температуры она быть не может, так как тогда не будет выдержана заданная влажность воздуха ($\phi_{\text{в}}$).

Далее из точки В₁ по кривой $\phi_{\text{в}}$ опускаемся в точку В, характеризующую заданные параметры воздуха и по $d = \text{const}$ опускаемся в точку К на кривой $\phi = 95\%$.

Процесс обработки воздуха в камере характеризуется политропой НК; это свидетельствует, что адиабатическая обработка воздуха в камере в данном случае невозможна.

На продолжении прямой НК с кривой $\phi = 100\%$ находим конечную температуру воды (точку $t_{\text{вк}}$), участвующей в процессе обработки воздуха в камере. Потребный воздухообмен в помещении, производительность камеры по холоду и прочее определяют аналогично предыдущему.

Точка K' имеет заданные:

$$t_{K'} = 18^{\circ}\text{C}; \quad \varphi_{K'} = 85\%; \quad h_{K'} = 11,2; \quad d_{K'} = 11,3.$$

Точка $t_{\text{вк}} = 15,6^{\circ}\text{C}$.

На основании полученных данных определяем:
потребный воздухообмен в помещении

$$G_{\text{пр}} = \frac{10000}{12,9 - 11,2} = 5880 \quad \text{кг/час};$$

Производительность камеры по холоду:

$$Q_X = 5880 (13,8 - 10,7) = 18230 \quad \text{ккал/час} = 75500 \quad \text{кДж/час}.$$

4.8. Политропный процесс обработки воздуха.

Общий случай построения политропического процесса обработки воздуха в камере кондиционера при условии, что в кондиционируемом помещении нет влаговыделений, приведен на рис. 4.5. Точками В и Н характеризуются соответственно параметры внутреннего и наружного воздуха. Поскольку в помещении нет влаговыделений, то процесс ассимиляции тепла в нем будет проходить по $d = \text{const}$. Поэтому из точки В по $d = \text{const}$, опускаемся до $\varphi = 95\%$ и находим параметры воздуха, выходящего из камеры кондиционера (точку К). Для построения процесса соединяем точки Н и К. В данном случае прямая НК - политропа. На продолжении прямой НК с кривой $\varphi = 100\%$ находим точку $t_{\text{вк}}$. Потребный воздухообмен, производительность по холоду и прочее определяются аналогично предыдущему.

Пример расчета. Построить на $h - d$ диаграмме процесс обработки воздуха и др. аналогично предыдущим примерам, если заданные параметры воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 24^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 50\%$. Построение процесса приведено на рис. 4.5.

Из точки В, имеющей параметры $t_{\text{в}} = 24^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 50\%$; $h_{\text{в}} = 11,5$; $d_{\text{в}} = 9,5$, опускаясь по $d = \text{const}$, находим точку К и её параметры: $t_{\text{к}} = 14^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{к}} = 95\%$; $h_{\text{к}} = 9,1$; $d_{\text{к}} = 9,5$. Затем строим линию процесса в камере, для чего соединяем точку Н с точкой К. На продолжении НК с $\varphi = 100\%$

находим точку $t_{WK} = 12,8^{\circ}\text{C}$. На линии ВК находим точку K' и её параметры: $t_{K'} = 15^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{K'} = 92\%$; $h_{K'} = 9,3$; $d_{K'} = 9,5$.

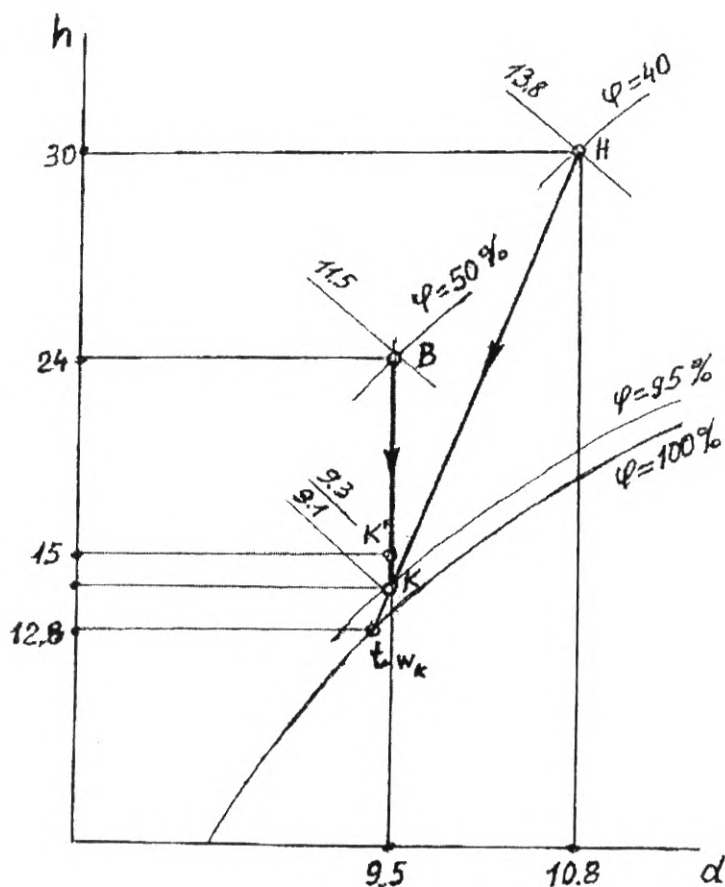


Рис. 4.5. Построение на h - d диаграмме процесса обработки воздуха в летнее время в прямоточном кондиционере при политропическом процессе и отсутствии влаговыделений в помещении.

На основании полученных данных определяем требуемый воздухообмен и прочее аналогично предыдущему примеру:

$$G_{\text{пр}} = \frac{10000}{11,5 - 9,3} = 4550 \quad \text{кг/час};$$

$$Q_x = 4550 (13,8 - 9,1) = 21385 \text{ ккал/час} = 89700 \text{ кДж/час};$$

$$Q = 4550 (11,5 - 9,3) = 10000 \text{ ккал/час} = 41900 \text{ кДж/час};$$

$$W_{\text{исп}} = 4550 (10,8 - 9,5) \cdot 0,001 = 5,9 \quad \text{кг/час}$$

4.9. Процесс обработки воздуха при выделении в помещении тепла и влаги.

В практике часто встречаются случаи, когда в помещении выделяются одновременно тепло и влага. В этом случае требуется подогрев воздуха после выхода его из промывной камеры в калорифере второго подогрева (рис.4.6.)

Предварительно определяем направление луча процесса в помещении, т.е. $\varepsilon = Q_{\text{изб}} / W$. Далее через точку В, характеризующую заданные параметры воздуха в помещении, проводится луч процесса ВП до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха $t_{\text{пр}}$, которая определяется из санитарно-гигиенических условий (допустимого перепада Δt). Затем из точки П, опускаясь по $d = \text{const}$, находится точка К на пересечении с $\phi = 95 \%$, параметры которой соответствуют состоянию воздуха при выходе из промывной камеры, а прямая ПК является лучом процесса подогрева воздуха во втором калорифере кондиционера. Далее находят точку Н, соответствующую параметрам наружного воздуха, проводя луч процесса в промывной камере НК и на продолжении ее с $\phi = 100\%$ находят точку $t_{\text{вк}}$. Остальные величины находятся аналогично предыдущему.

Пример расчета. Построить на $h - d$ диаграмме процесс обработки воздуха и др. по данным предыдущего примера, но при условии, что кроме теплоизбытков $Q_{\text{изб}} = 10000 \text{ ккал/час} = 41900 \text{ кДж/час}$, в помещении выделяется влага в количестве $W = 8 \text{ кг/час}$. Определяем направление луча процесса в помещении $\varepsilon = 10000 / 8 = 1250 \text{ ккал/кг} = 5250 \text{ кДж/кг}$ и, найдя на $h - d$ диаграмме точку В, проводим из нее луч $\varepsilon = 1250$ (или 5250).



Затем находим точку П на луче процесса подогрева воздуха во втором калорифере, которая будет на 0,5 - 1,5°C ниже температуры приточного воздуха ($t_{пр}$), следовательно,

$$t_{п.} = 19 - 1 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Потребный воздухообмен в помещении:

$$G_{пр} = \frac{8 \cdot 1000}{9,5 - 7,7} = \frac{10000}{11,5 - 9,2} = 4400 \text{ кг/час.}$$

Производительность промывной камеры по холоду:

$$Q_x = 4400 (13,8 - 7,1) = 29840 \text{ ккал/час} = 125300 \text{ кДж/час.}$$

Расход тепла для калорифера второго подогрева:

$$Q_{п} = 4400 (9,0 - 7,1) = 8360 \text{ ккал/час} = 35100 \text{ кДж/час.}$$

4.10. Расчет для холодного периода.

В холодный период наружный воздух в количестве $G_{п.} = G_{пр}$ кг/час поступает в калориферы первого подогрева, где он подогревается до температуры, при которой его теплосодержание будет равно расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. После подогрева поступает в промывную камеру, где происходит его адиабатическое увлажнение, в результате которого воздух приобретает заданное влагосодержание при $\phi = 95\%$. Так как при увлажнении температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то воздух требуется нагревать.

Построение на $h - d$ диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время при условии отсутствия в помещении влаговыведений приведено на рис. 4.7.

Процесс в помещении протекает по $d = \text{const}$. Находим на $h - d$ диаграмме точку В и по $d = \text{const}$ опускаем до $\phi = 95\%$ и находим точку К, характеризующую параметры воздуха, выходящего из промывной камеры.

Увлажнение воздуха рационально проводить по $h = \text{const}$. Перед увлажнением наружный воздух подвергается нагреванию в калориферах первого подогрева, где процесс проходит до

$d = \text{const}$. Поэтому температура, до которой необходимо подогреть наружный воздух, определится на диаграмме точкой пересечения прямой из точки К по $h = \text{const}$ с прямой из точки

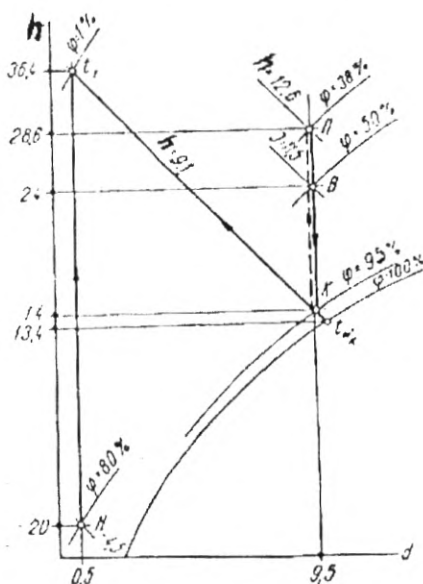


Рис. 4.7. Построение на $h - d$ диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время в приточном кондиционере при отсутствии влаговыделений в помещении.

Н по $d = \text{const}$. Воздух может нагреваться в калорифере второго подогрева, если теплоизбытков в помещении нет или их недостаточно. Подогревом воздуха в вентиляторах в зимнее время можно пренебречь.

Согласно вышеприведенному построению находят: расход тепла для калорифера первого подогрева

$$Q_1 = G_{\text{пр}} (h_1 - h_{\text{н}}), \text{ ккал/час} \quad \text{или} \quad \text{кДж/час};$$

расход тепла для калорифера второго подогрева:

$$Q_{II} = G_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{к}}), \text{ ккал/час или кДж/час;}$$

где: $G_{\text{пр}}$ - количество нагреваемого воздуха, кг/час;

h_{I} - конечное теплосодержание воздуха, нагреваемого в калорифер первого подогрева, т.е. дотемпературы t_{I} ;

$h_{\text{пр}}$ - конечное теплосодержание воздуха, нагреваемого в калориферах второго подогрева.

Пример расчета. Построить на $h - d$ диаграмме процесс обработки воздуха в прямоточном кондиционере и определить расход тепла для калориферов первого и второго подогрева воздуха и количество испарившейся воды в камере, если дано: расчетные параметры воздуха ($t_{\text{н}} = -20^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\text{н}} = 80\%$; $h_{\text{н}} = -4,5$; $d_{\text{н}} = 0,5$); расчетные параметры внутреннего воздуха ($t_{\text{в}} = -24^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\text{в}} = 50\%$; $h_{\text{в}} = 11,5$; $d_{\text{в}} = 9,5$); воздухообмен в помещении согласно расчету летнего периода $G_{\text{пр}} = 4550$ кг/час. Влаговыведений в помещении нет. На систему кондиционирования воздуха возлагается и отопление помещения. Недостача тепла согласно тепловому балансу $Q_{\text{нед}} = 5000$ ккал/час (или 21000 кДж/час).

Построение процесса показано на рис. 4.7. Находим на диаграмме точки Н и В. Далее из точки В, опускаясь по $d = \text{const}$, находим точку К и её параметры: $t_{\text{к}} = 14^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\text{к}} = 95\%$; $h_{\text{к}} = 9,1$; $d_{\text{к}} = 9,5$. Затем строим линию процесса Nt_1 первого подогрева воздуха и находим её параметры: $t_1 = 36,4^{\circ}\text{C}$; $h_1 = 9,1$; $d_1 = 0,5$. На продолжении линии Kt_1 на кривой $\phi_1 = 100\%$ находим точку $t_{\text{wk}} = 13,4^{\circ}\text{C}$.

Затем определяем температуру приточного воздуха с учетом покрытия недостачи тепла в помещении:

$$t_{\text{пр}} = 24 + \frac{5000}{0,24 \cdot 4550} = 28,6^{\circ}\text{C}$$

из точки К по $d = \text{const}$ находим точку П и её параметры:

$$t_{\text{пр}} = 28,6^{\circ}\text{C}; \quad \phi_{\text{пр}} = 38\%; \quad h_{\text{пр}} = 12,6; \quad d_{\text{пр}} = 9,5.$$

Расход тепла для калориферов первого подогрева:

$$Q_{\text{I}} = 4550 [9,5 - (-4,5)] = 61750 \text{ ккал/час} = 259550 \text{ кДж/час.}$$

Расход тепла для калориферов второго подогрева:

$$Q_{II} = 4550 (12,6 - 9,1) = 15950 \text{ ккал/час} = 66980 \text{ кДж/час}.$$

Количество испарившейся воды в камере:

$$W_{исп} = 4550 (9,5 - 0,5) 0,001 = 41 \text{ кг/час}.$$

Если бы по условию на систему кондиционирования воздуха не возлагалась задача отопления помещения (не было бы $Q_{н-д} = 5000 \text{ ккал/час} = 21000 \text{ кДж/час}$), то температура приточного воздуха в этом случае была бы равна заданной температуре воздуха в помещении, т.е. в нашем примере $t_{пр} = t_{в} = 24^{\circ}\text{C}$.

Пример расчета. Построить процесс обработки воздуха в прямоточном кондиционере и определить расход тепла, если в помещении имеется избыточное тепло влаги в количестве $W = 8 \text{ кг/час}$, следовательно, $\epsilon = 1250 \text{ ккал/кг}$ (или 5245 кДж/кг).

Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха аналогичны предыдущему примеру. Воздухообмен в помещении $G_{пр} = 4400 \text{ кг/час}$. Построение процесса приведено на рис.4.8.

Определение параметров воздуха в точках В, П и К производим аналогично предыдущим примерам. Затем определяем параметры точки t_1 ; $h_1 = 7,1$; $t_1 = 28,5^{\circ}\text{C}$; $d_1 = 0,5$; $t_{wk} = 10^{\circ}\text{C}$.

Расход тепла для калориферов первого подогрева:

$$Q_1 = 4400 [7,1 - (-4,5)] = 51040 \text{ ккал/час} = 214350 \text{ кДж/час}$$

для калориферов второго подогрева:

$$Q_{II} = 4400 (9,2 - 7,1) = 9240 \text{ ккал/час} = 38800 \text{ кДж/час}.$$

В практике расчетов системы кондиционирования воздуха при одновременном выделении в помещении тепла и влаги для определения температуры приточного воздуха (точки $t_{пр}$) можно пользоваться не только допустимым перепадом температур (Δt), но и ассимилирующей способностью приточного воздуха по влаге, т.е. $\Delta d = d_{в} - d_{пр}$. Однако в этом случае должен быть известен потребный воздухообмен в помещении, например, по летнему периоду или другим способом.

В этом случае ход построения процесса производится следующим образом: для определения параметров приточного воздуха находят Δd , в последнем примере это составит:

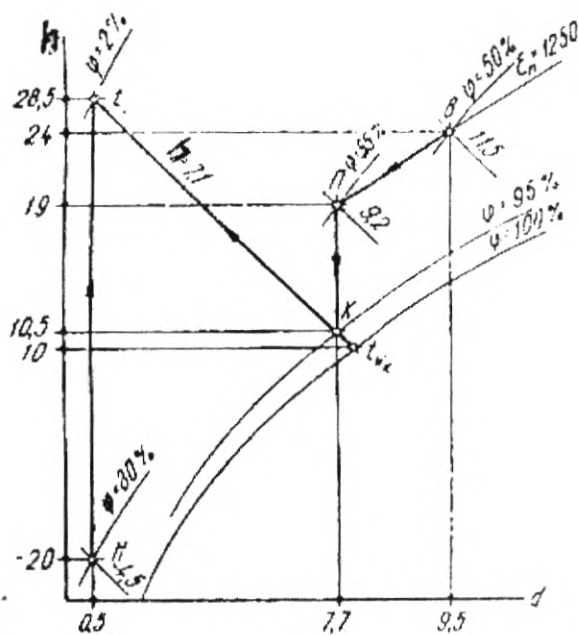


Рис.4.8. Построение на $h - d$ диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время в приточном кондиционере при выделении в помещении тепла и влаги.

$$\Delta d = 8000 : 4400 = 1,8 \text{ г / кг воздуха};$$

следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_{\text{пр}} = d_{\text{в}} - \Delta d = 9,5 - 1,8 = 7,7 \text{ г/кг.}$$

Затем проводят через точку В соответствующую заданному состоянию внутреннего воздуха луч процесса (ϵ) в помещении до пересечения с линией $d_{\text{пр}} = \text{const}$ и находят точку П, определяющую необходимое состояние приточного воздуха (в нашем примере $t_{\text{пр}} = 19^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\text{пр}} = 55\%$; $h_{\text{пр}} = 9,2$; $d_{\text{пр}} = 7,7$). Они полностью соответствуют ранее полученным значениям.

ПРИЛОЖЕНИЕ I.

Сухой насыщенный пар и воды по температурам

t °C	P _н кПа/МПа	h _г МДж/кг	h МДж/кг	P кПа/МПа	h' _{св} кДж/кг	h'' кДж/кг	γ кДж/кг	S' кДж/кг	S'' кДж/кг
0	0,6108	0,0010002	206,3	0,0048	0,000	2500,8	2500,8	0	9,1544
10	1,271	0,0010004	106,42	0,0093	42,04	2519,2	2477,3	0,1511	8,8995
20	2,337	0,0010018	57,84	0,0172	83,90	2537,2	2453,4	0,2964	8,6663
30	4,241	0,0010044	32,93	0,0303	125,69	2555,6	2430,0	0,4367	8,4526
40	7,375	0,0010079	19,55	0,0511	167,51	2573,6	2406,1	0,5723	8,2560
50	12,335	0,0010121	12,05	0,083	209,30	2591,6	2382,3	0,7038	8,0751
60	19,92	0,0010171	7,678	0,1302	251,12	2609,2	2258,0	0,8311	7,9084
70	31,16	0,0010228	5,045	0,1982	292,99	2626,4	2333,3	0,9550	7,7584
80	47,36	0,0010290	3,409	0,2933	334,94	2643,1	2308,2	1,0752	7,6116
90	70,11	0,0010350	2,361	0,4235	376,98	2659,5	2282,6	1,1924	7,4785
100	101,32	0,0010435	1,673	0,5977	419,10	2675,7	2256,7	1,3071	7,3545
110	143,27	0,0010515	1,419	0,8263	461,34	2691,3	2230,0	1,4185	7,2386
120	193,54	0,0010603	0,8917	1,422	503,17	2706,3	2202,0	1,5278	7,1285
130	270,11	0,0010697	0,6683	1,496	546,4	2720,6	2174,2	1,6345	7,0271
140	361,4	0,0010798	0,5087	1,966	569,7	2734,0	2144,9	1,7392	6,9304
150	476,0	0,0010906	0,3926	2,547	589,1	2746,5	2114,3	1,8418	6,8383
160	618,0	0,0011021	0,3068	3,259	632,3	2757,8	2082,5	1,9427	6,7508
170	792,0	0,0011144	0,2426	4,122	675,3	2568,7	2049,4	2,0413	6,6666
180	1002,1	0,0011275	0,1939	5,151	763,3	2773,4	2015,1	2,1395	6,5858
190	1255,3	0,0011415	0,1564	6,396	807,6	2786,3	1978,8	2,2358	6,5075
200	1555,0	0,0011565	0,1272	7,867	852,4	2793,0	1940,6	2,3308	6,4318

Продолжение приложения I

T °C	P _н кПа/МПа	h _г МДж/кг	h МДж/кг	P кПа/МПа	h' _{св} кДж/кг	h'' кДж/кг	γ кДж/кг	S' кДж/кг	S'' кДж/кг
210	1908,0	0,001172	0,1044	9,578	897,6	2798,0	1900,4	2,4246	6,3577
220	2320,2	0,001190	0,08606	11,62	943,7	2801,4	1857,7	2,8179	6,2848
230	2797,2	0,001208	0,07147	13,99	990,2	2803,1	1812,9	2,6101	6,2132
240	3348,0	0,001229	0,05967	16,76	1037,5	2803,1	1765,6	2,7022	6,1425
250	3978	0,001251	0,05005	19,98	1086,1	2801,0	1714,9	2,7934	6,0721
260	4694	0,001275	0,04215	23,72	1135,0	2796,4	1661,3	2,8851	6,0014
270	5505	0,001302	0,03360	28,09	1185,3	2787,4	1604,4	2,9764	5,9298
280	6419	0,001332	0,03013	33,19	1236,8	2779,6	1542,8	3,0685	5,8573
290	7445	0,001365	0,02553	39,17	1290,0	2766,2	1476,3	3,1610	5,7824
300	8592	0,001403	0,02164	46,21	1344,8	2749,1	1404,3	3,2548	5,7049
310	9869	0,001447	0,01831	54,61	1402,2	2727,3	1325,1	3,3507	5,6233
320	11290	0,001499	0,01545	64,74	1462,0	2699,3	1237,6	3,4495	5,5354
330	12867	0,001562	0,01417	77,09	1526,1	2665,7	1139,6	3,5521	5,4412
340	14608	0,001639	0,01078	92,77	1594,8	2621,8	1027,0	3,6605	5,3361
350	16537	0,001741	0,00880	113,6	1671,4	2564,4	893,0	3,7786	5,2117
360	18674	0,001894	0,00694	144,1	1761,4	2481,1	719,7	3,9163	5,0530
370		0,00222	0,00493	202,4	1892,4	2330,8	438,4	4,1135	4,798

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха.

Город	Температура наружного воздуха, °C					
	-30	-25	-15	-5	0	+8
Алма-Ата	32	122	622	1810	2820	4000
Архангельск	48	150	820	2670	4300	6024
Астрахань	3	32	291	1238	2460	4128
Баку	-	-	-	-	-	2660
Брянск	2	17	356	1730	3210	4950
Вильнюс	-	3	130	1040	2930	4650
Воронеж	7	34	470	1850	3380	4780
Ворошиловград	1	8	222	1260	2760	4320
Волгоград	1	13	420	1650	3100	4368
Горький	25	99	685	2320	3820	5230
Златоуст (Челя- бинская обл.)	48	190	1100	3060	4200	5560
Иванов	42	102	635	2070	3800	5210
Казань	20	117	790	2480	3800	5230
Калинин	14	48	516	2020	3620	5250
Киев	1	5	166	1128	2352	4484
Киров	61	173	960	2790	4080	5550
Кишинев	-	-	46	615	2140	3980
Куйбышев	10	114	890	2360	3780	4950
Ленинград	-	21	273	1533	2878	5240
Магнитогорск	65	190	1250	3360	4100	5250
Москва	15	47	418	1734	3033	4910
Мичуринск						
Мурманск	6	38	452	2276	4002	6740
Нижний Тагил (Свердловская обл.)	50	154	1030	3300	4080	5700
Новороссийск	-	-	-	-	-	3220
Одесса	-	-	26	544	1950	3960
Оренбург	35	166	1060	2640	3770	4820
Самарканд	-	-	10	298	744	3170
Ташкент	-	-	54	459	1206	3120

ПРИЛОЖЕНИЕ 3.

Нормы расхода горячей воды (СНиП П-34-76)

Потребитель	Норма расхода горячей воды		
	Средне-недельная, л/сут	В сутки наибольшее водопотребление, л/сут	Максимальная л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные:	85	100	7,9
умывальниками, мойками и душами (один житель)	90	110	9,2
сидячими ваннами и душами, (один житель)	105	120	10,0
аннами длиной от 1500 до 1700мм и душами, (один житель)	115	130	10,9
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей с повышенным благоустройством, (один житель)	80	80	6,5
Общежития с общими душевыми, столовыми и прачечными, один житель	70	70	8,2
Гостиницы, мотели, пансионаты с общими ваннами и душами, (один житель)	100	100	10,4
Гостиницы с ванными и отдельных номерах: до 25% общего числа номеров, (один житель)	180	180	10,5
Больницы, санатории общего типа (с общими ваннами и душевым), (одна койка)	25	25	2,5
Прачечные	100	100	7,5
Учебные заведения, школы	35	35	4,5
Детские ясли-сады	6	6	0,8
Поликлиники и амбулатории, (один больной)	70	70	4,7
Парикмахерские			

**ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Коэффициенты местных сопротивлений
и эквивалентные длины при $K=0,5$ мм**

Местные сопротивле- ния	Схе- ма	Коэф- фици- ент мест- ных сопр.	Эквивалентные длины l_0 , м, при внутреннем диаметре труб, мм						
			50	100	150	207	259	30	40
Параллел. задвижка П-образный Компенса- тор $\tau=(1,5\div 2)d$ Сальнико- вый ком- пенсатор Трехшовное $\tau = 1,5d$ Ответвле- ние трой- ника $d_2=d$ при разде- лении пото- ка: $G_2/G=0,2$ $G_2/G=0,4$ $G_2/G=0,6$ $G_2/G=0,8$		0,5-0,3	0,72	1,53	2,11	2,9	3,6	9	8
			3,6	8,5	14,3	21,3	28,0	4,3	5,9
		2,5						35	49
		0,3	-	1,02	1,71	2,55	3,36	4,2	5,9
		0,6	0,86	2,04	3,43	5,1	6,73	8,4	12

Литература

1. Алимбаев А.У. Саноат ва иситиш козонхоналари. Ўқув кўлланмаси. Ташкент: ТошДТУ. 1998, 130.
2. Алимбаев А.У. Иссиқлик таъминоти ва иссиқлик тармоқлари. Ўқув кўлланмаси. Ташкент. ТошДТУ. 1997, 140.
3. Алимбаев А.У. Саноат иссиқлик электр станциялари. Ўқув кўлланмаси. Ташкент. ТошДТУ. 1997, 118.
4. Бузников Е.Ф., Крылов А.К., Лесниковский Л.А. Комбинированная выработка пара и горячей воды. М.: Энергоиздат, 1981.
5. Князев А.М. Расчет тепловой схемы трубоустановки Т-100-130. -М.: Изд. МЭИ, 1976. 36 ст.
6. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. Киев: Будивельник, 1967.
7. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов. (Баженов М.И., Богородский А.С., Сазанов Б.В., Юренов В.Н.) Под редакцией Соколова Е.Я. М.: Энергия 1979.
8. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети М.: Энергоиздат, 1982.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	3
I. Расчет тепловой схемы котельной и ТЭЦ	4
1.1 Расчет тепловой схемы паровой котельной	4
1.2. Расчет тепловой схемы водогрейной котельной.....	10
1.3. Расчет элементов тепловой схемы котельной.....	17
1.4. Расчет котельной с комбинированными паро-водогрейными котлами.....	40
1.5. Расчет тепловой схемы ТЭЦ.....	57
II. Расчет тепловых сетей	75
2.1. Гидравлический расчет тепловых сетей	75
2.2. Тепловой и гидравлический расчет системы теплоснабжения района.....	77
III. Системы кондиционирования воздуха	104
3.1. Тепловой и влажностный режим помещений	105
3.2. Автономный бытовой кондиционер типа БК	110
3.3. Центральные кондиционеры	112
IV. Расчет системы кондиционирования воздуха	113
4.1. Определение тепловыделений	113
4.2. Определение влаговыделений	117
4.3. h - d диаграмма и ее применение в расчетах кондиционирования воздуха. Некоторые характерные точки на h - d диаграмме.....	119
4.4. Характерные случаи изменения состояния воздуха	120
4.5. Прямоточная обработка воздуха	125
4.6. Расчет прямоточного процесса обработки воздуха в кондиционере.....	127
4.7. Процесс обработки воздуха в кондиционере в летнее время	128
4.8. Политропный процесс обработки воздуха.....	130
4.9. Процесс обработки воздуха при выделении в помещении тепла и влаги.....	132
4.10. Расчет для холодного периода.....	134
Приложения.....	139
Литература.....	143
Оглавление.....	144