

В.Г. Казаков, П.В. Луканин, Е.Н. Громова

**ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ
СИСТЕМЫ
В ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2018

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

В.Г. Казаков, П.В. Луканин, Е.Н. Громова

**ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ
СИСТЕМЫ В ЦЕЛЛЮЛОЗНО-
БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2018

УДК 676.621.1(075)
ББК 35.77я 7
К 140

Казаков В.Г., Луканин П.В., Громова Е.Н. Отопительно-вентиляционные системы в целлюлозно-бумажной промышленности: учебное пособие /ВШТЭ СПбГУПТД., - СПб., 2018. – 200 с. – ISBN 978-5-91646-153-4

В учебном пособии систематизируются и обобщаются сведения по современному состоянию систем отопления и вентиляции в целлюлозно-бумажной промышленности. Излагаются основы термодинамики влажного воздуха, приводятся методики составления теплового и влажностного балансов помещений, рассматриваются основные схемы организации воздухообмена в помещениях различного назначения. Все разделы сопровождаются контрольными вопросами для самопроверки усвоенного материала.

Учебное пособие предназначено для обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Рецензенты:

профессор кафедры процессов и аппаратов химической технологии ВШТЭ СПбГУПТД, д-р техн. наук В.С. Куров;

доцент кафедры «Теплоэнергетика и теплосиловые установки» Санкт-Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра □, канд. техн. наук В.И. Крылов.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-153-4

©Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2018

©Казаков В.Г., Луканин П.В.,
Громова Е.Н., 2018

ВВЕДЕНИЕ

Развитие целлюлозно-бумажной промышленности ставит проблему совершенствования действующих и разработку новых экологически безопасных и энергоэффективных технологических процессов. К таким технологиям относятся новые технические решения в системе отопления, вентиляции и кондиционирования паровоздушных потоков в производстве целлюлозы и бумаги.

В производстве целлюлозы основным источником экологической опасности и низкой энергетической эффективности является технология переработки черного щелока. В древесной технологической щепе содержится целлюлоза и органические вещества в основном в виде различных форм лигнина. Содержание органических соединений, используемых в виде топлива в продуктах переработки технологической щепы 50 % и более от содержания органических и минеральных веществ. Несмотря на это, выделяющаяся энергия полностью не удовлетворяет собственные нужды технологического процесса. Органические вещества используют в форме жидкого топлива с низкой теплотой сгорания и экологической опасностью продуктов сгорания. В себестоимости переработки древесной технологической щепы на целлюлозу энергетические затраты составляют до 80 %. Поэтому научное направление по совершенствованию технологических схем с высокой энергетической эффективностью и экологической безопасностью является приоритетным в производстве целлюлозы.

В процессах вентиляции и кондиционирования бумагоделательных машин подвергаются термовлажностной

обработке сотни тысяч кубометров воздуха в час. В мокрой части машины с поверхности влажного полотна выделяется большое количество влаги в зал бумагоделательной машины. С помощью вентиляционных установок образующиеся водяные пары отводятся от сеточной части за пределы зала. Предотвращается их конденсация на окружающих ограждениях, создаются необходимые санитарно-гигиенические условия для эксплуатационного персонала. Особенно высокие требования предъявляются к тепловой переработке водяных паров в сушильной части машины.

Производство бумаги также является потребителем большого количества теплоты и электроэнергии. Эти процессы по потреблению энергии занимают одно из первых мест в химической технологии наряду с производством металлургического глинозема, производства сахара, нефтепродуктов и др.

Решение проблемы энергетической эффективности и экологической безопасности в производстве целлюлозы и бумаги возможно лишь на основе совершенствования и разработки научно обоснованной технологии теплоты в этих процессах. Под технологией теплоты понимается технология (последовательность операций, способ) взаимодействия тепловых и материальных потоков в термодинамической системе и пути их реализации. Под термодинамической системой понимаются процессы, где осуществляется передача энергии в форме теплоты. Это понятие включает не только термодинамический анализ системы и определение путей ее совершенствования. Технология теплоты включает и другие аспекты синтеза высокоинтенсивной и энергетически эффективной термодинамической системы. К ним относятся: применение и разработка высокоинтенсивной

теплообменной аппаратуры, статическая и динамическая оптимизация параметров процесса и его экологическая безопасность.

В настоящем учебном пособии авторы систематизировали и обобщили работы по современному состоянию систем отопительной и вентиляционной техники.

Все разделы сопровождаются контрольными вопросами для самопроверки усвоенного материала.

Глава 1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

1.1. Состав и основные параметры влажного воздуха

Смесь сухой части воздуха с некоторым количеством водяных паров называется влажным воздухом. Атмосферный воздух также представляет собой влажный воздух или воздушно-паровую смесь. Сухая часть влажного воздуха (без водяных паров) в свою очередь является смесью нескольких типовых газов, а также может содержать характерные для данного района компоненты. Типовой состав сухой части атмосферного воздуха приведен в табл. 1.1.

С достаточной для технических расчётов точностью рассматривая воздух как бинарную смесь сухой части и водяного пара, можно считать, что как отдельные компоненты (сухой воздух, водяной пар) так и их смесь (влажный воздух) подчиняются законам идеальных газов. Тогда на основании уравнения Клайперона-Менделеева, можно записать:

для сухого воздуха

$$P_c \cdot \vartheta_c = R_c \cdot T_c \quad \text{или зная, что}$$

$$\vartheta_c = 1/\rho_c$$

$$\frac{P_c}{\rho_c} = R_c \cdot T_c, \quad \text{откуда} \quad \rho_c = \frac{P_c}{R_c \cdot T_c}; \quad (1.1)$$

для водяного пара

$$P_n \cdot \vartheta_n = R_n \cdot T_n \quad \text{или зная, что}$$

$$\vartheta_n = 1/\rho_n$$

$$\frac{P_n}{\rho_n} = R_n \cdot T_n, \quad \text{откуда} \quad \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n}. \quad (1.2)$$

Таблица 1.1

Типовой состав сухой части воздуха

№ п/п	Компоненты сухой части воздуха	Обозначение	Содержание в %	
			по объему	по массе
1	Азот	N ₂	78,13	75,55
2	Кислород	O ₂	20,90	23,10
3	Аргон, неон и другие инертные газы	Ar, Ne ...	0,94	1,3
4	Углекислый газ	CO ₂	0,03	0,05

В выражениях (1.1) и (1.2) соответственно: P_c и P_n , ρ_c и ρ_n , ϑ_c и ϑ_n , T_c и T_n , R_c и R_n - парциальное давление, плотность,

удельный объём, температура и газовая постоянная сухого воздуха и водяного пара.

Газовая постоянная может быть выражена из универсальной газовой постоянной и составляет соответственно:

для сухого воздуха

$$R_c = \frac{\mu \cdot R}{\mu_c} = \frac{8314}{29} = 287 \quad , \quad \text{Дж/(кг К)}; \quad (1.3)$$

для водяного пара

$$R_n = \frac{\mu \cdot R}{\mu_n} = \frac{8314}{18} = 461 \quad , \quad \text{Дж/(кг К)}. \quad (1.4)$$

В выражениях (1.3) и (1.4) соответственно: $\mu \cdot R = 8314$, Дж/(кмоль·К) - универсальная газовая постоянная; $\mu_c = 29$ и $\mu_n = 18$, кг/кмоль - молекулярная масса сухого воздуха и водяного пара.

Представляет практический интерес численные значения плотности сухого воздуха и водяного пара при нормальных условиях, т.е. при барометрическом давлении $P_0 = 760$ мм.рт.ст. и температуре $t = 0$ °С. Расчёт производится на основании выражений (1.1) и (1.2) и их значения составляют:

для сухого воздуха

$$\rho_c = \frac{P_c}{R_c \cdot T_c} = \frac{0,76 \cdot 13600 \cdot 9,81}{287 \cdot 273} = 1,293 \quad , \quad \text{кг/м}^3; \quad (1.5)$$

для водяного пара

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n} = \frac{0,76 \cdot 13600 \cdot 9,81}{461 \cdot 273} = 0,822, \quad \text{кг/м}^3; \quad (1.6)$$

В выражениях (1.5) и (1.6) соответственно: 0,76 - барометрическое давление, мм.рт.ст.; 13600 - плотность ртути, кг/м³; 9,81 – ускорение свободного падения, м/с²; 273 - абсолютная температура по шкале Кельвина, соответствующая температуре 0 °С.

Барометрическое давление атмосферного воздуха в соответствии с законом Дальтона равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха и водяного пара:

$$P_{\bar{o}} = P_c + P_n. \quad (1.7)$$

Смесь, которая состоит из сухого воздуха и перегретого водяного пара, называют ненасыщенным влажным воздухом, а смесь, состоящую из сухого воздуха и насыщенного водяного пара – насыщенным влажным воздухом.

Абсолютной влажностью воздуха D называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м³ влажного воздуха

$$D = \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (1.8)$$

где ρ_n - плотность водяного пара, кг/м³; P_n - парциальное

давление водяного пара, Па; $R_n = 461$ Дж/(кг·К) - газовая постоянная для водяного пара; T - абсолютная температура влажного воздуха, К.

Абсолютная влажность в насыщенном состоянии при данной температуре называется влажёмкостью воздуха

$$D_n = \rho_n = \frac{P_n}{P_n \cdot T}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (1.9)$$

где ρ_n - плотность водяного пара в насыщенном состоянии, кг/м³; P_n - парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии (упругость водяных паров), Па.

Относительная влажность воздуха представляет собой отношение концентрации водяного пара в ненасыщенном воздухе к концентрации водяного пара в насыщенном состоянии при одинаковых температурах и давлениях. Величина относительной влажности определяется в долях или процентах и может быть выражена

$$\phi = \left(\frac{P_n}{P_n} = \frac{\rho_n}{\rho_n} = \frac{D}{D_n} \right) \cdot 100, \quad \% \quad (1.10)$$

Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре может быть определено по справочным таблицам, с помощью специальной диаграммы или аналитически по известным эмпирическим зависимостям.

Влагосодержание влажного воздуха d представляет собой отношение массы водяного пара к единице массы сухого воздуха,

содержащегося в смеси

$$d = \frac{G_n}{G_c} = \frac{\rho_n}{\rho_c} \cdot 1000 \text{ , г/кг .} \quad (1.11)$$

Подставив в выражение (1.11) значения ρ_c и ρ_n из уравнений (1.1) и (1.2), величину d можно выразить

$$d = \frac{P_n \cdot R_c \cdot T}{R_n \cdot T \cdot P_c} \cdot 1000 = \frac{P_n \cdot 287 \cdot T}{461 \cdot T \cdot P_c} \cdot 1000 = 622 \cdot \frac{P_n}{P_c} \text{ , г/кг.} \quad (1.12)$$

Выразив величину парциального давления сухого воздуха P_c из уравнения (1.7) и подставив её в уравнение (1.12), можно записать

$$d = 622 \cdot \frac{P_n}{P_\sigma - P_n} \text{ , г/кг .} \quad (1.13)$$

Если массу водяного пара выразить в кг, то влагосодержание принято обозначать буквой X и тогда выражение (1.13) принимает вид

$$X = 0,622 \cdot \frac{P_n}{P_\sigma - P_n} \text{ , кг/кг .} \quad (1.14)$$

Энтальпия влажного воздуха представляют как сумму теплосодержания сухой части воздуха и водяного пара

$$I = I_c + I_n, \text{ кДж/кг} . \quad (1.15)$$

При этом теплосодержание сухой части воздуха при известной температуре t , °С можно выразить

$$I_c = c_c \cdot t, \text{ кДж/кг} , \quad (1.16)$$

где c_c - теплоёмкость сухого воздуха, кДж/(кг·град).

Теплосодержание водяного пара при известной температуре t , °С и известном влагосодержании d , г/кг, выражается

$$I_n = (r + c_n \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг} , \quad (1.17)$$

где r - скрытая теплота парообразования (энергия фазового перехода) водяного пара, кДж/кг; c_n – теплоёмкость водяного пара, кДж/(кг ·град).

Для практических инженерных расчётов можно приблизительно принять: $c_c = 1,0$ кДж/(кг ·град); $c_n = 1,8$ кДж/(кг ·град); $r = 2500$ кДж/кг. Тогда выражение (1.17) можно записать:

$$I = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг} . \quad (1.18)$$

1.2. Принципы построения $I - d$ -диаграммы влажного

воздуха

Л. К. Рамзин, используя выражение (1.18), предложил $I-d$ диаграмму, которая широко применяется в расчётах сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха и других расчётах, связанных с изменением состояния влажного воздуха. Эта диаграмма выражает графическую зависимость основных параметров воздуха, таких как t, φ, P_n, d, I при заданном барометрическом давлении.

Общий вид диаграммы приведен на рис.1.1. $I-d$ -диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями I и d $\alpha = 135^\circ$. На оси абсцисс в соответствующем масштабе откладываются значения влагосодержаний d , через которые проводятся вертикальные линии постоянного влагосодержания $d = const$.

По оси ординат в соответствующем масштабе откладывают значения энтальпий. Через полученные точки проводятся линии постоянных энтальпий $I = const$ под углом $\alpha = 135^\circ$ к линиям $d = const$.

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строятся линии изотерм $t = const$ и кривые постоянных относительных влажностей $\varphi = const$.

Анализ выражения (1.18) показывает, что при $t = const$ зависимость основных параметров воздуха I и d от температуры является линейной. Следовательно, изотермы являются прямыми линиями, лежащими на поле $I-d$ -диаграммы.

Для построения изотермы принимают два крайних состояния влажного воздуха при $\varphi = 0$ и 100% .

При соответствующих значениях температуры по уравнениям (1.18) и (1.13) для принятого барометрического давления P_6 рассчитывают численные значения I и d . Эти значения наносят на поле $I-d$ -диаграммы в виде отдельных точек, которые соединяют между собой прямой линией. Эти линии и являются изотермами.

Крайние левые точки этих линий (при $\varphi = 0 \%$) соответствуют состоянию абсолютно сухого воздуха ($d = 0$), крайние правые точки (при $\varphi = 100 \%$) – состоянию полного насыщения влажного воздуха при данной температуре.

Соединив плавной кривой точки, соответствующие состоянию полного насыщения влажного воздуха при различных значениях температур, получим линию относительной влажности $\varphi=100 \%$ или нижнюю пограничную кривую.

Для построения кривых относительной влажности при других значениях φ предварительно определяют влагосодержания, отвечающие соответствующему насыщению при различных температурах влажного воздуха, а затем соединяют точки с одинаковыми значениями φ плавными кривыми. При этом численное значение парциального давления водяного пара для данной температуры рассчитывается на основании выражения (1.10):

$$P_n = \varphi \cdot P_n , \quad (1.19)$$

где φ - текущее значение величины относительной влажности, выраженное в долях; P_n - парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре, определяемое по таблицам.

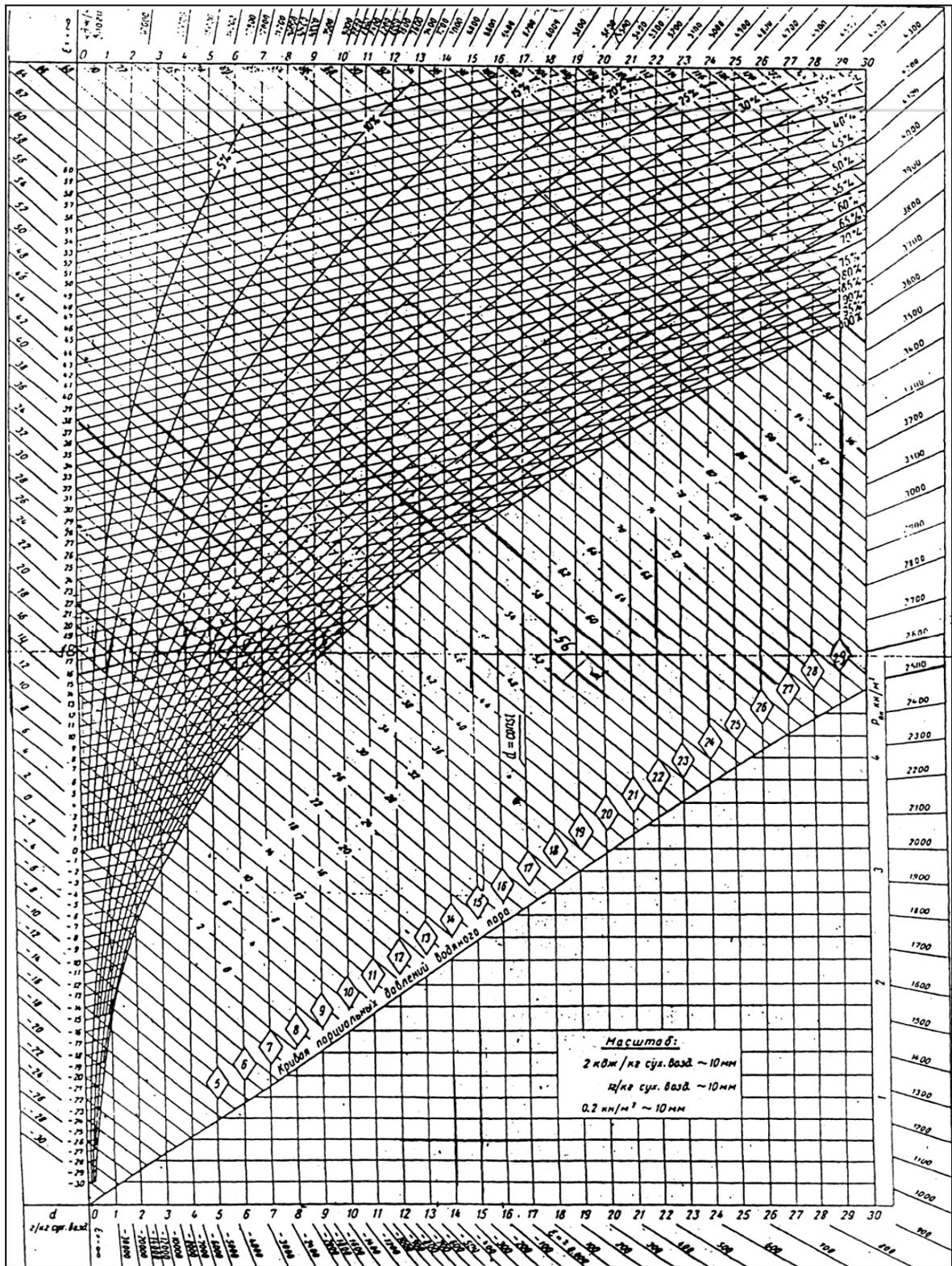


Рис. 1.1. $I - d$ - диаграмма влажного воздуха

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на линии, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений, начиная с $P_n = 0$ до величины возможного значения P_n в диапазоне данной диаграммы. Масштаб этой шкалы выбирается возможно крупным, но с таким расчётом, чтобы линия P_n не пересекалась с кривой $\varphi = 100\%$.

На вертикалях по линии $d = const$, проходящих через точки пересечения прямых t с кривой $\varphi = 100\%$, откладываются в принятом масштабе отрезки, соответствующие по величине парциальным давлениям водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах. Соответствующие значения парциальных давлений определяются из таблиц. Соединив плавной кривой точки, характеризующие верхние границы отложенных отрезков, строят искомую кривую парциального давления водяного пара.

Кроме этого на поле $I - d$ -диаграммы строятся линии температур "мокрого" термометра, а по её периметру – значения угловых коэффициентов, основные представления о которых изложены ниже.

1.3. Угловой коэффициент и изображение основных процессов изменения состояния влажного воздуха в $I - d$ -диаграмме

Изменение состояния влажного воздуха характеризуется термовлажностным соотношением или угловым коэффициентом. Осуществляемый процесс в $I - d$ -диаграмме изображается прямыми

линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажного воздуха.

Рассмотрим произвольный процесс, изображённый на рис. 1.2.

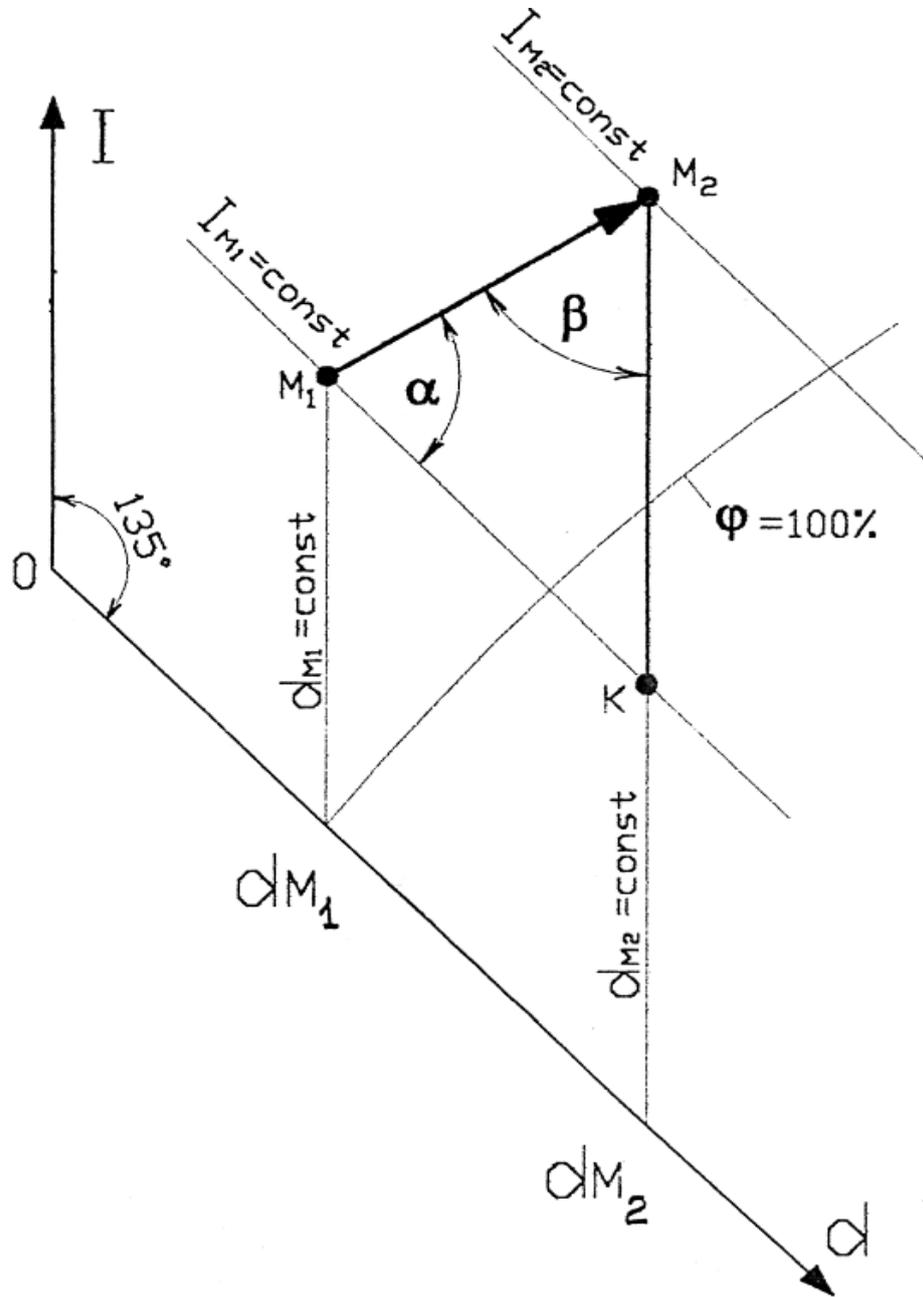


Рис. 1.2. Графическая интерпретация выражения углового коэффициента

Предположим, что начальное состояние влажного воздуха

характеризуется точкой M_1 с параметрами I_1 и d_1 , а конечное - точкой M_2 с параметрами I_2 и d_2 . Тогда отношение разности энтальпий к разности влагосодержаний в указанных точках обозначается ε и называется угловым коэффициентом.

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000, \quad \text{кДж/кг влаги.} \quad (1.20)$$

Тригонометрическое выражение углового коэффициента состоит в следующем. Проведя через точку M_1 линию $I_{M1} = const$, а через точку M_2 линию $d_{M2} = const$, получим треугольник M_1M_2K . В этом случае величину углового коэффициента можно выразить

$$\varepsilon = \frac{I_{M2} - I_{M1}}{d_{M2} - d_{M1}} \cdot 1000 = \frac{M_2K}{M_1K}. \quad (1.21)$$

Применив теорему синусов, выражение (1.21) можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{M_2K}{M_1K} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}. \quad (1.22)$$

Так как $\alpha + \beta = 135^\circ$, то угол β можно выразить через угол α :

$$\beta = 135^\circ - \alpha. \quad (1.23)$$

Подставив (1.23) в (1.22), окончательно можно записать

$$\varepsilon = \frac{\sin \alpha}{\sin(135^\circ - \alpha)} \quad . \quad (1.24)$$

Наиболее характерные процессы изменения состояния влажного воздуха и изображение их на $I-d$ - диаграмме, представлены на рис. 1.3.

Процесс 1-2 характеризуется нагревом влажного воздуха при постоянном влагосодержании $d_1 = d_2 = const$. Величина углового коэффициента при $I_2 > I_1$ составит

$$\varepsilon_1 = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{d_2 - d_1} = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{0} = +\infty \quad . \quad (1.25)$$

Процесс 1-3 характеризуется нагревом влажного воздуха и его дополнительным увлажнением, т.е. протекает при одновременном поглощении теплоты и влаги. Величина углового коэффициента при $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$ составит

$$\varepsilon_2 = \frac{(I_3 - I_1) \cdot 1000}{d_3 - d_1} > 0 \quad . \quad (1.26)$$

Процесс 1-4 протекает при постоянной энтальпии $I_4 = I_1$ с одновременным поглощением влаги $d_4 > d_1$. Луч этого процесса проходит по линии $I = const$, а сам процесс называется адиабатическим. Величина углового коэффициента составит

$$\varepsilon_3 = \frac{(I_4 - I_1) \cdot 1000}{d_4 - d_1} = \frac{0 \cdot 1000}{d_4 - d_1} = 0 \quad . \quad (1.27)$$

Процесс 1-5 характеризуется охлаждением влажного воздуха при постоянном влагосодержании $d_5 = d_1$. Величина углового коэффициента при $I_5 < I_1$ составит

$$\varepsilon_4 = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{d_5 - d_1} = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{0} = -\infty \quad . \quad (1.28)$$

Процесс 1-6 характеризуется охлаждением воздуха и его осушением, т.е. протекает при одновременном выделении теплоты и влаги. Величина углового коэффициента при $I_6 < I_1$ и $d_6 < d_1$ составит

$$\varepsilon_5 = \frac{(I_6 - I_1) \cdot 1000}{d_6 - d_1} = \frac{-(\Delta I)}{-(\Delta d)} \cdot 1000 > 0 \quad . \quad (1.29)$$

1.4. Построение в I-d - диаграмме процессов смешивания потоков воздуха с различными параметрами

На рис.1.4 изображен процесс смешивания двух потоков воздуха с различными параметрами.

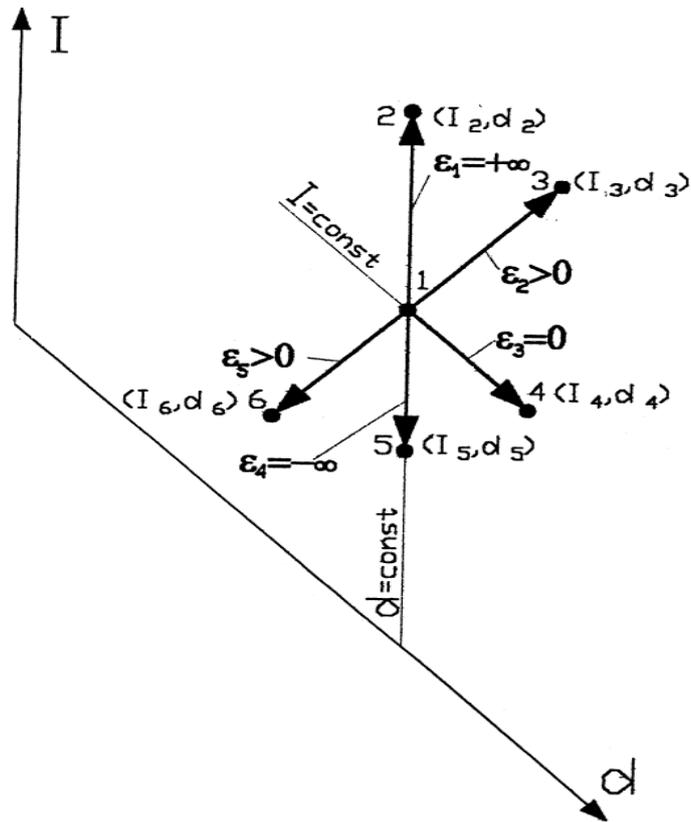


Рис. 1.3. Характерные процессы изменения состояния влажного воздуха

Предположим, что первый поток в количестве L_A характеризуется параметрами точки А на поле $I - d$ -диаграммы: I_A, d_A, t_A ; второй - в количестве L_B соответствует положению точки В с параметрами I_B, d_B, t_B . При этом соотношение

$$\frac{L_B}{L_A} = n,$$

т.е. 1кг воздуха состояния, соответствующего точке А, смешивается с n кг воздуха состояния, соответствующего точке В. Энтальпия смеси I_C в количестве $(1 + n)$ кг будет равно

$$I_C \cdot (1 + n) = I_A + n \cdot I_B, \quad (1.30)$$

откуда

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{1 + n} \quad (1.31)$$

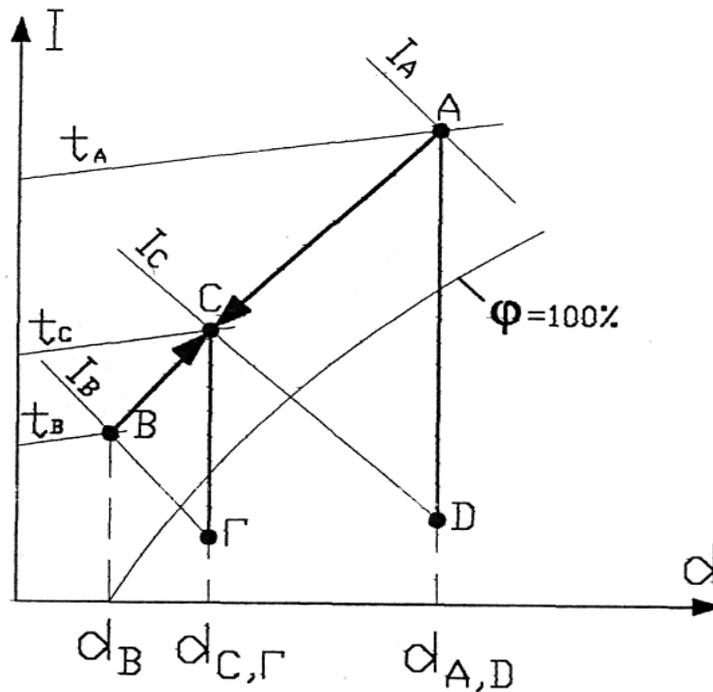


Рис.1.4. Изображение на $I - d$ - диаграмме процесса смешивания воздуха двух различных состояний

Аналогичным образом выражение влагосодержания можно представить в следующем виде

$$\frac{d_C}{1000} = \frac{d_A + n \cdot d_B}{1000 \cdot (1 + n)} \quad (1.32)$$

Из выражений (1.31) и (1.32) можно записать

$$I_A - I_C = n \cdot (I_C - I_B) \quad , \quad (1.33)$$

$$\frac{d_A - d_C}{1000} = \frac{n \cdot (d_C - d_B)}{1000} \quad . \quad (1.34)$$

Разделив (1.33) на (1.34), получим уравнение прямой линии, проходящей через точки A и B и точку с координатами I_C и d_C :

$$\frac{I_A - I_C}{d_A - d_C} \cdot 1000 = \frac{I_C - I_B}{d_C - d_B} \cdot 1000 \quad . \quad (1.35)$$

Из выражения (1.35) следует, что точка C , характеризующая состояние смеси двух потоков, лежит на прямой AB . Ее положение на этой прямой можно определить следующим образом.

Рассмотрим два треугольника ACD и CBG . Исходя из подобия этих треугольников, можно записать

$$\frac{AC}{CB} = \frac{AD}{CG} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} \quad . \quad (1.36)$$

Из выражения (1.33) следует, что

$$n = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} \quad . \quad (1.37)$$

Тогда, подставив (1.37) в (1.36), получим

$$\frac{AC}{CB} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = n = \frac{L_B}{L_A} . \quad (1.38)$$

Выражение (1.38) показывает, что точка С делит прямую АВ на отрезки, обратно пропорциональные расходам смешивающихся потоков воздуха.

Аналитически основные параметры смеси двух потоков различного состояния можно определить следующим образом:

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{n + 1} , \quad (1.39)$$

$$d_C = \frac{d_A + n \cdot d_B}{n + 1} , \quad (1.40)$$

$$t_C = \frac{t_A + n \cdot t_B}{n + 1} . \quad (1.41)$$

1.5. Способы и приборы для определения параметров влажного воздуха

Одним из важнейших параметров влажного воздуха, позволяющим при известной температуре определить все остальные параметры, является относительная влажность φ . Существует несколько способов определения относительной влажности: а)

химический; б) способ наблюдения точки росы; в) способ волосяного гигрометра; г) психрометрический. Приборы, при помощи которых производят измерения первыми тремя способами, называются гигрометрами, а по четвёртому способу - психрометрами.

Химический способ заключается в следующем. При помощи аспиратора медленно отбирают некоторый объём воздуха, влажность которого измеряют. Перед входом в аспиратор воздух проходит через несколько U- образных трубок, заполненных веществом, активно поглощающим водяные пары. Таким веществом может быть хлористый кальций CaCl_2 или фосфорный ангидрид P_2O_5 . По приросту массы трубок до и после опыта можно подсчитать по специальной методике количество водяных паров в 1 м^3 воздуха, а следовательно и его относительную влажность.

Этот способ связан с достаточно большими техническими трудностями, а кроме того необходимо знать начальную концентрацию водяных паров, что требует дополнительных измерений. Поэтому этот метод, как правило, не применяется.

Прежде чем перейти к рассмотрению способа наблюдения точки росы необходимо выявить её физическую сущность. Температурой точки росы называется та температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. Графическая интерпретация этого понятия представлена на рис. 1.5.

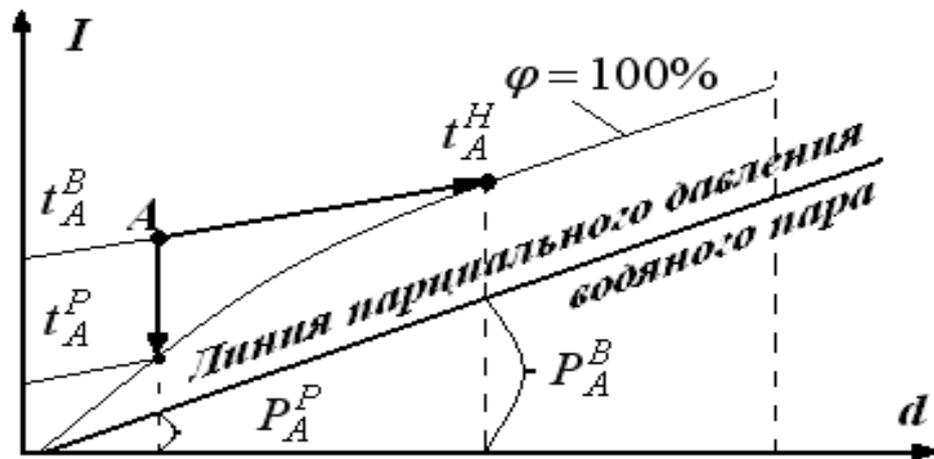


Рис. 1.5. Определение температуры точки росы с помощью $I - d$ -диаграммы

Предположим, что параметры влажного воздуха определяются положением точки A на поле $I - d$ -диаграммы. При этом температура воздуха соответствует изотерме t_A^B , а его влагосодержание - d_B . Если из точки A провести луч процесса по линии постоянного влагосодержания до пересечения с пограничной кривой $\varphi = 100\%$ и провести через точку пересечения изотерму t_A^P , то она и будет соответствовать значению температуры точки росы для состояния влажного воздуха при данных условиях.

При известной температуре влажного воздуха t_A^B и температуре точки росы t_A^P на основании выражения (1.10) величина относительной влажности может быть определена

$$\varphi = \frac{P_A^P}{P_A^B} \cdot 100, \quad \% \quad , \quad (1.42)$$

где P_A^P - парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре точки росы t_A^P ; P_A^B - парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха t_A^B .

Численные значения P_A^P и P_A^B определяются по диаграмме как отрезки под линией парциального давления водяного пара в насыщенном состоянии при соответствующих температурах t_A^P и t_A^B .

Одной из наиболее распространённых конструкций прибора для определения относительной влажности воздуха является гигрометр Аллюарда и Грове. Он основан на принципе наблюдения момента появления росы на внутренней отполированной позолоченной стенке четырёхгранного сосуда, заполненного жидким эфиром, при соприкосновении воздуха с этой стенкой. При появлении конденсата на контрольной стенке прибора, наблюдаемом визуально через смотровое окно, с помощью специальной методики фиксируют значения температуры эфира и температуры воздуха на входе в гигрометр, что позволяет определить по $I-d$ -диаграмме или с помощью таблиц величину соответствующего парциального давления для подстановки в выражение (1.42).

Этот способ является дорогостоящим, связан с большими техническими трудностями и поэтому применяется редко.

Принцип действия волосяного гигрометра основан на свойстве человеческого волоса изменять свою длину в зависимости от относительной влажности воздуха. Общий вид волосяного гигрометра приведен на рис. 1.6.

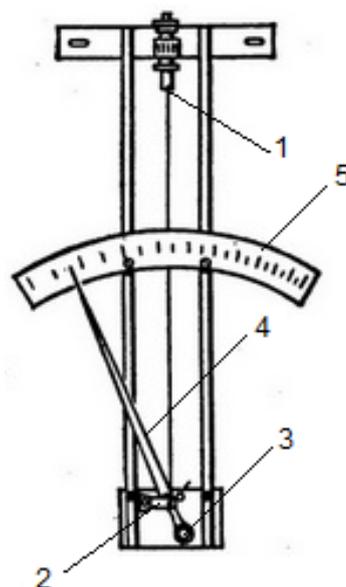


Рис. 1.6. Волосяной гигрометр:

1 – волос; 2 – груз; 3 – металлическая рамка; 4 – стрелка; 5 – шкала

Один конец волоса укреплен неподвижно в точке 1, а другой обернут вокруг валика 2 и натянут грузом 3. К валику прикреплена стрелка 4, которая перемещается по шкале делений относительной влажности 5. Предварительная градуировка шкалы производится для каждого прибора отдельно путём помещения его в среду, относительная влажность которой известна. Обычно такой прибор применяется в быту или производственных помещениях, не требующих высокой точности измерений параметров воздушной среды.

Прежде чем перейти к рассмотрению психрометрического способа определения относительной влажности воздуха, необходимо установить физическую сущность понятия температуры мокрого термометра, которая имеет большое значение в технике вентиляции и

кондиционирования воздуха.

Если ненасыщенный воздух приходит в соприкосновение с поверхностью тонкой плёнки воды, то в результате процессов тепло- и массообмена будет происходить как перенос теплоты, так и перенос влаги (массы вещества) в направлении более низкого потенциала. При температуре ненасыщенного воздуха выше температуры воды, а температуре воды - выше температуры точки росы, перенос теплоты будет происходить от воздуха к поверхности воды, а перенос влаги - от поверхности воды в воздух.

При этом температура воздуха понижается, а отдаваемая им явная теплота будет затрачиваться на частичное испарение влаги. Испарившаяся за счёт явной теплоты воздуха влага поступает обратно в воздух, в результате чего увеличивается его влагосодержание и парциальное давление водяных паров. Вследствие этого увеличивается и теплосодержание влажного воздуха практически до его первоначального уровня. Такие процессы называются адиабатическими, т.е. протекающими при постоянной энтальпии. Изображение процесса в $I - d$ - диаграмме приведено на рис. I.7.

Предположим, что параметры влажного воздуха определяются положением точки А на поле $I - d$ - диаграммы. При этом температура воздуха соответствует изотерме t_A^C (температура сухого термометра), а его влагосодержание - d_A . Если из точки А провести луч процесса по линии $I_A = const$ до пересечения с пограничной кривой $\varphi = 100\%$ и провести через точку пересечения изотерму t_A^M , то она и будет соответствовать значению температуры мокрого термометра для состояния влажного воздуха при данных условиях. При этом величина d_A^H будет соответствовать влагосодержанию

это обстоятельство можно не учитывать.

Разность температур между показаниями сухого и мокрого термометров $\Delta t_{ПС} = t_A^C - t_A^M$ называется психометрической разностью.

По её величине можно однозначно судить о состоянии влажного воздуха. Чем меньше эта разность, тем воздух более насыщен влагой. При $t_A^C = t_A^M$ психометрическая разность $\Delta t_{ПС} = 0$, т. е. воздух находится в насыщенном состоянии ($\varphi = 100\%$).

На основе принципа определения психометрической разности разработаны приборы для определения величины относительной влажности воздуха - психометры. Наиболее распространённая конструкция прибора представлена на рис. 1.8.

Психометр состоит из двух одинаковых термометров, закреплённых на общей рамке 1. Один из этих термометров 2 служит для измерения температуры воздуха t_C и называется сухим термометром. Другой термометр 3 предназначен для измерения температуры воздуха по мокрому термометру. Ртутный резервуар этого термометра обёрнут батистовой тканью 4, непрерывно смачиваемой водой, находящейся в колбе 5. На основании измеренных величин t_C и t_M определяют относительную влажность φ с помощью $I-d$ -диаграммы, специальных градуировочных таблиц или графиков. Данная конструкция психометра широко применяется для контроля воздушной среды в помещениях различного назначения, но обладает большой инерционностью и значительной погрешностью при измерении температур.

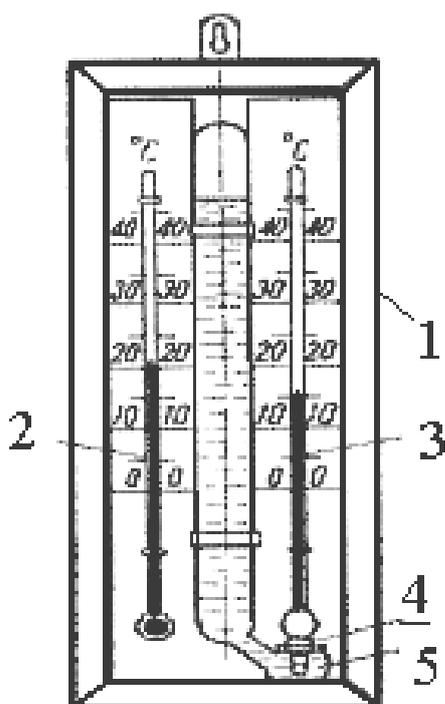


Рис. 1.8. Психрометр

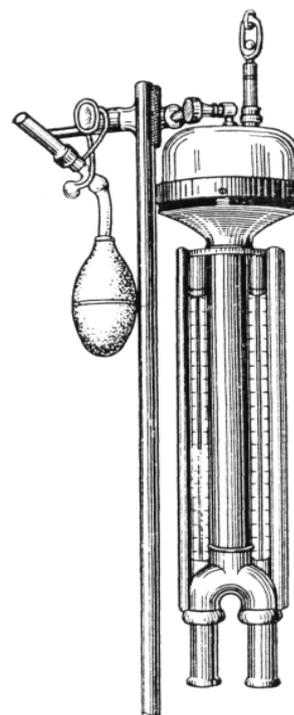


Рис. 1.9. Аспирационный психрометр Асмана

При необходимости быстрого и более точного определения состояния воздуха используется психрометр Асмана (рис.1.9). Принцип его действия аналогичен, но сухой и мокрый термометры заключены в специальные металлические трубки, через которые принудительно продувается воздух с помощью вентилятора с механическим приводом, расположенного в верхней части прибора. При этом интенсивность процесса испарения влаги значительно увеличивается, что позволяет более точно определить температуру мокрого термометра, а металлические трубки защищают термометры от воздействия внешних излучателей.

Психрометры Асмана используются обычно при выполнении

научных исследований состояния воздушной среды, наладке систем вентиляции и т.п. В качестве примера на рис. 1.10 приведена номограмма для определения величины относительной влажности по показаниям сухого $t_C = 14\text{ }^\circ\text{C}$ и мокрого $t_M = 10\text{ }^\circ\text{C}$ термометров.

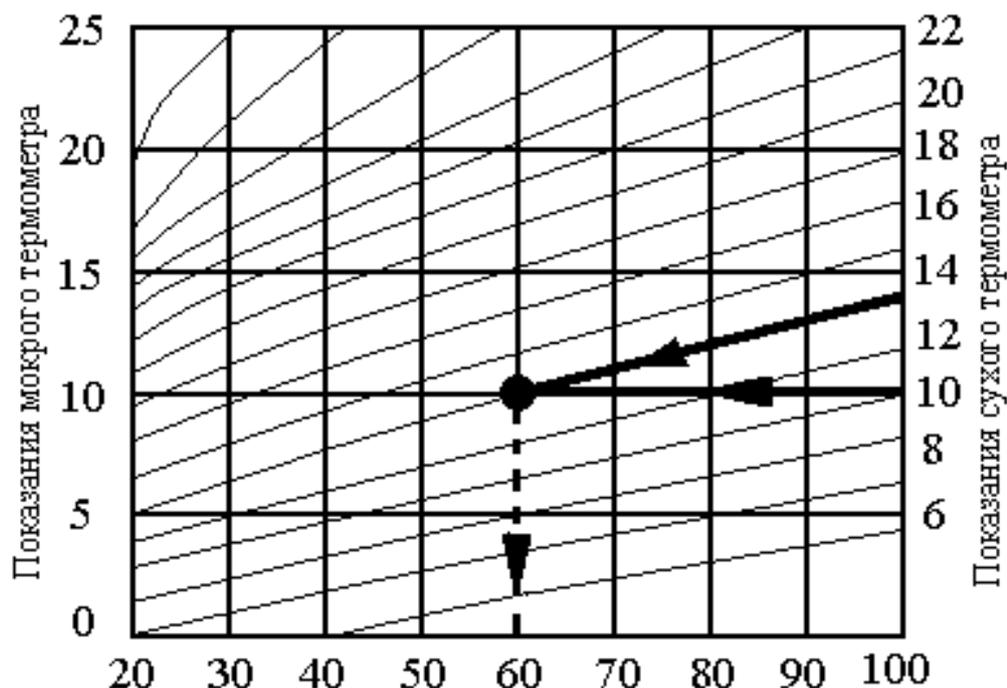


Рис. 1.10. Номограмма для определения величины относительной влажности воздуха

Из точки пересечения изотермы мокрого термометра (горизонтальная линия) с изотермой сухого термометра (наклонная линия) опускается перпендикуляр на шкалу относительной влажности, где и фиксируется её значение, равное в рассматриваемом примере $\varphi = 60\%$

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Как вычисляется плотность сухого воздуха и водяного пара на основе закона Клайперона-Менделеева и при нормальных условиях?
2. Каким образом вычисляется газовая постоянная сухого воздуха и водяного пара из универсальной газовой постоянной?
3. В чем заключается физическая сущность состояния влажного воздуха, насыщенного и ненасыщенного влажного воздуха?
4. Каким образом вычисляются абсолютная влажность и влагоемкость воздуха, относительная влажность и влагосодержание воздуха. Приведите определение этих параметров.
5. Как вычисляется энтальпия влажного воздуха при известных параметрах температуры и влагосодержания. Приведите формулу для инженерных расчетов?
6. В чем заключается принцип построения $I - d$ -диаграммы?
7. Каким образом определяется угловой коэффициент? В чем заключается его графическая интерпретация?
8. Какие характерные процессы изменения состояния влажного воздуха существуют?
9. Каким образом изображается на $I - d$ -диаграмме процесс смешивания двух различных состояний воздуха? Приведите вывод основных зависимостей для определения параметров в точке смешивания.
10. Какие способы определения относительной влажности вы знаете?
11. Что такое точка росы? Как определить ее положение на $I - d$ -диаграмме?

12. Приведите конструкцию волосяного гигрометра для определения относительной влажности воздуха.

13. В чем заключается физическая сущность и определение понятия мокрого термометра?

14. Каким образом определяется температура мокрого термометра по $I - d$ -диаграмме?

15. Как определяется относительная влажность воздуха с помощью психрометров? Что такое психрометрическая разность температур?

Глава 2. ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

2.1. Эксергетический КПД сложной термодинамической системы

В настоящей главе предлагается рассматривать теплотехнологическую схему как сложную термодинамическую систему, где взаимодействуют энергетические потоки в процессах нагрева, охлаждения, выпаривания и т.д. Во многих случаях такое допущение вполне оправдано. Здесь важны не абсолютные значения эксергий, а приращения эксергетических тепловых потоков. Этот метод можно назвать методом приращения эксергетических потоков. Рассмотрим основные закономерности этого метода.

В процессе энергетического взаимодействия потоков друг с другом и с окружающей средой имеет место передача энергии материальных потоков с наименьшей температурой в системе окружающей среде. Действительно, согласно второму закону термодинамики эта энергия не может быть передана остальным рабочим телам с большей температурой, т. е. является бесполезной в данной системе и переходит в окружающую среду.

Рассмотрим стационарную закрытую термически изолированную систему отдающую энергию Q_2 с температурой T_2 (низшая температура в системе) в окружающую среду (с температурой $T_{o.c.}$), а также потребляющую извне энергию направленного движения Q_1 и, в общем случае, энергию окружающей среды $Q_{o.c.}$ (рис. 2.1).

По первому закону термодинамики имеем:

$$Q_2 = Q_1 + Q_{o.c.} \quad . \quad (2.1)$$

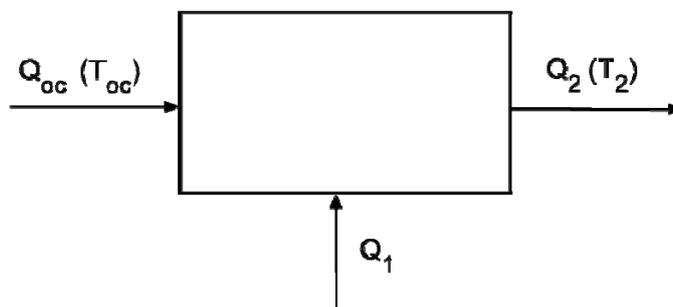


Рис. 2.1. Термодинамическая система

Далее, по определению энтропии, приращение энтропии системы равно:

$$\Delta S_c = S_{\text{вх}} - S_{\text{вых}} = \frac{Q_2}{T_2^T} - \frac{Q_{o.c}}{T_{o.c}}, \quad (2.2)$$

где $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{вых}}$ - энтропии материальных потоков на входе и выходе из системы; T_2^T - среднетермодинамическая температура (при выборе в качестве точки отсчета температуры T_{oc}); T_{oc} - температура холодильника (окружающая среда).

Из (2.1) с учетом (2.2) находим:

$$Q_1 = T_{o.c} \cdot \Delta S_c + Q_2 \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_2^T} \right). \quad (2.3)$$

Из полученного выражения видно, что при $T_2^T = T_{o.c}$, т. е. при обратимом энергообмене с окружающей средой потребляемая извне энергия (Q_{\min}) минимальна и компенсирует только потери от внутренней необратимости теплопроцессов в системе, т.е.

$$Q_{\min} = T_{o.c} \cdot \Delta S_c = P_i. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.3) выражает закон Гюи – Стодолы. Величина $Q_2 \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_2^T} \right)$ определяет потери эксергии от внешней необратимости.

Выведенные соотношения для общих затрат энергии в систему (2.3) и минимальных затрат (2.4) позволяют абсолютно оценить

(через подвод энергии от внешнего источника) термодинамическое совершенство системы.

Термодинамический анализ технологических систем диктует необходимость относительной оценки степени термодинамического совершенства, т.е. термодинамического (эксергетического) КПД. Он может быть получен с использованием понятия эксергии теплового потока термодинамической системы.

Эксергия теплового потока E_q при температуре T определяется количеством работы, которое может быть получено или должно быть затрачено в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей данный тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды. Эта термодинамическая функция характеризует не энергию теплового потока, а его максимально возможную работу, которую этот поток может совершить вне рассматриваемой системы. Следует подчеркнуть, что возможная работа теплового потока не является материальной величиной, поэтому для нее закон сохранения энергии не справедлив. Однако учет потерь от необратимости процессов (эксергетических потерь) позволяет составлять ее баланс и, следовательно, открывает возможность определения эксергетического КПД.

Математическое выражение для эксергии теплового потока в условиях изобарического процесса E_q может быть представлено в виде:

$$E_q = (h - T_{o.c} \cdot S) - (h_{o.c} - T_{o.c} \cdot S_{o.c}) . \quad (2.5)$$

Выразим приращение энтропии через среднетермодинамическую температуру потока T^T :

$$S - S_{oc} = \frac{(h - h_{oc})}{T^T}, \quad (2.6)$$

тогда

$$E_q = (h - h_{oc}) \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^m} \right). \quad (2.7)$$

Необходимо отметить, что формула (2.7) состоит из двух сомножителей

Первый сомножитель (тепловой поток) не является дифференциалом параметра состояния. Поэтому эксергия теплового потока также не является параметром состояния, а зависит от пути процесса.

Второй сомножитель характеризует поток энергии при термическом взаимодействии. Эта величина не содержит никаких качественных характеристик теплового потока.

Величина E_q характеризует тепловой поток с качественной стороны, являясь мерой его пригодности к превращению в работу при заданных параметрах T и T_{oc} .

Для анализа блоков (части) термодинамической системы удобно пользоваться приращением эксергии, полученным при термическом взаимодействии материальных потоков:

$$\left(\Delta E_q \right)_m = G \left[(h_1 - h_2) - T_{oc} (S_1 - S_2) \right] \quad (2.8)$$

или с учетом (2.7):

$$\left(\Delta E_q \right)_m = G (h_1 - h_2) \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_m^T} \right), \quad (2.9)$$

где h_1, S_1, h_2, S_2 , - энтальпия и энтропия подвода и отвода энергии от материальных потоков в анализируемом блоке системы; G – массовый расход потока; T_m^T - среднетермодинамическая температура отвода теплового потока в m -том блоке термодинамической системы.

Абсолютная оценка термодинамического совершенства выражается через эксергетические потери. Эксергетические потери можно получить вычитанием всех входящих и выходящих в узел эксергий:

$$\Pi = \sum_{m=1}^{m=N} \left(\Delta E_q \right)_m - \sum_{m=1}^{m=L} \left(\Delta E_q \right)_m. \quad (2.10)$$

Эксергетические потери – абсолютная мера необратимости процесса. Она также численно равна возрастанию энтропии участвующих в процессе взаимодействия материальных потоков через коэффициент пропорциональности $T_{o.c}$:

$$\Pi = T_{o.c} \left(\sum_{\text{ВЫХ}} G_i S_i - \sum_{\text{ВХ}} G_i S_i \right), \quad (2.11)$$

где G_i, S_i , - расход и соответствующая ему энтропия i -того потока на выходе и входе в узел взаимодействия.

В качестве относительной характеристики термодинамического совершенства процесса выступает эксергетический КПД. Составленный на основе классических законов термодинамики (первого и второго), эксергетический КПД характеризует степень необратимости процессов. Определение эксергетических КПД теплоиспользующих элементов системы позволяет выявить процессы, характеризующиеся большой необратимостью, наметить пути по уменьшению или ликвидации этой необратимости.

Эксергетический КПД определяется как отношение воспринятой в теплопроцессе пригодной для дальнейшего технического использования энергии к подводимой, пригодной для технического использования энергии т.е. как отношение приращения эксергий.

Эксергетический КПД теплообменного аппарата η_e^T можно выразить следующим образом:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{qo}} \quad (2.12)$$

или

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{o.c}}{T_n^T}}{1 - \frac{T_{o.c}}{T_o^T}}, \quad (2.13)$$

где ΔE_{qn} и ΔE_{qo} - приращение эксергии нагреваемого и охлаждаемого потока при энергетическом взаимодействии; T_n^T и T_o^T

– среднетермодинамическая температура нагреваемого и охлаждаемого потока.

Эксергетический КПД сложной системы η_e можно определить как отношение суммарного приращения эксергии всех нагреваемых потоков к суммарному приращению всех охлаждаемых потоков:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta E_{qH}}{\sum \Delta E_{qO}} . \quad (2.14)$$

Найдем связь η_e сложной тепловой схемы с η_{em} составляющих ее локальных элементов. По определению для m – того элемента сложной тепловой схемы имеем:

$$\eta_{em} = \frac{\left(\sum \Delta E_{qH} \right)_m}{\left(\sum \Delta E_{qO} \right)_m} . \quad (2.15)$$

Для сложной тепловой схемы:

$$\eta_e = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qH} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qO} \right)_m} . \quad (2.16)$$

Введем понятие доли γ_m затраченной эксергии в m – том локальном элементе тепловой схемы к суммарным затратам эксергии во всей тепловой схеме:

$$\gamma_m = \frac{\left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m}. \quad (2.17)$$

Тогда из (2.16) с учетом (2.17) после несложных математических преобразований получим:

$$\eta_e = \sum_m \frac{\left(\sum \Delta E_{qn} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m} = \sum (\eta_{em} \gamma_m). \quad (2.18)$$

В реальных тепловых схемах наряду с потерями эксергии при энергообмене между материальными потоками, обусловленными градиентом температур, в общем случае имеют место потери эксергии с материальными потоками при их взаимодействии с окружающей средой, отвод энергии теплового потока через изолированные и неизолированные участки оборудования, а также адиабатическое дросселирование. Эти затраты эксергии следует относить ко всей тепловой анализируемой схеме, так как они являются суммарным следствием деградации энергии в процессах всех теплоиспользующих элементов.

Для оценки влияния отдельных составляющих на общий эксергетический КПД схемы целесообразно ввести понятие коэффициента использования энергии материальных потоков - φ_i ; коэффициента, учитывающего отвод энергии через поверхность оборудования - φ_Q и коэффициента, учитывающего потери эксергии в результате дросселирования потоков без изменения агрегатного состояния - $\varphi_{др}$:

$$\phi_i = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m}{\sum_m \left(\Delta E_{qo} \right)_m + \sum \Delta E_{qomп}} \quad (2.19)$$

$$\Phi_Q = \frac{\sum Q}{\sum Q'} \quad (2.20)$$

$$\phi_{др} = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m + \sum \Delta E_{qomп}}{\sum_m \left(\sum \Delta E_{qo} \right)_m + \sum \Delta E_{qomп} + \sum \Delta E_{qдр}}, \quad (2.21)$$

где $\Delta E_{qomп}$ - приращение эксергии охлаждаемого материального потока, $\Delta E_{qдр}$ - приращение эксергии в результате дросселирования потоков; Q и Q' - соответственно воспринятый и переданный тепловой поток.

Тогда эксергетический КПД сложной системы с учетом отвода теплоты в окружающую среду и дросселированием потоков можно записать:

$$\eta_e = \eta'_e \cdot \Phi_i \cdot \Phi_Q \cdot \Phi_{др}, \quad (2.22)$$

где η'_e - КПД системы в адиабатическом процессе.

2.2. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной термодинамической системы

Одним из основных параметров в расчетах по определению эксергетического КПД теплопередачи является среднетермодинамическая температура нагрева (охлаждения) материальных потоков в процессе их энергетического взаимодействия. Среднетермодинамическая температура равна отношению изменения (приращения) энтальпии нагреваемого (охлаждаемого) потока к соответствующему приращению энтропии этого потока.

В настоящем разделе делается попытка определения эксергетического КПД сложной теплоиспользующей схемы и установления связи между эксергетическим КПД ее элемента с эксергетическим КПД сложной теплоиспользующей схемы в привычных для пользователя параметрах.

Для вычисления эксергетического КПД сложной тепловой схемы примем следующие соотношения:

Удельный тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -том теплообменнике:

$$q_i = \Delta Q_i / \Sigma \Delta Q_i, \quad (2.23)$$

где ΔQ_i – тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -том теплообменнике; $\Sigma \Delta Q_i$ – сумма тепловых потоков, переданных (воспринятых) по всем элементам рассматриваемой системы.

Приведенный тепловой поток для i - того теплообменного аппарата:

- нагреваемый поток:

$$q_{\text{пр.н}} = q_i / T_{\text{ни}}^T, \quad (2.24)$$

- охлаждаемый поток:

$$q_{\text{пр.о}} = q_i / T_{\text{oi}}^T, \quad (2.25)$$

где $T_{\text{ни}}^T$ и T_{oi}^T — соответственно среднетермодинамическая температура нагреваемой и охлаждаемой среды для i -того теплообменного аппарата.

В большинстве практических случаев при термодинамическом анализе тепловых схем технологических процессов среднетермодинамическая температура отдельных потоков T^T может быть выражена через их истинные температуры следующими приближенными формулами:

- для процессов без фазовых превращений:

$$T^T \approx (T_{\text{н}} + T_{\text{к}}) / 2; \quad (2.26)$$

- для процессов при фазовом переходе первого рода:

$$T^T \approx T_s, \quad (2.27)$$

где $T_{\text{н}}$ и $T_{\text{к}}$ — температуры потока в начале и конце теплового процесса; T_s — температура фазового перехода.

Относительные погрешности по приближенным формулам, полученные путем разложения в ряд Тейлора точных формул для процессов без фазовых превращений равны:

$$\delta_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{T_H - T_K}{T_H + T_K} \right)^2, \quad (2.28)$$

а для процессов с учетом фазовых переходов при наличии перегрева пара и переохлаждения конденсата:

$$\delta_2 \approx \frac{T_s}{2r} \left[c_1 \left(\frac{\Delta T_1}{T_s} \right)^2 - c_2 \left(\frac{\Delta T_2}{T_s} \right)^2 \right], \quad (2.29)$$

где c_1 и c_2 - теплоемкость конденсата и перегретого пара; ΔT_2 , ΔT_1 — перегрев пара и переохлаждение конденсата; r — удельная теплота фазового перехода.

Как известно, эксергетический КПД сложной тепловой схемы η_e можно вычислить из уравнения:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta E_{qn}}{\sum \Delta E_{qo}}, \quad (2.30)$$

где $\sum \Delta E_{qn}$ и $\sum \Delta E_{qo}$ - сумма приращений эксергий всех нагреваемых и охлаждаемых потоков, соответственно.

Раскроем числитель и знаменатель через значения для единичного теплообменного аппарата по формуле:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_H}\right)}{\Delta Q_o \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_o}\right)}, \quad (2.31)$$

где ΔQ_H , ΔQ_o - тепловые потоки нагреваемой и охлаждаемой среды, соответственно; $T_{o.c}$ - температура окружающей среды (для большинства случаев, встречающихся на практике можно принять 300 К).

Тогда с учетом (2.30 и 2.31) нетрудно получить эксергетический КПД для сложной адиабатической тепловой схемы в виде:

$$\eta_e = \frac{1 - T_{o.c} \sum q_{\text{прн}}}{1 - T_{o.c} \sum q_{\text{про}}}. \quad (2.32)$$

Найдем связь между эксергетическим КПД элемента η_{ei} с эксергетическим КПД в целом тепловой схемы η_e , куда входит этот элемент. Доля затраченной эксергии в i -том элементе γ_i к общей эксергии, затраченной в схеме:

$$\gamma_i = \frac{\Delta E_{qoi}}{\sum \Delta E_{qoi}} = \frac{q_i \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_{oi}^m}\right)}{\sum q_i \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_{oi}^m}\right)}. \quad (2.33)$$

Тогда общий КПД тепловой схемы можно вычислить:

$$\eta_e = \sum \gamma_i \cdot \eta_{ei} . \quad (2.34)$$

2.3. Определение эксергетического КПД тепловых процессов, осложненных массообменом

В теплообменниках рекуперативного типа при определении эксергетического КПД определение приращения эксергии нагреваемых и охлаждаемых потоков не представляет труда. Некоторое затруднение вызывает определение приращения эксергии в процессах, осложненных массообменом.

Можно привести тепловой процесс с массообменом к процессу в рекуперативном теплообменнике и идеальном смесителе (разделителе), которые работают последовательно. Эта условная схема (при сохранении материальных и энергетических балансов) позволяет относительно просто рассчитать приращения эксергий материальных потоков в тепловом процессе, осложненном массообменом.

Рассмотрим процессы в типичных теплоиспользующих установках производства целлюлозы и бумаги, где тепловые процессы осложнены массообменом.

Теплообменник смешения

Пусть имеется теплообменник смешения, в котором рабочее тело нагревается теплоносителем (насыщенный пар) - рис. 2.2.

На рис. 2.2 приняты следующие обозначения: G_1, c_1, T_1 — расход, удельная теплоемкость и температура нагреваемого потока на входе в теплообменник; G_2, h_2, T_2 - расход, энтальпия и температура охлаждаемого потока на входе в теплообменник; G_3, c_3, T_3 - расход, удельная теплоёмкость и температура потока на выходе из теплообменника; c_v — удельная теплоемкость воды.

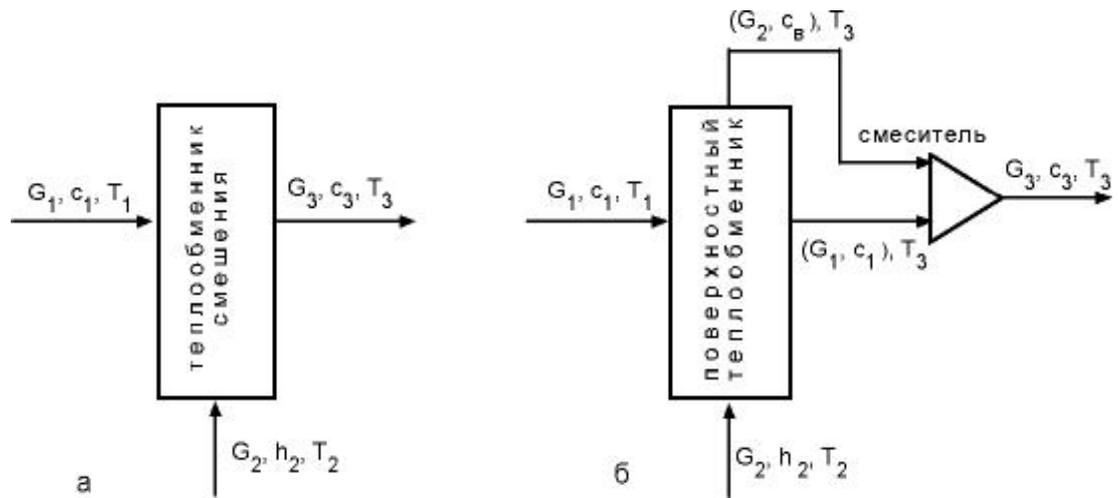


Рис. 2.2. Тепловые схемы теплообменника смешения:
а – структурная; б – эквивалентная

Приведем рассматриваемый процесс теплообмена (рис.2.2, а) к процессу в рекуперативном (поверхностном) теплообменнике. Для этого условно разобьем выходной (нагретый) поток на два: первый - равный по массе нагреваемому потоку, второй - равный по массе охлаждаемому потоку (рис. 2.2, б). При этом для обоих потоков $T_3 = idem$. Так как при определении приращения эксергии используются балансы массы и энергии потоков, практически удобно нагретый поток разделить не по массам, а по их водяным эквивалентам.

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_1 c_1 (T_3 - T_1)}{G_2 (h_2 - c_2 T_3)} \frac{1 - T_{o.c} / T_H^m}{1 - T_{o.c} / T_0^T} = \frac{1 - T_{o.c} / T_H^m}{1 - T_{o.c} / T_0^T} \quad (2.35)$$

Адиабатический самоиспаритель

Другим типичным теплоиспользующим элементом, предназначенным для концентрирования и охлаждения раствора, является адиабатический самоиспаритель (рис. 2.3).

На рис.2.3 приняты следующие обозначения: G_1^H, c_1^H, T_1^H и G_2^H, c_2^H, T_2^H — соответственно расход, удельная теплоемкость и температура перегретого раствора на входе и выходе из испарителя; G_3^H, h, T_s — соответственно расход, удельная энтальпия и температура пара вскипания раствора.

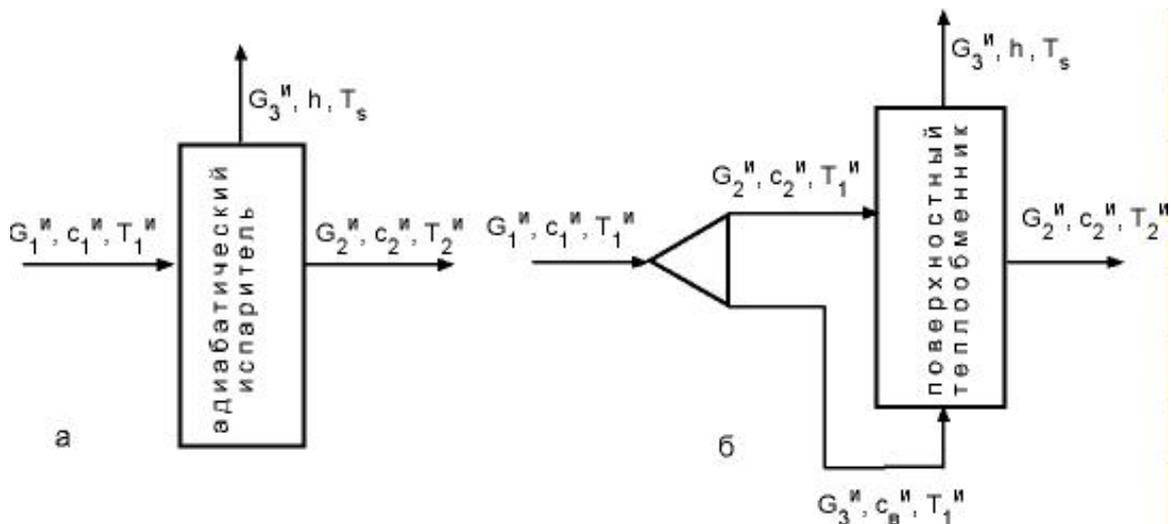


Рис. 2.3. Тепловые схемы адиабатического самоиспарителя:

а — структурная; б - эквивалентная

Процесс в этом элементе относится к процессу дросселирования перегретого раствора с внутренним энергообменом. Эти самоиспарители нашли широкое применение в аппаратурно-

технологических схемах варки щепы в производстве целлюлозы, производстве бумаги, в котельной практике в качестве расширителей непрерывной продувки и других теплоиспользующих процессах.

Для приведения теплопроцесса (рис.2.3, а) к процессу в рекуперативном теплообменнике разобьем (условно) входящий поток на два: один по массе равен нагреваемому потоку (пару), другой - охлаждаемому.

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_3 (h - c^u T_1^u)}{G_2 c_2 (T_1^u - T_2^u)} \frac{1 - T_{o.c} / T_H^m}{1 - T_{o.c} / T_o^T} = \frac{1 - T_{o.c} / T_H^m}{1 - T_{o.c} / T_o^T} . \quad (2.36)$$

Выпарной аппарат

Выпарной аппарат является основным теплообменным устройством для концентрирования растворов в производстве целлюлозы. В этом аппарате протекают процессы теплообмена с массообменом. В общем случае удаление воды из раствора происходит за счет как внутреннего энергообмена (адиабатического дросселирования перегретого раствора), так и внешнего - путем теплопередачи энергии пара к раствору через теплообменную поверхность.

Пусть имеем изотермический процесс концентрирования черного щелока, поступающего в выпарной аппарат при температуре кипения в нем (рис. 2.4, а). С целью приведения рассматриваемого теплового процесса к процессу в рекуперативном теплообменнике входной поток разделим на два: один — равный по массе образующемуся вторичному пару, другой — равный по массе концентрированному раствору. Тогда (рис. 2.4, б) процесс

выпаривания может быть приведен к процессу в рекуперативном теплообменнике.

Так как поток с $(G_1^p - G_2^p)$, c_1^p и T_1^p проходит через теплообменник, не претерпевая никаких изменений, то имеют место два потока: один нагреваемый, который превращается из воды с температурой T_1^p в водяной пар, другой — охлаждаемый, энергия фазового перехода которого используется для выпаривания раствора.

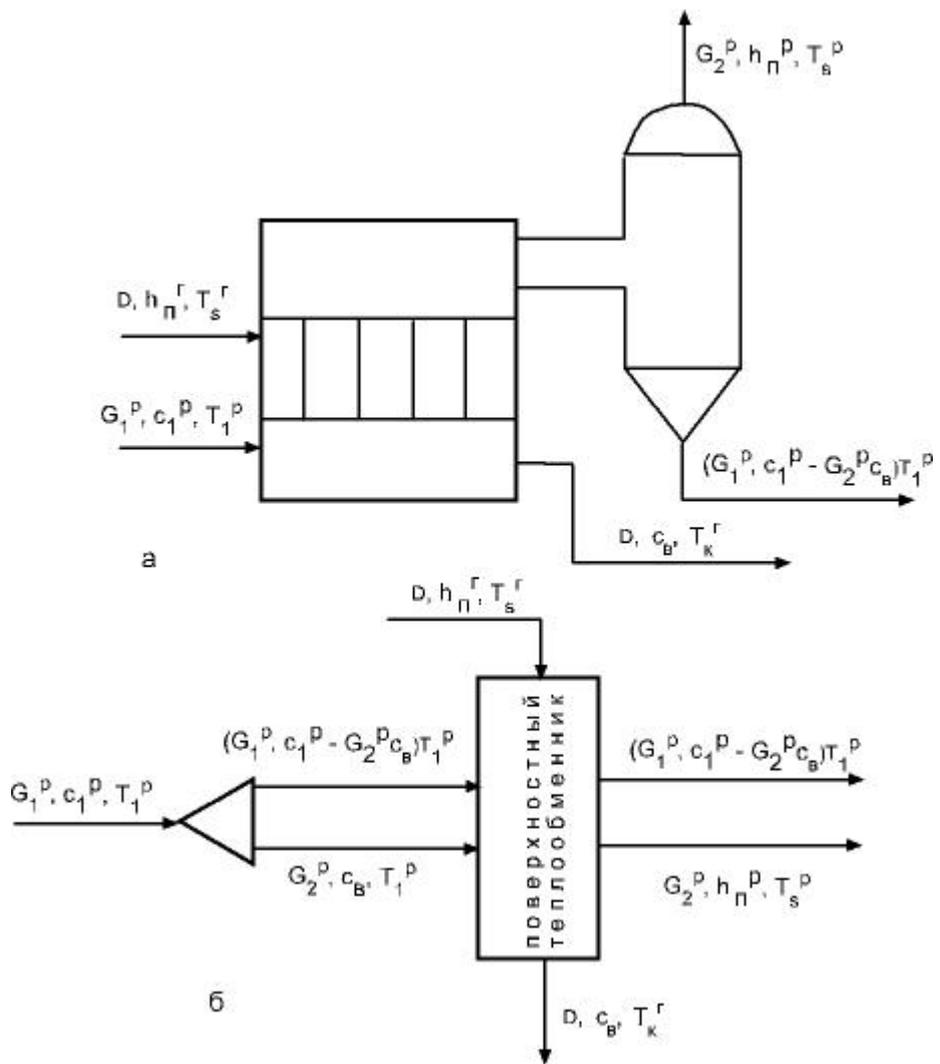


Рис. 2.4. Тепловая схема выпарного аппарата:
 а — структурная; б - эквивалентная

На рис.2.4 приняты следующие обозначения: G_1^p , c_1^p , T_1^p — соответственно расход, удельная теплоемкость и температура черного щелока, поступающего в выпарной аппарат; G_2 , h_n^p , T_s^p — расход, удельная энтальпия и температура пара испарения; D , T_s^r и T_k^r — расход, температура насыщения греющего пара и температура конденсата; c_b - теплоемкость воды.

Теперь нетрудно определить эксергетический КПД такого процесса:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_2^p (h_n^p - c_b T_1^p)}{D (h_n^r - c_b T_k^r)} \frac{1 - T_{o.c} / T_n^m}{1 - T_{o.c} / T_o^r} = \frac{1 - T_{o.c} / T_n^m}{1 - T_{o.c} / T_o^r} \quad (2.37)$$

Достоинством предложенного метода расчета эксергетического КПД тепловой схемы является не только возможность последующей формулировки термодинамических требований по ее совершенствованию с позиций энергосбережения, но и использование привычных для инженеров-теплотехников и технологов понятий: расход рабочего тела, тепловой поток, истинная температура теплоносителя и т.д.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Чем метод приращения эксергий отличается от классического эксергетического и энтропийного методов?

2. Какие общие потери эксергии существуют? Что такое потери эксергии от внешней необратимости? Приведите формулировку закона Гюи-Стодолы (потери эксергии от внутренней необратимости тепловых процессов).

3. Каким образом определяется эксергия теплового потока? Приведите математическое выражение для эксергии теплового потока.
4. Приведите определение и математическое выражение среднетермодинамической температуры теплового потока.
5. Приведите математическое выражение для величины приращения эксергии.
6. Как определить эксергетические потери – абсолютную величину оценки термодинамического совершенства системы?
7. Каким образом вычисляется эксергетический КПД элементарного теплового процесса и сложной термодинамической системы?
8. Приведите математическое выражение связи общего эксергетического КПД системы с КПД ее элементов.
9. В чем заключается связь эксергетического КПД реальной термодинамической системы с КПД адиабатной системы, отводом теплового потока в окружающую среду и дросселирования потоков?
10. Приведите упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной термодинамической системы.
11. Определите эксергетический КПД рекуперативного теплообменника.
12. Определите эксергетический КПД контактного теплообменника.
13. Определите эксергетический КПД адиабатического самоиспарителя.
14. Определите эксергетический КПД выпарного аппарата.

Глава 3. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

3.1. Назначение и классификация систем отопления

В производственных сооружениях, зданиях и помещениях любого назначения с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей, в помещениях во время проведения основных и ремонтно-восстановительных работ, а также в помещениях, в которых постоянная температура необходима по технологическим условиям, следует предусматривать соответствующую систему отопления для поддержания требуемых температур внутреннего воздуха в холодный период года.

Системы отопления являются неотъемлемой частью здания, поэтому они должны удовлетворять санитарно-гигиеническим, технико-экономическим, архитектурно-строительным и монтажно-эксплуатационным требованиям.

В проектируемых системах отопления должно предусматриваться выполнение *санитарно-гигиенических требований*, обеспечивающих:

- параметры микроклимата и чистоту воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных, административно-бытовых зданий в пределах допустимых или оптимальных норм;

- параметры микроклимата и чистоту воздуха в рабочей зоне производственных, лабораторных и складских помещений, в зданиях любого назначения в пределах допустимых или оптимальных норм;

- допустимые уровни шума и вибрации от работы систем и оборудования.

Кроме того, системы отопления должны удовлетворять требованиям надежности, пожаро- и взрывобезопасности и энергоэффективности.

Технико-экономические требования заключаются в том, чтобы расходы на сооружение и эксплуатацию отопительной системы были минимальными.

Архитектурно-строительные требования предусматривают взаимную увязку всех элементов отопительной системы (отопительных приборов, трубопроводов и другого оборудования) со строительными архитектурно-планировочными решениями помещений, обеспечение сохранности строительных конструкций на протяжении всего срока эксплуатации здания.

Монтажно-эксплуатационные требования к системам отопления заключаются в том, что системы отопления должны соответствовать современному уровню механизации и индустриализации заготовительных и монтажных работ, обеспечивать надежность работы в течение всего срока их эксплуатации, быть достаточно простыми в обслуживании.

Системы отопления включают в себя три основных элемента: источник теплоты, теплопроводы и отопительные приборы.

Системы отопления классифицируются по виду используемого теплоносителя, способу перемещения теплоносителя и месту расположения источника теплоты (табл. 3.1).

Классификация систем отопления по виду теплоносителя

По виду теплоносителя	По способу перемещения теплоносителя	По месту расположения источника тепла
Водяные	С естественной циркуляцией	Центральные
	С принудительной циркуляцией	Местные
Паровые	Низкого давления	-
	Высокого давления	-
Воздушные	Совместные с вентиляцией	-
	Рециркуляционные	-
Печные (огневоздушные)	С естественной циркуляцией	Местные печи умеренного прогрева, повышенного прогрева, непрерывного горения
		Нетеплоемкие и теплоемкие
Радиационные	С естественной циркуляцией	Местные лучистые отопители
Электрические	С промежуточным теплоносителем (вода, воздух, спец. жидкости)	Местные
	С непосредственным обогревом помещения	-

3.2. Определение тепловой мощности отопительных устройств. Рекомендации по выбору систем отопления

Для обеспечения в помещениях параметров воздуха в пределах допустимых норм при расчете тепловой мощности системы отопления необходимо учитывать:

- потери теплоты через ограждающие конструкции зданий; расход теплоты на нагревание инфильтрующего в помещения наружного воздуха;
- потери теплоты на нагревание материалов и транспортных средств, поступающих в помещения;
- теплопоступления от электрических приборов, освещения, технологического оборудования, обслуживающего персонала и других источников.

При выборе оборудования для отопления зданий исходным является расчет тепловых потерь сквозь наружные строительные ограждения здания — стены, перекрытия, покрытия, полы и проемы (окна, фонари, двери и ворота).

Тепловая мощность отопительных приборов Q_{np} , Вт, размещаемых в каждом отапливаемом помещении, определяется с учетом общих потерь теплоты через ограждающие конструкции Q_{ogr} , теплоты, расходуемой на нагревание подаваемого принудительной вентиляцией или инфильтрующего воздуха $Q_{инф}$, поступающих в цех холодных материалов и въезжающих в помещения цехов средств транспорта $Q_{тр}$, а также теплоты от электроосвещения $Q_{осв}$ и оборудования с электроприводом $Q_{об}$.

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{тр}} - Q_{\text{об}} - Q_{\text{осв}} - Q_{\text{об}}, \text{ Вт} . \quad (3.1)$$

При проектировании системы отопления зданий необходимо принимать решения, обеспечивающие равномерное нагревание воздуха помещений, гидравлическую и тепловую устойчивость системы, ее взрывопожарную безопасность и доступность для очистки и ремонта.

При расчетном расходе теплоты зданием 50 кВт и более систему теплоснабжения следует проектировать с автоматическим регулированием теплового потока.

В производственных помещениях, в которых на одного работающего приходится более 50 м² пола, отопление должно обеспечивать расчетную температуру воздуха на постоянных рабочих местах и более низкую температуру (не ниже 10 °С) на непостоянных рабочих местах.

В районах с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 25 °С и выше (параметры А) можно использовать системы отопления зданий для охлаждения помещений. При этом не допускается переохлаждать воздух у пола помещений (на расстоянии 1 м от прибора) более чем на 2 °С от нормируемой температуры.

На поверхности приборов, используемых для охлаждения помещений, температура должна быть не менее чем на 1 °С выше точки росы воздуха помещения.

Среднюю температуру поверхности строительных конструкций со встроенными нагревательными элементами следует принимать, не выше:

– для наружных стен от уровня пола:

до 1 м – 95 °С

2,5 м и выше – как для потолков;

– для полов помещений с постоянным пребыванием людей - 26 °С;

– для потолков при высоте помещений:

от 2,5 до 2,8 м – 28 °С

от 2,8 до 3,0 м – 30 °С

от 3 до 3,5 м – 33 °С.

Если в помещении находятся самовоспламеняющиеся вещества, то температуру теплоносителя нужно принимать не менее чем на 20 % ниже температуры их самовоспламенения.

Отопительные приборы газового отопления допускается применять при условии закрытого удаления продуктов сгорания непосредственно от газовых горелок наружу.

Рекомендации по выбору систем отопления приведены в табл. 3.2.

3.3. Конструктивные особенности систем водяного отопления

Для систем отопления и внутреннего теплоснабжения в жилом, гражданском и промышленном строительстве в качестве теплоносителя, как правило, применяют воду; другие теплоносители допускается использовать при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Рекомендации по выбору систем отопления

Здания и помещения	Рекомендуемые системы отопления
Жилые, общественные и административно-бытовые	Водяное с радиаторами и конвекторами при температуре теплоносителя для двухтрубных систем 95°C, для однотрубных – 105°C.
	Водяное со встроенными в перекрытия и полы с нагревательными элементами.
	Воздушное.
	Местное (квартирное) водяное с радиаторами или конвекторами при температуре теплоносителя 95 °С.
Производственные категории:	
А,Б без выделения пыли и аэрозолей	Воздушное, водяное или паровое при температуре теплоносителя: воды - 150°C; пара - 130°C
А,Б, и В с выделением пыли и аэрозолей	Воздушное, водяное или паровое при температуре теплоносителя: 110°C в помещениях категорий А и Б; 130°C в помещениях категории В

Для зданий в районах с расчетной температурой наружного воздуха -40 °С и ниже (параметры Б) допускается применять воду с добавками, предотвращающими ее замерзание. В качестве добавок не следует использовать взрыво- и пожароопасные вещества, а также вещества 1, 2 и 3-го классов опасности по ГОСТ 12.1.005-88 в количествах, от которых при аварии могут возникнуть выделения, превышающие предельно допустимые концентрации в воздухе

помещения. При применении труб из полимерных материалов в качестве добавок в воду не следует использовать поверхностно-активные и другие вещества, к которым материал труб не является химически стойким.

В системах водяного отопления вода последовательно проходит магистральные трубопроводы, подающие стояки 1 (рис. 3.1), отопительные приборы 3, обратные стояки 2 и через обратные магистрали возвращается в генераторы (источники) теплоты.

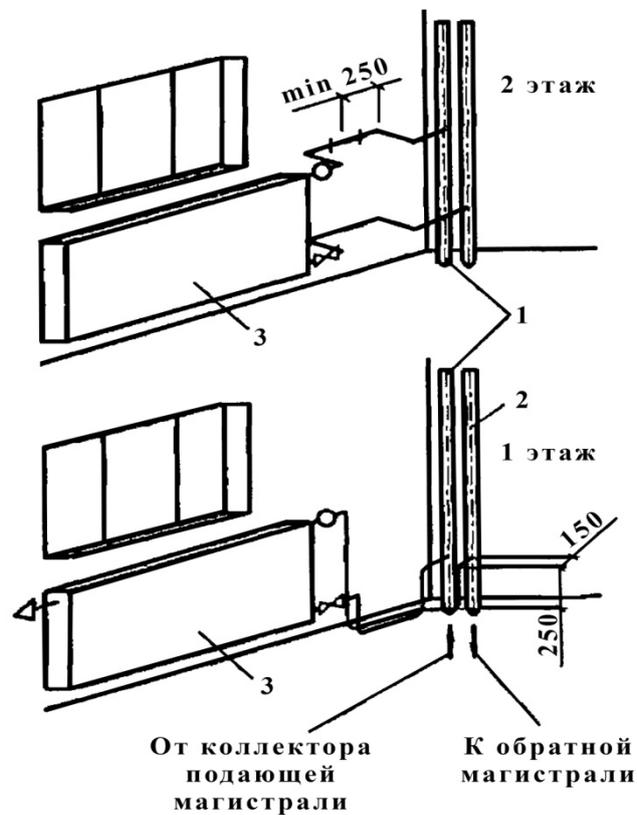


Рис. 3.1. Подсоединение отопительных приборов к стоякам из стальных труб: 1 – подающий стояк; 2 – обратный стояк; 3 – отопительные приборы

Системы водяного отопления классифицируют:

по способу циркуляции воды – на системы с естественной и принудительной циркуляцией;

по схеме отопительных стояков – на двухтрубные (рис. 3.2) и однотрубные (рис. 3.3) системы;

по способу прокладки магистральных трубопроводов горячей воды – на системы с верхней разводкой (прокладкой) магистралей (рис. 3.3, а) и системы с нижней разводкой (рис.3.3, б);

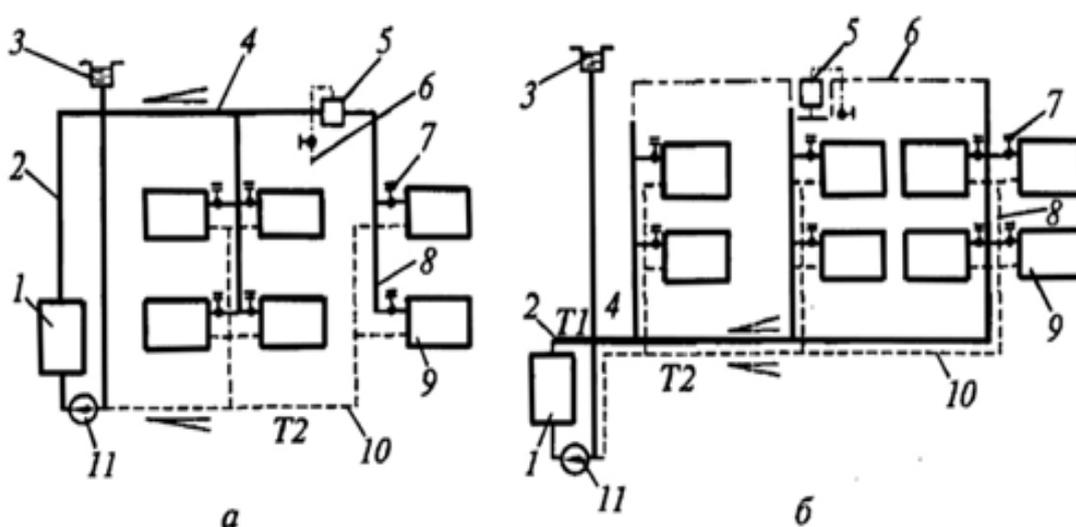


Рис.3.2. Двухтрубные системы водяного отопления

с принудительной циркуляцией: а – с верхней прокладкой горячих магистралей; б – с нижней прокладкой; 1 – котел; 2 – главный стояк; 3 – расширительный бак; 4 – магистраль горячей воды; 5 – воздухосборник; 6 – воздушная линия; 7 – кран двойной регулировки; 8 – двухтрубный стояк; 9 – отопительный прибор; 10 – магистраль охлажденной воды; 11 – циркуляционный насос; Т1, Т2 – подающий и обратный трубопроводы

по конструкции магистральных трубопроводов горячей воды — на тупиковые (рис.3.3, а, б) и с попутным движением (рис. 3.3, в);

по конструктивному размещению стояков — на системы с вертикальным (рис.3.3, а, б) и горизонтальным (рис.3.3, в) расположением стояков;

по способу присоединения отопительных приборов к стояку — на системы одностороннего (рис. 3.3, а, б) и двустороннего присоединения (см. рис. 3.2).

Однотрубные системы отопления конструктивно могут быть с проточными стояками 15 (на рис. 3.3, а) и со стояками с замыкающими участками (смешанными или центральными).

Систему отопления с проточными стояками применяют при расположении их в одном помещении (вестибюль, зал, цех, лестничная клетка). Регулировочные приборы в этом случае у отопительных приборов не ставят.

В зданиях с четко выраженными поэтажными технологиями наиболее часто применяют системы отопления с горизонтальными стояками (рис.3.3, в).

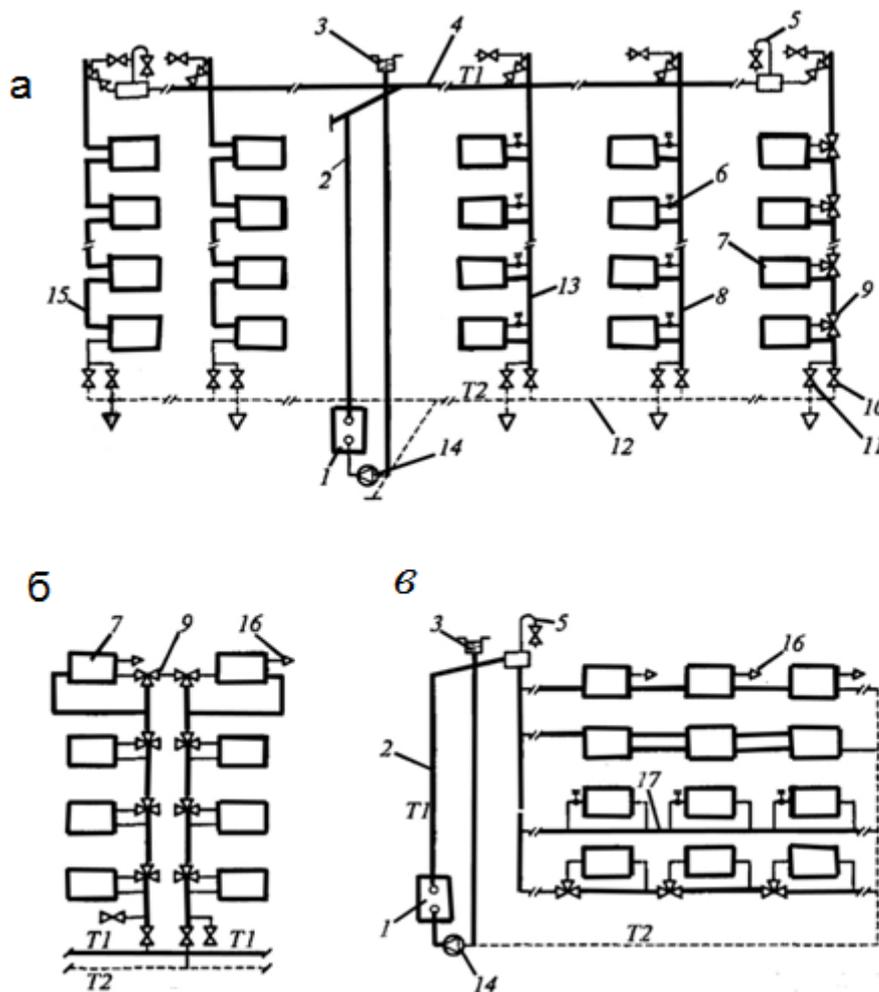


Рис.3.3. Однотрубные системы водяного отопления

с принудительной циркуляцией:

а – тупиковая с верхней прокладкой горячих магистралей; б – стояк (П-образный) при системе отопления с нижней прокладкой горячих магистралей; в – система с горизонтальными стояками и попутным движением; 1 – котел; 2 – главный стояк; 3 – расширительный бак; 4 – магистраль верхнего разлива; 5 – воздухоотводчик; 6 – кран двойной регулировки; 7 – отопительный прибор; 8 – стояк со смешанным замыкающим устройством; 9 – трехходовой регулирующий кран; 10 – вентиль для отключения стояка; 11 – вентиль для спуска воды; 12 – магистраль охлажденной воды; 13 – вертикальный стояк; 14 – циркуляционный насос; 15 – однотрубный проточный вертикальный стояк; 16 – воздушный кран; 17 – горизонтальный проточно-регулируемый стояк

3.4. Естественная и принудительная циркуляция воды в системах водяного отопления

В системах водяного отопления теплоноситель циркулирует под действием циркуляционного давления, которое может возникать в результате остывания воды в отопительных приборах и трубах (естественная циркуляция) и за счет работы циркуляционного насоса (принудительная циркуляция). Вода, остывающая в отопительных приборах, создает естественное циркуляционное давление P_0 в расчетном кольце системы за счет разности гидростатических давлений двух столбов воды высотой h (рис. 3.4). Определить это давление можно по формуле

$$P_0 = g \cdot h \cdot \rho_0 - g \cdot h \cdot \rho_2 = g \cdot h \cdot (\rho_0 - \rho_2) , \text{ Па} , \quad (3.2)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; h — высота столба воды, равная превышению центра охлаждения А в отопительном приборе (уровень I – I) над центром нагревания Б в котле (уровень II – II) ; ρ_0, ρ_2 — плотности соответственно охлажденной и горячей воды, кг/м^3 .

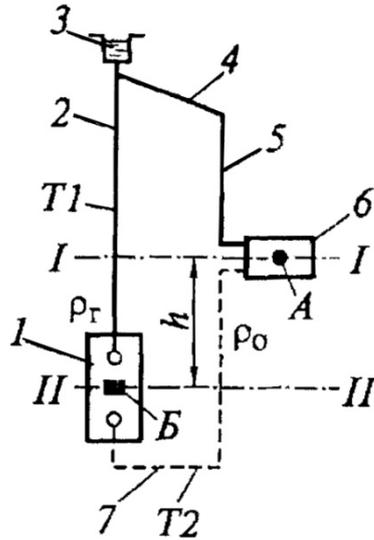


Рис. 3.4. Схема естественной циркуляции теплоносителя в системе водяного отопления:

- 1 – котел; 2 – главный стояк; 3 – расширительный бак;
- 4 – магистраль горячей воды; 5 – отопительный стояк;
- 6 – отопительный прибор; 7 – магистраль охлажденной воды; А – центр охлаждения; Б – центр нагревания

С учетом остывания воды в подающих магистралях и отопительных стояках полное циркуляционное давление естественной циркуляции

$$P_0^n = P_0 + \Delta P, \text{ Па} \quad (3.3)$$

где ΔP — циркуляционное давление в подающих магистралях и отопительных стояках, возникающее вследствие остывания воды. При

расчете циркуляции в двухтрубных системах отопления с верхней разводкой ΔP приближенно оценивается по табл. 3.3.

Таблица 3.3

Дополнительное циркуляционное давление в двухтрубных системах водяного отопления

Протяженность системы по горизонтали, м	Значение ΔP , Па при расстоянии от подающей трубы до стояка, м				
	10 - 20	20 - 30	30 - 50	50 - 75	75 - 100
для одно- и двухэтажных зданий					
25 – 50	100	150	200	-	-
50 – 70	100	150	150	200	-
70 – 100	100	150	150	200	250
для трех- и четырехэтажных зданий					
50 – 70	250	250	300	350	-
70 - 100	250	250	300	350	400

В больших цехах, корпусах, многоэтажных и многоподъездных зданиях сети водяных систем отопления состоят из нескольких стояков. Тракты их присоединения к магистральным трубопроводам значительно отличаются по длине, что усложняет расчет циркуляции.

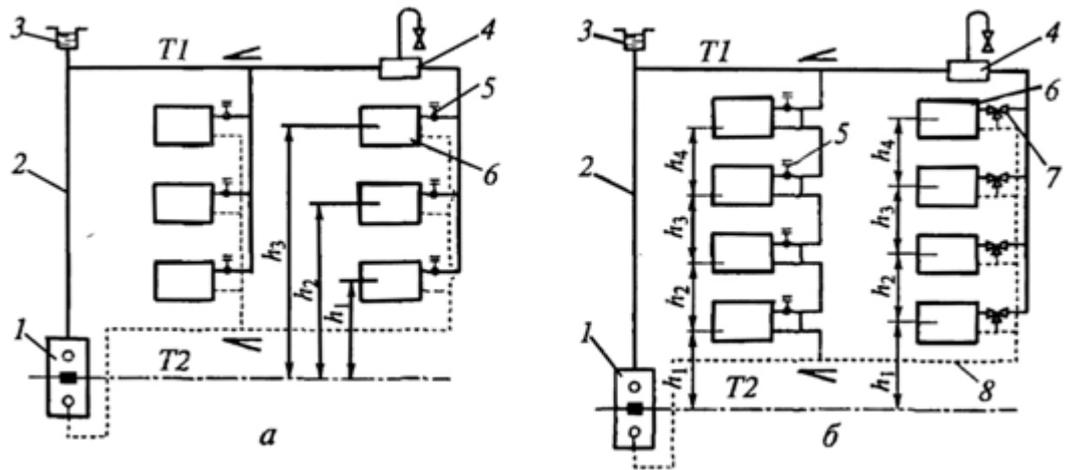


Рис. 3.5. Системы водяного отопления с естественной циркуляцией:

a – двухтрубная; *б* – однотрубная; 1 – котел; 2 – главный стояк; 3 – расширительный бак; 4 – воздухоотборник; 5 – кран двойной регулировки; 6 – отопительный прибор; 7 – трехходовой регулировочный кран; 8 – обратная магистраль

В двухтрубных системах (рис.3.5,*a*) расчетным циркуляционным кольцом (трактом) является замкнутый контур труб, проходящий через расчетный отопительный прибор первого этажа, расположенный на стояке, наиболее удаленном от главного, в однотрубных (рис.3.5,*б*) — контур труб, проходящий через расчетный отопительный стояк, как правило, самый удаленный от главного.

В двухтрубной системе отопления с естественной циркуляцией (рис. 3.5, *a*) циркуляционное давление в результате остывания воды в отопительном приборе, расположенном на третьем этаже:

$$P_3 = g \cdot h_3 \cdot (\rho_o - \rho_2), \text{ Па} , \quad (3.4)$$

а циркуляционное давление в кольце, проходящем через отопительный прибор на втором этаже:

$$P_2 = g \cdot h_2 \cdot (\rho_0 - \rho_2) , \text{ Па} . \quad (3.5)$$

Полное циркуляционное давление в каждом циркуляционном кольце с учетом остывания воды в разводящих магистралях и отопительных стояках

$$P_i = g \cdot h_i \cdot (\rho_0 - \rho_2) + \Delta P_i , \text{ Па} . \quad (3.6)$$

В однотрубных системах отопления (рис. 3.5, б) ΔP принимается в размере 50 % соответствующих значений двухтрубных систем с естественной циркуляцией, в двухтрубных и горизонтальных однотрубных с принудительной циркуляцией — 40 %, а в однотрубных с П-образными отопительными стояками — 70 %.

В двухтрубных системах отопления с естественной циркуляцией и нижней разводкой добавочное циркуляционное давление в результате остывания воды в трубах ΔP не учитывают.

В однотрубных системах отопления с естественной циркуляцией (рис. 3.5, б) циркуляционное давление в замкнутом контуре, проходящем через расчетный стояк, определяют по формуле

$$P_0 = g \cdot h_1 \cdot (\rho_{01} - \rho_2) + g \cdot h_2 \cdot (\rho_{02} - \rho_2) + \dots + g \cdot h_n \cdot (\rho_{0n} - \rho_2) , \text{ Па} , \quad (3.7)$$

где h_1, h_2, \dots, h_n — высота соответствующих участков отопительного стояка; $\rho_{01}, \rho_{02}, \rho_n$ — плотности остывшей воды

соответственно на 1, 2, ..., n-м участках отопительного стояка; ρ_2 — плотность горячей воды, поступающей в систему отопления, кг/м^3 .

Температуру воды на i -том участке вычисляют по формуле

$$t_i = t_r - \frac{3,6 \cdot \Sigma Q'_{\text{пр}}}{c \cdot G_{\text{сг}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.8)$$

где t_i — температура горячей воды, поступающей в стояк (систему), $^\circ\text{C}$; $\Sigma Q'_{\text{пр}}$ — суммарная тепловая мощность всех вышерасположенных отопительных приборов, Вт; c — удельная массовая теплоемкость воды, принимаемая равной $4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $G_{\text{сг}}$ — расход воды, протекающей через отопительный стояк, кг/ч .

В однетрубных водяных отопительных системах расход воды определяется по формуле

$$G_{\text{сг}} = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q_{\text{пр}}}{c \cdot (t_r - t_0)}, \text{ } \text{кг/ч}, \quad (3.9)$$

где $\Sigma Q_{\text{пр}}$ — общая тепловая мощность всех отопительных приборов расчетного стояка, Вт; t_0 — температура воды на выходе из стояка (системы), $^\circ\text{C}$.

3.5. Способы отопления

В качестве теплоносителя в системах парового отопления применяется насыщенный пар, температура которого соответствует определенному давлению.

Системы парового отопления классифицируют по следующим признакам:

- по начальному давлению пара — системы низкого давления ($P_{тб} < 0,07$ МПа);
- способу возврата конденсата — системы с самотечным возвратом (замкнутые) и с возвратом конденсата с помощью питательного насоса (разомкнутые);

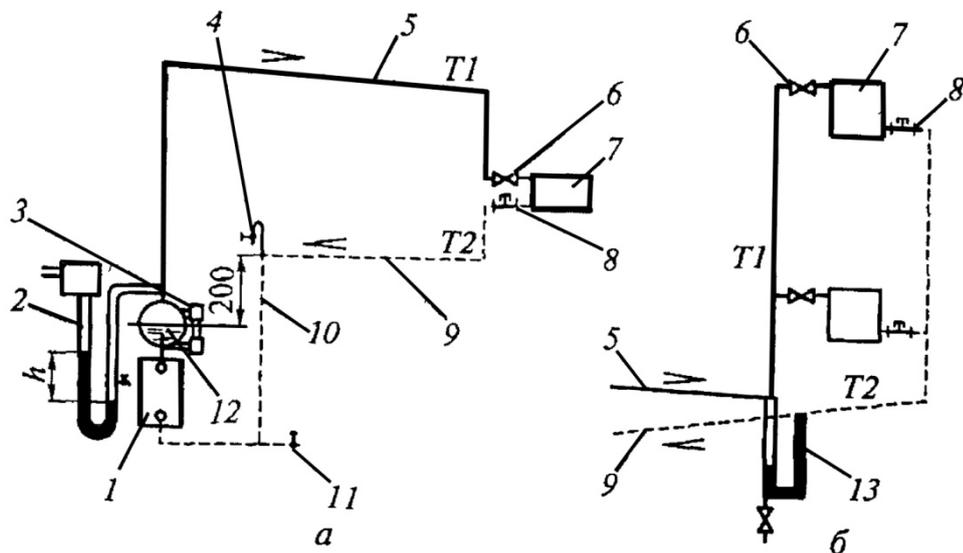


Рис. 3.6. Система парового отопления низкого давления:

a – схема с верхней прокладкой паропровода; *б* – стояк с нижней разводкой пара; 1 – котел; 2 – гидравлический затвор; 3 – водомерное стекло; 4 – воздушная трубка; 5 – подающий паропровод; 6 – паровой вентиль; 7 – отопительный прибор; 8 – тройник с пробкой; 9 – конденсатопровод сухой; 10 – конденсатопровод мокрый; 11 – трубопровод подпитки; 12 – сухопарник; 13 – перепускная петля

– конструктивной схеме прокладки трубопроводов — системы с верхней, нижней и промежуточной прокладкой распределительного паропровода, а также с прокладкой сухого и мокрого конденсатопровода.

Схема системы парового отопления низкого давления с верхней прокладкой паропровода показана на рис.3.6, а. Насыщенный пар, образующийся в котле 1, пройдя сухопарник (сепаратор) 12, попадает в паропровод 5 и далее поступает в отопительные приборы 7. Здесь пар отдает свою теплоту через стенки приборов воздуху отапливаемого помещения и превращается в конденсат. Последний стекает по возвратному конденсатопроводу 10 в котел 1, преодолевая при этом давление пара в котле за счет давления столба конденсата, который поддерживается высотой 200 мм по отношению к уровню воды в сухопарнике 12.

В верхнюю часть возвратного конденсатопровода 10 вмонтирована трубка 4, соединяющая его с атмосферой для продувки в момент ввода и вывода системы из эксплуатации.

Уровень воды в сухопарнике контролируется с помощью водомерного стекла 3. Для предупреждения повышения давления пара в системе выше заданного уровня устанавливается гидравлический затвор 2 с рабочей высотой жидкости, равной h .

Регулировка системы парового отопления производится паровыми вентилями 6 и контрольными тройниками 8 с пробками, добиваясь, чтобы при работе парового котла в расчетном режиме в каждый отопительный прибор поступало такое количество пара, которое успевало бы полностью в нем сконденсироваться. В этом случае из предварительно открытого контрольного тройника выделение пара практически не наблюдается и вероятность

«проскока» конденсата в воздушную трубку 4 ничтожна мала. Потери конденсата в системе парового отопления компенсируют подпиткой барабана котла специально обработанной водой (освобожденной от солей жесткости), подаваемой по трубопроводу 11.

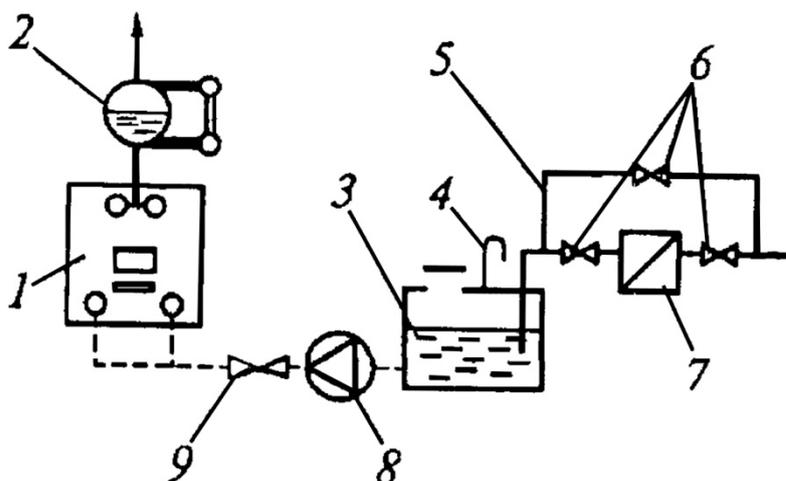


Рис. 3.7. Схема принудительного возврата конденсата:

1 – котел; 2 – сухопарник; 3 – конденсатосборный бак; 4 – воздушная трубка; 5 – обводная линия; 6 – паровые вентили; 7 – конденсатоотводчик; 8 – подпиточный насос; 9 – обратный клапан

Системы парового отопления, как уже отмечалось, бывают с верхней и нижней разводками паропровода. Недостатком нижней разводки пара (рис. 3.6, б) является то, что образующийся конденсат в подъемных и вертикальных стояках стекает навстречу пару и иногда перекрывает паропровод, вызывая гидравлические удары.

Более спокойный слив конденсата происходит, если паропровод 5 проложен с уклоном в сторону движения пара, а

конденсатопровод 9 – в сторону котла. Для слива попутного конденсата из паропровода в конденсатопровод система снабжается специальными перепускными петлями 13.

Если сеть парового отопления имеет большое разветвление, то самотечный слив конденсата производится в специальный сборный бак 3 (рис. 3.7), откуда он перекачивается насосом 8 в котел 1.

Насос работает периодически, в зависимости от изменения уровня воды в сухопарнике 2. Такая схема отопления называется разомкнутой; в ней для отделения конденсата от пара, как правило, используются конденсатоотводчики (конденсатные горшки) 7.

На промышленных предприятиях, имеющих производственных потребителей пара повышенного давления, системы парового отопления подключают к теплофикационным магистралям по схемам высокого давления (рис. 3.8). Пар от собственной или районной котельной поступает в распределительную гребенку 1, где давление его контролируется манометром 3. Затем по отходящим от гребенки 1 по паропроводам 2 пар направляется к производственным потребителям, а по паропроводам Т1 — к потребителям системы парового отопления. Паропроводы Т1 подсоединены к гребенке 6 парового отопления, а гребенка 6 — к гребенке 1 через редуцирующий клапан 4. Редуцирующий клапан дросселирует пар до давления не выше 0,3 МПа. Разводка паропроводов высокого давления систем парового отопления выполняется, как правило, поверху.

Диаметры паропроводов и поверхности нагрева отопительных приборов этих систем несколько меньше, чем у систем парового отопления низкого давления.

Недостатком систем парового отопления является трудность регулирования теплопроизводительности отопительных приборов,

что в конечном счете приводит к перерасходу топлива в течение отопительного сезона.

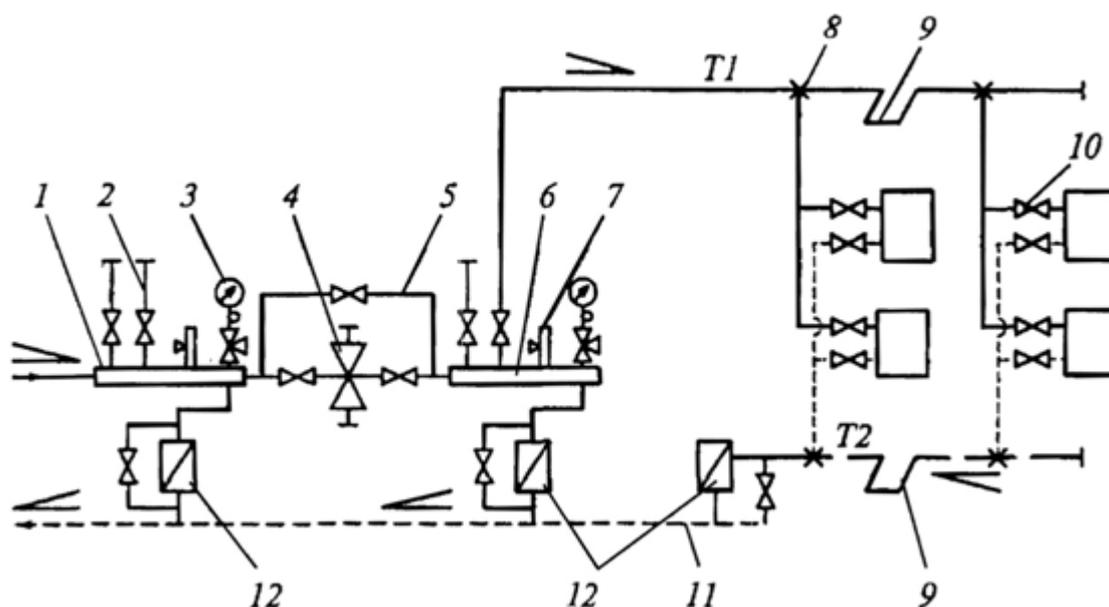


Рис. 3.8. Схема парового отопления высокого давления:

1 – распределительная гребенка; 2 – паропровод; 3 – манометр;
 4 – редукционный клапан; 5 – обводная линия; 6 – гребенка системы
 отопления; 7 – грузовой предохранительный клапан; 8 – неподвижная
 опора; 9 – компенсаторы; 10 – паровые вентили;
 11 – конденсатопровод; 12 – конденсатоотводчики

Диаметры трубопроводов паровых систем отопления рассчитываются отдельно для паропроводов и конденсатопроводов. Диаметры паропроводов низкого давления определяются также, как в системах водяного отопления. Потери давления в главном циркуляционном кольце системы $\Delta P_{\text{рк}}$, Па, представляют собой сумму сопротивлений (потерь давления) всех участков, входящих в это кольцо:

$$\Delta P_{pk} = \sum_{i=1}^n (R \cdot l + Z), \text{ Па}, \quad (3.10)$$

где R — удельная потеря давления на трение по длине кольца (потеря давления, приходящаяся на один погонный метр кольца), Па/м; l — длина участка главного кольца, м; Z — потери давления на преодоление местных сопротивлений участка, Па.

По заданным значениям ΔP_{pk} определяется удельная потеря давления на трение по формуле

$$R = \frac{\Delta P_{pk} \cdot n}{\sum l}, \text{ Па}, \quad (3.11)$$

где n — доля потери давления на трение от общих потерь в кольце; $\sum l$ — суммарная длина участков главного циркуляционного кольца, м.

Затем определяется требуемое давление пара в котле P_k , которое должно обеспечивать преодоление потерь давления в главном циркуляционном кольце. В системах парового отопления низкого давления разность давлений пара в котле и перед нагревательными приборами расходуется только на преодоление сопротивлений паровой магистрали, а конденсат возвращается самотеком. Для преодоления сопротивления отопительных приборов предусматривается запас давления $P_{np} = 2000$ Па. Удельную потерю давления пара можно определить по формуле

$$R = \frac{(0,9 \cdot P_k - P_{np}) \cdot n}{\sum l}, \text{ Па}, \quad (3.12)$$

где 0,9 — значение коэффициента, учитывающего запас давления на преодоление неучтенных сопротивлений.

Для систем парового отопления низкого давления доля потерь на трение n принимается 0,65, а для систем высокого давления — 0,8. Вычисленное по формуле (3.12) значение удельной потери давления должно равняться или быть несколько больше значения, определенного по формуле (3.11).

Диаметры паропроводов определяются с учетом вычисленных удельных потерь давления и тепловой нагрузки каждого расчетного участка.

При расчете паропроводов систем отопления высокого давления необходимо учитывать изменения объема пара от давления и уменьшение его объема при транспортировании вследствие попутной конденсации.

К эксплуатационным преимуществам систем парового отопления относятся:

- простота пуска системы в работу;
- отсутствие циркуляционных насосов;
- низкая металлоемкость;
- возможность использования в ряде случаев отработавшего пара.

Недостатками систем парового отопления являются:

- низкая долговечность трубопроводов из-за повышенной коррозии внутренних поверхностей, вызываемой влажным воздухом в периоды прекращения подачи пара;
- шум, обусловленный большой скоростью движения пара по трубам;

– частые гидравлические удары от встречного движения попутного конденсата в подъемных паропроводах;

– низкие санитарно-гигиенические качества из-за(высокой температуры (более 100 °С) поверхности отопительный приборов и труб, пригорания пыли и возможности ожогов людей.

В производственных помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха, а также в жилых, общественных, административных и административно-бытовых зданиях применять паровое отопление нельзя. Системы парового отопления допускается использовать только в непожаро- и невзрывоопасных производственных помещениях с кратковременным пребыванием людей.

3.6. Системы воздушного отопления

Воздушное отопление, воздушное душирование и воздушно-тепловые завесы проектируются для обеспечения допустимых параметров воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах).

В качестве теплоносителя для обогрева помещений используется наружный воздух. Это позволяет в одной системе объединить функции отопления и вентиляции, что приводит к существенной экономии топливно- энергетических ресурсов. Системы воздушного отопления при возможности конструируют с рециркуляцией, когда воздух частично или полностью забирается не снаружи, а из отапливаемого помещения.

Рециркуляция воздуха не допускается:

– в помещениях, в которых максимальный расход наружного воздуха определяется массой выделяющихся вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности;

– в помещениях, в воздухе которых имеются болезнетворные бактерии или грибки в опасных концентрациях, устанавливаемых Минздравом России, либо резко выраженные неприятные запахи;

– в помещениях, в которых имеются вредные вещества, возгоняющиеся при соприкосновении с нагретыми поверхностями воздухонагревателей, если перед воздухонагревателем не предусмотрена очистка воздуха;

– в помещениях категорий А и Б (кроме воздушных или воздушнотепловых завес у наружных ворот и дверей);

– в пятиметровых зонах вокруг оборудования, расположенного в помещениях категорий В, если в этих зонах могут образовываться взрывоопасные смеси из горючих газов, паров, аэрозолей с воздухом;

– в системах местных отсосов вредных веществ и взрывоопасных смесей с воздухом;

– в тамбурах-шлюзах;

– в лабораторных помещениях научно-исследовательского назначения, в которых могут производиться работы с вредными или горючими газами, парами и аэрозолями.

Рециркуляция воздуха допускается в системах местных отсосов пылевоздушных смесей (кроме взрывоопасных пылевоздушных смесей) после их очистки от пыли.

Расход воздуха L_v , м³/ч, для воздушного отопления, не совмещенного с вентиляцией, определяется по формуле

$$L_{\text{в}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{пр}}}{c \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.13)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — тепловой поток для отопления помещения, Вт; c — теплоемкость воздуха, кДж/(м³·°С); $t_{\text{пр}}$ — температура приточного воздуха, подаваемого в помещение, °С; $t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении, °С.

Температура приточного воздуха, подаваемого в помещение аппаратами воздушного отопления и предварительно нагреваемого в воздухонагревателе, определяется по формуле

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{н}} + \Delta t + 0.001 \cdot P, \text{ } ^\circ\text{С}, \quad (3.14)$$

где $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, °С; Δt — изменение температуры воздуха в воздухонагревателе, °С; P — полное давление воздуха после вентилятора, Па.

При проектировании воздушного отопления для надежности его работы нужно предусматривать резервный вентилятор или устанавливать не менее двух отопительных агрегатов.

Температура подаваемого в помещение подогретого воздуха должна быть не менее чем на 20 % ниже температуры самовоспламенения газов, паров, аэрозолей и пыли, выделяющихся в помещении.

При нагревании воздуха в приточных и рециркуляционных установках следует принимать температуру теплоносителя (воды, пара и др.) воздухонагревателей и теплоотдающих поверхностей электрических воздухонагревателей, а также газовых

воздухонагревателей в соответствии с категорией помещений для вентиляционного оборудования или назначением помещения, в котором размещены указанные установки, но не выше 150°С.

Системы воздушного отопления классифицируются по следующим признакам:

– по роду энергоносителя — системы с водяными, паровыми, электрическими, газовыми калориферами;

– по характеру перемещения нагреваемого воздуха — с естественной и принудительной циркуляцией, создаваемой вентилятором;

– по схеме вентилирования отапливаемых помещений — прямоточные (рис. 3.9, а), с частичной (рис. 3.9, б) и полной (рис. 3.9, в) рециркуляцией;

– по месту нагревания воздуха — местные (нагревание воздуха местными отопительными агрегатами) и центральные (нагревание воздуха в общем центральном агрегате с последующей транспортировкой его по отапливаемым помещениям).

К достоинствам систем воздушного отопления можно отнести:

– снижение первоначальных затрат за счет сокращения расходов на отопительные приборы и трубопроводы;

– обеспечение высоких санитарно-гигиенических условий воздушной среды в помещениях благодаря более равномерному распределению температуры воздуха в объеме помещения, предварительному обеспыливанию и увлажнению воздуха.

—

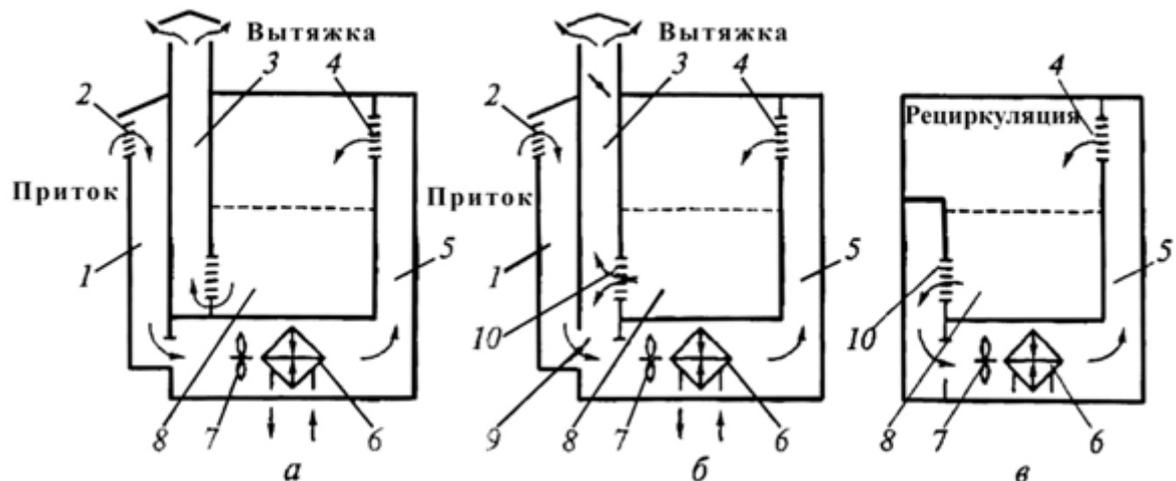


Рис. 3.9. Схемы систем воздушного отопления:

а – прямоточная; *б* – с частичной рециркуляцией;

в – полностью рециркуляционная; 1 – воздухозаборная шахта;

2, 4, 10 – решетки; 3 – выбросная шахта; 5 – приточный воздуховод;

6 – калорифер; 7 – вентилятор; 8 – рабочая зона; 9 – клапан

Недостатками систем воздушного отопления являются значительные размеры воздуховодов; большие потери теплоты при движении воздуха по протяженным воздуховодам.

3.7. Электрическое отопление

Конструктивные варианты систем электрического отопления в связи с появлением на отечественном рынке зарубежных поставщиков отопительного оборудования стали весьма разнообразны.

Системы электрического отопления подразделяются на местные, когда электроэнергия преобразуется в тепловую в обогреваемых помещениях или в непосредственной близости от них, и центральные, например, с электродкотлами.

По степени использования электроэнергии для отопления различают системы с полным покрытием отопительной нагрузки и с частичным ее покрытием (комбинированное отопление) в качестве как фоновой (базисной), так и догревающей частей системы.

Системы электрического отопления могут работать по свободному и вынужденному (например, только ночью) графикам.

Достоинствами систем электрического отопления являются:

- высокие гигиенические показатели;
- малый расход металла;
- простота монтажа при сравнительно небольших капитальных вложениях, транспортабельность;
- управляемость в широких пределах с автоматизацией регулирования;
- возможность гибкого управления процессом получения теплоты позволяет создавать системы отопления, быстро реагирующие на изменение теплотребности помещений.

К недостаткам электрического отопления относятся, в первую очередь:

- неэкономичное использование топлива;
- высокую температуру греющих элементов, повышенную пожарную опасность, хотя в последние годы у применяемых отопительных приборов и греющих кабелей значительно снижена опасность возгорания.

Распространение электрического отопления в России сдерживается также ограниченным уровнем выработки электроэнергии. Отпускная стоимость энергии высока из-за значительных капитальных вложений в электростанции и линии передач, потерь при транспортировании.

Целесообразность применения электрического отопления в конкретном случае определяется путем сравнения технико-экономических показателей различных вариантов отопления здания. При сравнении исходят из стоимости топлива или электроэнергии с учетом их транспортирования и потерь при этом, коэффициента использования топлива, стоимости сооружения и эксплуатации систем отопления и теплоснабжения. Также принимается во внимание возможность регулирования теплоотдачи приборов и понижения температуры помещения в нерабочее время. Оценивается улучшение социально-гигиенических условий при применении электроотопления. Высокая транспортабельность создает условия для использования электрической энергии в системах отопления зданий и сооружений в труднодоступных районах, не имеющих других источников теплоты, а отсутствие продуктов сгорания – в экологически чистых зонах. В современных условиях применение электрического отопления экономически целесообразно в районах расположения крупных гидростанций, а также при отсутствии местного топлива (отдаленные районы Восточной Сибири, Крайнего Севера).

Электрические приборы с прямым преобразованием электрической энергии в тепловую, как и обычные отопительные приборы, подразделяют по преобладающему способу теплоотдачи на радиационные, конвективные и радиационно-конвективные. При

температуре греющей поверхности ниже 70 °С их относят к низкотемпературным, выше 100 °С к высокотемпературным.

Электроотопительные приборы могут быть:

– стационарными и переносными (напольными, настольными, настенными, потолочными);

– безынерционными и с аккумуляцией теплоты;

– нерегулируемыми и со ступенчатым, бесступенчатым и автоматическим регулированием.

В зависимости от конструкции электрические отопительные приборы называют электроконвекторами, электрокалориферами или электротепловентиляторами. Выпускают также электрические печи, электрические воздушно-тепловые завесы, подвесные панели, греющие обои, панели с греющим кабелем.

3.8. Печное отопление

Печное отопление относится к местным системам отопления, при которых получение, перенос и передача теплоты происходят в одном и том же обогреваемом помещении. Теплота генерируется при сгорании топлива в топливнике печи, горячие дымовые газы нагревают внутреннюю поверхность каналов дымооборотов, теплота через стенки каналов передается в отапливаемое помещение. Охладившиеся дымовые газы удаляются через дымовую трубу в атмосферу.

Топливо сжигается в печи периодически, поэтому теплота поступает в помещение неравномерно, и в нем наблюдается нестационарный тепловой режим. Наибольшая теплоотдача печи

приходится на конец топки, когда температура ее стенок достигает максимума.

Наименьшая теплоотдача относится ко времени перед началом очередной топки.

Изменение теплоподачи в помещение характеризуется коэффициентом неравномерности теплопередачи печи, выражающим отношение полуразности максимальной и минимальной теплопередачи печи к ее среднему значению. Коэффициент неравномерности теплопередачи зависит от числа топок в сутки и определяется для каждой конструкции печи экспериментально.

Колебания теплоподачи вызывают изменение температуры воздуха и радиационной температуры помещения. При печном отоплении происходит постоянное изменение температуры помещения, зависящее от его теплоустойчивости. Как известно, чем больше способность ограждений и оборудования помещения поглощать теплоту, тем выше его теплоустойчивость. Достаточно теплоустойчивым считают помещение, в котором при неравномерно передающей теплоту отопительной печи обеспечиваются колебания температуры воздуха в пределах 1-3°C.

Печное отопление имеет распространение и в настоящее время. В России почти треть жилищного фонда (в основном за счет старых домов в сельской местности) оборудована печами. При новом капитальном строительстве печное отопление применяется ограниченно.

По действующим нормам не допускается применение печей для отопления производственных помещений категорий А, Б и В. Устройство печного отопления в городах и населенных пунктах городского типа должно специально обосновываться.

Распространение печного отопления объясняется его достоинствами:

- меньшей стоимостью устройства по сравнению с другими видами отопления, малой затратой металла (только на колосниковую решетку, дверцы, задвижки, иногда на каркас);
- простотой устройства и обслуживания;
- независимостью отопления отдельных помещений;
- одновременным обеспечением вентиляции помещений.

Достоинства печного отопления свидетельствуют о его широкой доступности. Однако установленные ограничения в отношении дальнейшего распространения (отметим еще раз, что печное отопление иногда допускается, но никогда не рекомендуется) отражают его серьезные недостатки.

Недостатки печного отопления:

- пониженный уровень теплового комфорта по сравнению с водяным отоплением (нестационарный тепловой режим, а также переохлаждение нижней зоны помещения);
- затруднения при эксплуатации (заботы о топливе, уход за печью, загрязнение помещения);
- повышенная пожарная опасность;
- возможность отравления окисью углерода.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. В чем заключаются санитарно-гигиенические требования к системам отопления?
2. По каким критериям классифицируются системы отопления?

3. Какие основные составляющие потерь теплоты здания вы знаете?
4. Каким образом вычисляется тепловая мощность отопительных устройств.
5. Перечислите факторы, влияющие на выбор систем отопления при проектировании здания.
6. Каким образом классифицируются системы водяного отопления?
7. В чем заключаются конструктивные особенности паровых систем отопления?
8. Каким образом вычисляются диаметры паропроводов для систем парового отопления?
9. В чем заключаются преимущества и недостатки систем парового отопления?
10. Перечислите условия применения систем воздушного отопления.
11. По каким параметрам классифицируются системы воздушного отопления?
12. Перечислите преимущества и недостатки систем воздушного отопления.
13. При каких условиях возможно применение печного отопления? Перечислите преимущества и недостатки печного отопления.
14. При каких условиях возможно применение для отопления электроэнергии?

Глава 4. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНСЫ ПОМЕЩЕНИЯ

4.1. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха

Расчётная температура наружного воздуха принимается в зависимости от назначения системы вентиляции или кондиционирования и климатических условий местности.

Установки для систем вентиляции и кондиционирования по степени обеспечения заданного микроклимата в помещении согласно СНиП подразделяются в зависимости от расчётных параметров наружного воздуха на три группы: А, Б, В.

Для тёплого периода года расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_A^T) - средняя температура самого жаркого месяца в полдень; для группы В (t_B^T) - максимальное значение температуры, которое было зарегистрировано за весь период наблюдений в полдень в данном географическом пункте; для группы Б (t_B^T) - среднее значение из указанных выше температур

$$t_B^T = \frac{(t_A^T + t_B^T)}{2}.$$

Для холодного периода года расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_A^X) - средняя температура самого холодного месяца в полдень;

для группы Б (t_B^X) - расчётная температура для

проектирования отопления (средняя температура за пять наиболее холодных суток подряд); для группы В (t_B^X) - минимальное значение температуры, которое зарегистрировано за весь период наблюдений в полдень в данном географическом пункте.

Численные значения расчётных параметров наружного воздуха для конкретного географического пункта принимаются по климатологическим данным в соответствии со СНиП.

Расчётная температура внутреннего воздуха в рабочей зоне помещения выбирается в зависимости от характеристики помещения и категории выполняемых в них работ.

Рабочей зоной считается пространство высотой до двух метров над уровнем пола или площадки обслуживания, на которой находится рабочее место. Постоянным рабочим местом считается то место, где работающий находится большую часть (более 50 % или более двух часов непрерывно) своего рабочего времени.

При определении расчётных метеорологических условий в помещении учитываются способность человеческого организма к акклиматизации в разное время года, интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении.

При учёте интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: лёгкие, средней тяжести и тяжёлые. Степень тяжести труда определяется величиной затраченной энергии.

Системы обеспечения параметров воздуха внутри помещения подразделяются на комфортные и технологические. Системы, обеспечивающие создание воздушной среды, предназначенные для труда и отдыха человека, называются комфортными и определяются санитарно-гигиеническими нормами. Технологические системы

обеспечивают создание воздушной среды, благоприятствующей успешному протеканию технологического процесса. В производственных помещениях, где люди находятся длительное время, технологические системы должны обеспечивать и санитарно-гигиенические условия, т. е. условия комфортности.

Параметры воздуха в помещении нормируются в зависимости от периода года. Различают три основных периода года: холодный, тёплый и переходный. Переходным считается период, когда средняя температура наружного воздуха составляет +8 °С. Численные значения основных параметров воздуха в помещении в зависимости от периода года регламентируются СНиП.

4.2. Расчёт теплопоступлений в помещение

Тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом за счёт перехода механической энергии в тепловую определяется из выражения

$$Q_{об} = 1000 \cdot N_{уст} \cdot n \cdot k_{исп} \cdot k_{е} \quad , \text{Вт} \quad , \quad (4.1)$$

где $N_{уст}$ - установленная мощность привода электродвигателя в расчёте на единицу оборудования, кВт, определяется заданием; n - количество единиц оборудования (электродвигателей); $k_{исп}$ - коэффициент использования мощности электродвигателя, обычно рекомендуется принимать 0,8; $k_{е}$ - коэффициент одновременности

работы оборудования, определяемый заданием, может быть принят равным 1.

Величина $Q_{об}$ от периода года не зависит.

Теплопоступления от освещения для тёплого и холодного периода года рассчитываются

$$Q_{oc} = 1000 \cdot N_{oc} \cdot n \cdot k_{\theta} \cdot a, \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

где N_{oc} - мощность одной осветительной установки, кВт; n - число осветительных установок; k_{θ} - коэффициент одновременности работы осветительных установок: в холодный период можно принимать $k_{\theta} = 1,0$, в тёплый период $k_{\theta} = 0,5 - 0,6$ - по заданию; a - коэффициент, учитывающий тип осветительной установки, регламентируемый СНиП.

Теплопоступления от освещения могут быть рассчитаны и другим способом:

$$Q_{oc} = F \cdot q_{oc} \cdot k_{\theta}, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

где F - поверхность пола в помещении, м²; $q_{oc} = 40$ Вт/м² - норма освещенности 1м² пола в соответствии со СНиП; k_{θ} - коэффициент одновременности работы осветительных установок.

Теплопоступления от обслуживающего персонала для холодного и тёплого периодов года рассчитываются из выражения

$$Q_{оп} = m \cdot \left(Q_{явн} + \frac{r \cdot W_n}{1000} \right) \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (4.4)$$

где m - число работников; $Q_{явн}$ - явные тепловыделения от одного человека, кДж/ч; $r = 2250$ кДж/кг - скрытая теплота парообразования; W_n - влаговыделение от одного человека, г/ч.

Численные значения $Q_{явн}$ и W_n определяются в соответствии со СНиП в зависимости от температуры воздуха внутри помещения и степени тяжести труда.

Теплопоступления от солнечной радиации через световые (оконные) проёмы рассчитываются только для тёплого периода года:

$$Q_{ср} = F_{ост} \cdot q_{ост} \cdot A_{ост} \cdot K, \text{ Вт}, \quad (4.5)$$

где $F_{ост}$ - суммарная поверхность остекления, м²;

$q_{ост}$ - плотность теплового потока, передаваемого за счёт солнечной радиации, зависящая от ориентации световых проёмов по сторонам света и географической широты рассматриваемого объекта, Вт/м²;

$A_{ост}$ - эмпирический коэффициент, зависящий от вида остекления; K - эмпирический коэффициент, зависящий от прозрачности стёкол.

Численные значения $q_{ост}$, $A_{ост}$, и K определяются в соответствии со СНиП.

Теплопоступления через внешние ограждения извне за счёт более высокой температуры наружного воздуха в тёплый период года

при проектировании систем кондиционирования рассчитываются в том случае, если расчётная температура наружного воздуха превышает расчётную температуру воздуха внутри помещения на 5°C и более, т. е. $t_H^T - t_B^T \geq 5^{\circ}\text{C}$; при проектировании систем вентиляции - на 10°C , т. е. $t_H^T - t_B^T \geq 10^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot K_{огр} \cdot (t_H^T - t_B^T), \text{ Вт}, \quad (4.6)$$

где $F_{огр}$ - поверхность внешнего ограждения за вычетом поверхности остекления, м^2 , $K_{огр}$ - коэффициент теплопередачи через ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; t_H^T и t_B^T - соответственно расчётная температура наружного воздуха и воздуха внутри помещения, $^{\circ}\text{C}$.

Теплопоступления извне не рассчитываются для полов, расположенных на грунте или над подвалами. Для совмещённой кровли следует отдельно рассчитывать теплопоступления для помещений верхнего этажа.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений:

$$K_{огр} = \frac{1}{1/\alpha_в + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_н}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}), \quad (4.7)$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ соответственно, коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стене и от наружной поверхности стены к наружному воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$; δ_i - толщина отдельных слоев,

составляющих стену, м; λ_i - коэффициент теплопроводности материалов, из которых выполнена стена, Вт/(м · град).

Численные значения коэффициентов теплоотдачи определяются расчётом по уравнениям конвективного теплообмена или в соответствии с рекомендациями СНиП. Коэффициенты теплопроводности материалов выбираются по справочным таблицам.

Для помещений верхнего этажа при отсутствии чердачного перекрытия (совмещённая кровля) теплоступления через кровлю рассчитываются по формулам (4.6) и (4.7) отдельно от боковых поверхностей стен. При наличии чердачного помещения теплоступления, как правило, не рассчитываются.

Теплоступления от нагретых поверхностей оборудования и трубопроводов определяются из выражения:

$$Q_{нов} = \alpha \cdot F_{нов} \cdot (t_{нов} - t_в) , \text{ Вт} , \quad (4.8)$$

где α - коэффициент теплоотдачи от поверхности к окружающему воздуху, Вт/(м²·град); $F_{нов}$ - величина поверхности, м²; $t_{нов}$ и $t_в$ - соответственно температура поверхности и расчётная температура воздуха внутри помещения, °С.

В общем случае коэффициент теплоотдачи при температуре поверхности $t_{нов} > 150$ °С рассчитывается как сумма коэффициентов теплоотдачи конвективного и лучистого, т. е. $\alpha = \alpha_к + \alpha_л$. При температурах поверхностей менее 150 °С лучистую составляющую можно не учитывать.

Коэффициент теплоотдачи излучением можно рассчитать на основе закона Стефана-Больцмана:

$$\alpha_{л} = \frac{c_{np}}{t_{нов} - t_{в}} \cdot \left[\left(\frac{T_{нов}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{в}}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (4.9)$$

где c_{np} - приведенный коэффициент лучеиспускания, Вт/(м²·К⁴); $T_{нов}$ и $T_{в}$ - соответственно температура поверхности и окружающего воздуха, К.

Конвективный коэффициент теплоотдачи рассчитывается, как правило, для условий естественной конвекции по уравнению конвективного теплообмена в критериальной форме:

$$\alpha_{к} = c \cdot \frac{\lambda_{в}}{\ell} \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (4.10)$$

где c - эмпирический коэффициент пропорциональности; $\lambda_{в}$ - коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · °С); ℓ - линейный определяющий размер, м; Gr и Pr - критерии подобия соответственно Грасгофа и Прандтля; n - эмпирический показатель степени.

Расчёт тепловыделений от остывающих изделий (материалов) производится по выражению:

$$Q_{mat} = G_{mat} \cdot c_p^{mat} \cdot (t_{mat}^{нач} - t_{mat}^{кон}) \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (4.11)$$

где G_{mat} - масса материала, кг; c_p^{mat} - теплоёмкость

материала, кДж/(кг °С); $t_{mat}^{нач}$ и $t_{mat}^{кон}$ - соответственно температура материала в начале процесса остывания и в конце, °С.

Если материал находится в помещении до полного остывания, то его температура в конце принимает значение температуры окружающего воздуха.

Тепловыделения с поверхности нагретой воды ориентировочно можно определить по эмпирической зависимости:

$$Q_{нагр}^{вод} = (5,7 + 4,1 \cdot W) \cdot (t_{вод} - t_{возд}) \cdot F, \text{ Вт}, \quad (4.12)$$

где W - скорость движения воздуха над поверхностью воды, м/с; $t_{вод}$ и $t_{возд}$ - соответственно температура поверхности воды и воздуха, °С; F - поверхность зеркала испарения воды, м².

Теплопоступления за счет систематических прорывов пара от действующего оборудования через неплотности можно оценить по выражению

$$Q_{пар} = 2500 \cdot D \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (4.13)$$

где 2500 кДж/кг - скрытая теплота парообразования (энергия фазового перехода); D - количество пара, поступающего в помещение, кг/ч.

Для возможных других случаев выделения теплоты расчёт производится в соответствии со специально рекомендуемыми методиками или по общеизвестным закономерностям.

Для составления теплового баланса помещения все имеющиеся

теплопоступления суммируются.

4.3. Расчет тепловых потерь в помещении

Тепловые потери рассчитываются только для холодного периода года.

Тепловые потери через остеклённые световые (оконные) проёмы определяются из выражения

$$Q_{ост} = F_{ост} \cdot K_{ост} \cdot (t_{в}^x - t_{н}^x), \text{ Вт}, \quad (4.14)$$

где $F_{ост}$ - поверхность остекленных оконных проемов, м^2 ;
 $K_{ост}$ - коэффициент теплопередачи через оконные проёмы, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{в}^x$ и $t_{н}^x$ - расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, $^\circ\text{C}$.

Численные значения $K_{ост}$ принимаются в соответствии со СНиП.

Тепловые потери через внешние ограждения (стены, полы, потолки) рассчитываются из выражения

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot K_{огр} \cdot (t_{в}^x - t_{н}^x) \cdot n, \text{ Вт}, \quad (4.15)$$

где $F_{огр}$ - поверхность ограждения (за вычетом поверхности оконных и дверных проёмов), м^2 ; $K_{огр}$ - коэффициент теплопередачи

через ограждение, Вт/(м²·°С); n - эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от характера ограждающих конструкций.

Коэффициент теплопередачи $K_{огр}$ определяется по формуле (4.7) с учетом структуры ограждения. Некоторые наиболее распространенные конструкции ограждений приведены на рис. 4.1.

Численные значения поправочного коэффициента n принимаются в соответствии с рекомендациями СНиП.

Тепловые потери на подогрев инфильтрующего наружного воздуха рассчитывается по выражению

$$Q_{инф} = q_{инф} \cdot \ell \cdot c_p \cdot (t_g^x - t_n^x) \cdot a \cdot 10^3, \text{ Вт}, \quad (4.16)$$

где $q_{инф}$ - количество воздуха, поступающего через 1 м длины щели в секунду, кг/(м·с); ℓ - длина щели, м; c_p - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°С); a - эмпирический поправочный коэффициент: $a = 0,5$ - для оконных проёмов, $a = 2,0$ - для ворот и дверей.

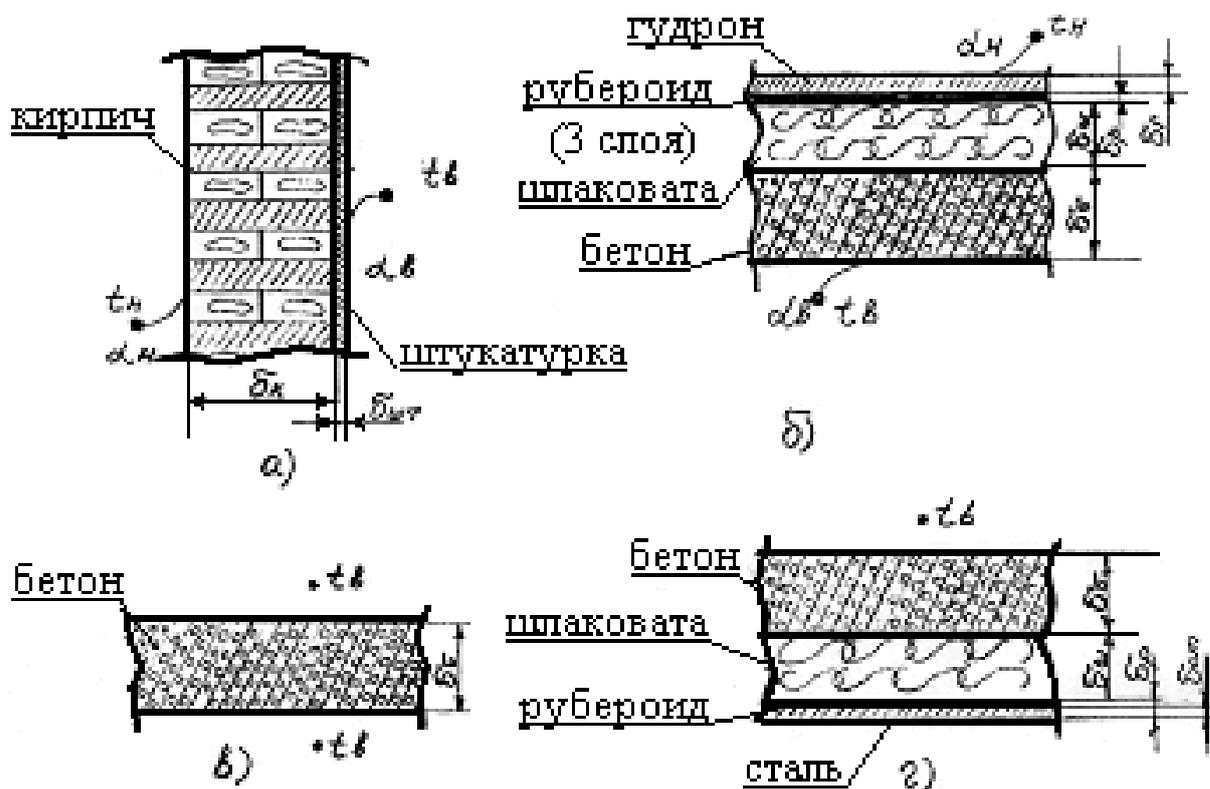


Рис. 4.1. Наиболее распространенные конструкции ограждений:

- а) боковые стены; б) кровля; в) межэтажные перекрытия;
 г) полы

При непродолжительном открывании ворот (до 15 мин в смену) расчёт теплопотерь также производится по формуле (4.16), но значение a принимается равным 3,0. При большей продолжительности открывания ворот потери теплоты рассчитываются по специальной методике, либо количество поступающего воздуха принимают, но не более 75 % от объёма помещения, в котором находятся ворота.

Численное значение $q_{инф}$ определяется по СНиП в

зависимости от ширины щели и скорости ветра для окон и дверей, расположенных с наветренной стороны.

Теплопотери на нагревание материалов и транспортных средств, поступающих в помещение, можно рассчитать из выражения:

$$Q_{mat} = \frac{\tau}{3,6} \cdot \sum G_{mat} \cdot c_p^M \cdot B \cdot (t_v^x - t_{mat}) \quad , \text{Вт} \quad , \quad (4.17)$$

где τ - продолжительность нахождения материалов и транспортных средств в помещении, ч; $\sum G_{mat}$ - суммарная масса поступивших извне однородных материалов, кг; c_p^M - теплоёмкость однородных материалов, кДж/(кг·°С); t_{mat} - температура материала, поступающего в помещение, °С; B - эмпирический коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения теплоты, численное значение которого регламентируется СНиП.

Для возможных других случаев тепловые потери рассчитываются по специальным методикам.

Для составления теплового баланса помещения все тепловые потери суммируются.

4.4. Расчет избыточной теплоты в помещении

Избыточная теплота, выделяющаяся в помещении, определяется на основании его теплового баланса. Тепловой баланс помещения составляется из суммарных теплопоступлений и

суммарных потерь теплоты помещением.

Потери теплоты в теплый период отсутствуют, поэтому для теплого периода года все имеющиеся теплопоступления являются избыточными и тогда

$$Q_{изб}^m = \sum Q_{теплопост}^m \cdot \quad (4.18)$$

Для холодного периода года избыточная теплота определяется как разность между суммарными теплопоступлениями и суммарными теплотерями, т. е.

$$Q_{изб}^x = \sum Q_{теплопост}^x - \sum Q_{теплотот}^x \cdot \quad (4.19)$$

Величина избыточной теплоты является одним из основных факторов, определяющих требуемый воздухообмен в помещении.

4.5. Влажностный баланс помещения

Количество влаги, испаряющейся с открытых водных поверхностей, может быть рассчитано по эмпирической зависимости

$$W_{исп} = 0,211 \cdot (a + 0,0174 \cdot W) \cdot F \cdot \frac{P_2 - P_1}{P_6} \text{ , кг/с ,} \quad (4.20)$$

где a - эмпирический коэффициент; W - скорость движения

воздуха над испаряющейся поверхностью, м/с; P_1 - парциальное давление (упругость) водяных паров в воздухе при его температуре и относительной влажности, Па; P_2 - парциальное давление (упругость) водяных паров на линии насыщения (при $\varphi = 100 \%$) при температуре поверхности испаряющейся воды, Па; P_6 - барометрическое давление в помещении, Па; F - поверхность зеркала испарения, м².

Численные значения эмпирического коэффициента a в диапазоне температур воздуха 15-30°C можно принимать в зависимости от температуры поверхности испаряющейся воды по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения эмпирического коэффициента a в зависимости от температуры поверхности испаряющейся воды

$t_{\text{пов}}^{\text{вод}}$, °C	До 30	До 40	До 50	До 60	До 70	До 80	До 90	До 100
a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,060

Для тёплого периода года, когда влагосодержание наружного воздуха больше, чем влагосодержание воздуха внутри помещения, количество влаги, поступающей с инфильтрующим воздухом, определяется из выражения

$$W_{\text{инф}} = q_{\text{инф}} \cdot \ell \cdot \left(\frac{d_n - d_e}{1000} \right), \text{ кг/с}, \quad (4.21)$$

где $q_{инф}$ - количество воздуха, поступающего через 1 м длины щели в секунду, кг/(м·с); l - длина щели, м; d_n и d_g - соответственно влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, г/кг.

Численные значения $q_{инф}$ определяются в зависимости от ширины щели и скорости ветра. Для окон и дверей, расположенных с наветренной стороны, по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения $q_{инф}$ в зависимости от ширины щели и скорости ветра

Ширина щели и материал переплётов	Скорость ветра, м/с				
	до 1	до 2	до 3	до 4	до 5
1 мм, металл	$0,69 \cdot 10^{-3}$	$1,08 \cdot 10^{-3}$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$1,53 \cdot 10^{-3}$	$2,14 \cdot 10^{-3}$
1,5 мм, дерево	$1,55 \cdot 10^{-3}$	$2,53 \cdot 10^{-3}$	$3,11 \cdot 10^{-3}$	$3,50 \cdot 10^{-3}$	$4,86 \cdot 10^{-3}$

Количество влаги, выделяющейся от обслуживающего персонала, определяется в соответствии с нормами в зависимости от температуры воздуха внутри помещения и интенсивности труда.

Количество влаги, поступающей за счёт систематических прорывов пара от действующего оборудования, определяется условиями эксплуатации технологических установок и оценивается эмпирически, в размере ~ 2 % от общего расхода пара, или специальными методиками.

Возможны и другие виды поступлений влаги в помещение, характерные для конкретных технологических процессов. В этом случае поступления влаги определяются специальными методиками или опытным путём.

Если в помещении имеются влагопоглощающие установки или материалы, то необходимо учесть количество поглощённой влаги. Тогда баланс влажности в помещении составит

$$W_{изб} = \sum W_{влагопост.} - \sum W_{погл.} \quad (4.22)$$

Контрольные вопросы для самопроверки

1. На какие группы по степени обеспечения заданного микроклимата подразделяются установки вентиляции и кондиционирования?

2. Каким образом осуществляется выбор температуры наружного воздуха для теплого и холодного периода года с учетом различных групп установок вентиляции и кондиционирования?

3. Как выбирается расчетная температура внутреннего воздуха в зависимости от характеристики помещения и категории выполняемых работ?

4. Каким образом вычисляются теплопоступления от оборудования, освещения, обслуживающего персонала, солнечной радиации, внешние ограждения?

5. Как рассчитываются коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, теплопроводности материалов и коэффициента теплопередачи?

6. Каким образом вычисляются тепlopоступления от нагретых поверхностей оборудования и трубопроводов по уравнению теплопередачи.

7. Как определяются тепловыделения от остывающих изделий (материалов)?

8. Как определяются тепловыделения с поверхности нагретой воды?

9. Как оцениваются тепlopоступления от систематических прорывов пара от действующего оборудования?

10. Как определяются тепловые потери в помещении:

- через остекленные проемы;
- через внешние ограждения (стены, полы, потолки);
- на подогрев инфильтрующего воздуха;
- на нагревание материалов и транспортных средств?

11. Каким образом рассчитывается избыточная теплота в помещении для теплого и холодного периода года?

12. Как определяются следующие составляющие влажностного баланса помещения:

- количество влаги, испаряющейся с открытых водных поверхностей;

- количество влаги, поступающей с инфильтрующим воздухом для теплого периода года;

- количество влаги, поступающей от эксплуатационного персонала, систематических прорывов пара от действующего оборудования;

- вычисление баланса влажности в помещении с учетом влагопоглощающих установок

Глава 5. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

5.1. Классификация систем вентиляции и их основные элементы

Основной задачей вентиляционных систем является создание в помещениях различного назначения воздушной среды, удовлетворяющей санитарно-гигиеническим требованиям или технологическим условиям производства. Это достигается обеспечением необходимого воздухообмена за счет циркуляционного движения воздушной среды, объём которой в несколько раз больше объёма вентилируемого помещения. При этом обеспечивается удаление из помещения отработавшего (загрязнённого) воздуха и замена его свежим (приточным).

Отношение объёма вентиляционного воздуха L_v к объёму вентилируемого помещения $V_{ном}$ называется кратностью воздухообмена (циркуляции)

$$n = \frac{L_v}{V_{ном}} \quad (5.1)$$

Системы вентиляции можно классифицировать по нескольким основным признакам.

По способу перемещения воздуха различают системы естественной и механической (принудительной) вентиляции. При естественной вентиляции воздух перемещается под действием

гравитационного давления, возникающего за счет разности плотностей холодного и нагретого воздуха и под действием ветрового давления. Естественные системы вентиляции могут быть неорганизованными и организованными.

В неорганизованных системах естественной вентиляции смена воздуха в помещении происходит через щели, отверстия и другие неплотности в ограждающих конструкциях. Также этот способ воздухообмена называется естественным проветриванием.

В организованных системах естественной вентиляции смена воздуха в помещении осуществляется за счёт открывания форточек, оконных фрамуг, специальных фонарей и т.п. Иначе этот способ воздухообмена называется аэрацией. Такие системы могут быть выполнены как без специальной сети воздуховодов (бесканальные системы), так и с применением специальных воздуховодов (канальная система). Использование систем естественной вентиляции ограничено из-за незначительного располагаемого перепада давлений.

При механической вентиляции воздух перемещается под действием вентилятора (принудительно), так как сложные системы обработки и распределения воздуха обладают значительными гидравлическими потерями. Нередко применяют и смешанные системы при одновременном действии принудительной и естественной вентиляции.

По способу подачи и удаления воздуха системы делятся на приточные и вытяжные. Приточные системы предназначены для подачи свежего воздуха в помещение, а вытяжные - для его удаления.

Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места удаления вредных выделений, а приточные – в зависимости от места

подачи свежего воздуха подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные.

При местной вытяжной вентиляции отработавший воздух удаляется непосредственно от источника загрязнения, конкретного рабочего места или участка технологического процесса. В качестве примеров можно привести устройство вытяжных шкафов химических лабораторий, зонты над термической печью, местные отсосы от заточного станка, сварочного поста, технологических ванн и т.п., приведённые на рис. 5.1.

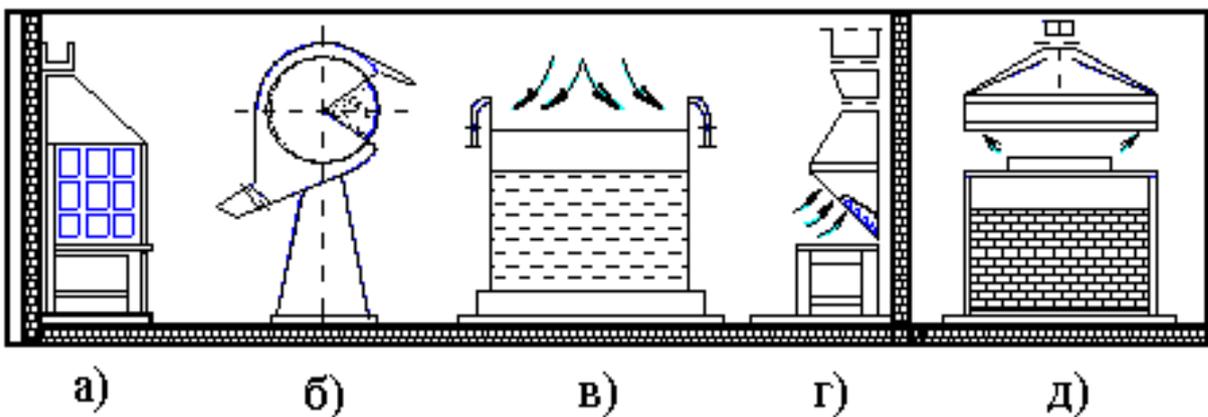


Рис. 5.1. Схемы конструктивных решений местной вытяжной вентиляции:

- а) -вытяжной шкаф; б) -кожух-отсос от заточного станка;
- в) -двухбортовой отсос от технологических ванн;
- г) -местный отсос от сварочного поста; д) -зонт над термической печью

При местной приточной вентиляции свежий воздух подаётся локально, непосредственно на рабочее место. Примером такой

вентиляции может быть воздушное душирование, воздушная завеса и т.п., приведенные на рис. 5.2.

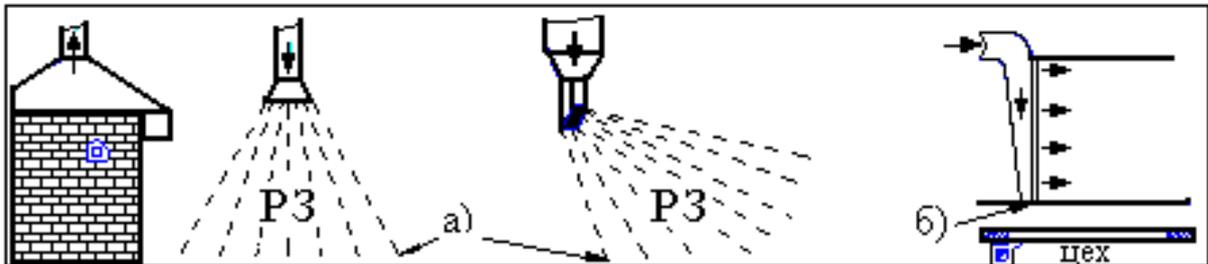


Рис. 5.2. Схемы конструктивных решений местной приточной вентиляции:

а) -воздушный душ; б) -воздушная завеса

Конструктивно системы вентиляции весьма разнообразны, но в общем случае можно выделить общие основные элементы, приведенные в табл. 5.1.

5.2. Основные схемы организации воздухообмена и методы их расчёта

Организация воздухообмена зависит от характера распределения вредных выделений, архитектурно-планировочных решений помещения, его назначения. При общеобменной вентиляции необходимо, чтобы весь подаваемый воздух участвовал в поглощении вредных выделений и удалялся после того, как его концентрация достигнет расчётных значений. Воздух должен равномерно

распределяться по помещению, что обеспечивается взаимным расположением приточных и вытяжных отверстий. Наиболее характерные принципиальные схемы воздухообмена приведены на рис. 5.3.

Таблица 5.1

Основные элементы систем вентиляции

Приточные системы	Вытяжные системы
<ol style="list-style-type: none"> 1. Воздухоприёмное устройство для подачи воздуха в систему 2. Приточная камера, в которой расположены вентиляторы и другое оборудование для обработки воздуха 3. Сеть воздуховодов для транспортировки и распределения приточного воздуха 4. Приточные насадки или отверстия для подачи воздуха в рабочую зону 5. Жалюзийные решётки, сетки, дефлекторы и т.п., устанавливаемые при выходе воздуха из приточных отверстий 6. Регулирующие устройства (клапаны, заслонки, приборы и т.п.) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вытяжные отверстия, снабжённые жалюзийными решётками или сетками, для удаления воздуха 2. Вытяжная камера, в которой расположены вентиляторы 3. Сеть воздуховодов для сбора и транспортировки удаляемого воздуха 4. Устройство для очистки удаляемого воздуха. 5. Вытяжная шахта, через которую воздух удаляется в атмосферу 6. Регулирующие устройства (клапаны, задвижки, приборы и т.п.)

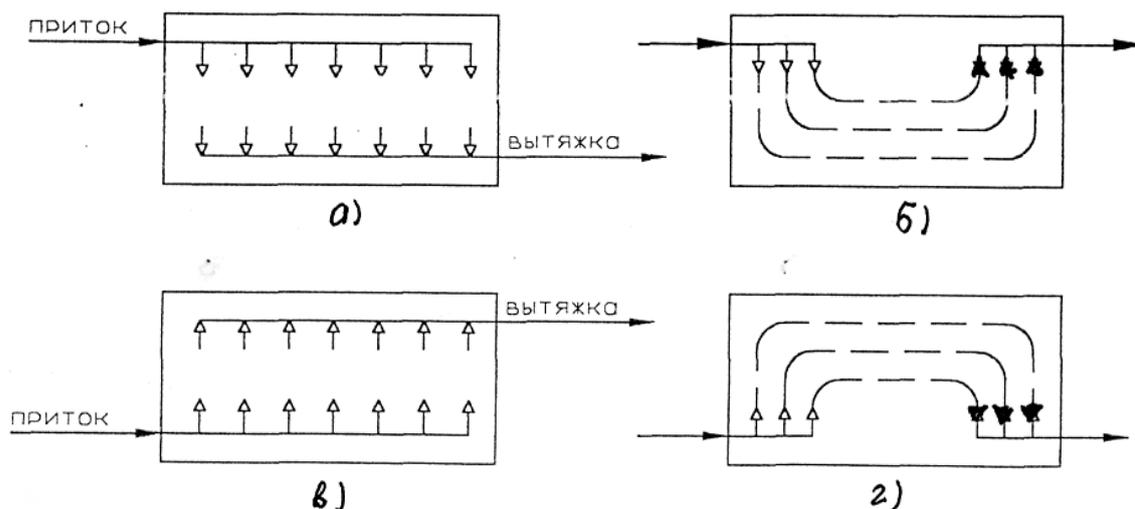


Рис. 5.3. Принципиальные схемы организации воздухообмена:

а - сверху - вниз; б - сверху - вверх; в - снизу - вверх; г - снизу

– вниз

Схема «сверху-вниз» предусматривает рассредоточенную по объему подачу приточного воздуха в верхнюю часть помещения (у потолка) и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из нижней части помещения (у пола).

Схема «сверху-вверх» предусматривает рассредоточенный по длине подвод воздуха вдоль боковой стены из верхней части помещения вниз и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из верхней части помещения вдоль противоположной стены.

Обе эти схемы целесообразно применять, если приточный воздух в холодный период года имеет температуру ниже температуры воздуха в помещении, что наблюдается при наличии теплоизбытков. В этом случае приточный воздух проходит по всей высоте помещения, поглощает теплоту и поступает в рабочую зону

нагретым. Это позволяет принимать разность температур приточного и внутреннего воздуха $\Delta t_p = 5 - 10^\circ\text{C}$. Смешивание приточного и внутреннего воздуха создает в рабочей зоне слабые вторичные токи (подвижки воздуха), благоприятные для условий работы обслуживающего персонала.

Схема «снизу-вверх» предусматривает рассредоточенную по объёму подачу приточного воздуха в нижнюю часть помещения (у пола) и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из верхней части помещения (у потолка).

Схема «снизу-вниз» предусматривает рассредоточенный по длине подвод воздуха вдоль боковой стены из нижней части помещения вверх и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из нижней части помещения вдоль противоположной стены.

Обе эти схемы целесообразно использовать при отсутствии теплоизбытков в помещении. В этом случае разность температур приточного и внутреннего воздуха не должна превышать $\Delta t_p = 3 - 5^\circ\text{C}$.

В общем случае расчёт воздухообмена в системах вентиляции и кондиционирования воздуха производится исходя из обеспечения нормируемых параметров за счёт удаления из помещения вредных выделений. Основными видами вредных выделений являются газовые выделения, пыль, теплота и влага.

Расчёт воздухообмена при выделении вредных газов осуществляется из выражения

$$L = \frac{G_{\Gamma}}{C_2 - C_1}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (5.2)$$

где $G_{Г}$ - количество вредных газов, мг/ч; C_2 - предельно допустимая концентрация вредных газов в воздухе помещения, мг/м³;

$C_1 = (0,25 - 0,3)C_2$ - концентрация вредных газов в приточном воздухе, мг/м³.

Предельно допустимая концентрация для различных газов принимается в соответствии со СНиП. При одновременном выделении нескольких вредных газов разнонаправленного действия количество вентиляционного воздуха рассчитывается по каждому компоненту в отдельности и принимается наибольшее значение.

Расчёт воздухообмена при выделении пыли производится аналогичным образом, т.е. из выражения (5.2). Предельно допустимая концентрация пыли определяется нормативными документами.

Расчёт воздухообмена при выделении избыточной теплоты осуществляется по формуле

$$L = \frac{Q_{изб}}{c_p^B \cdot \rho_B \cdot (t_{уд} - t_{пр})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.3)$$

где $Q_{изб}$ - избыточная теплота, выделяющаяся в помещении, кДж/ч; c_p^B - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°С); ρ_B - плотность воздуха, кг/м³; $t_{уд}$ и $t_{пр}$ - соответственно температура удаляемого и приточного воздуха, °С.

Величина избыточной теплоты $Q_{изб}$ для соответствующего периода года определяется на основании теплового баланса помещения (см. п. 4.4).

Температуру удаляемого воздуха при наличии в помещении теплоизбытков можно определить из выражения

$$t_{y\partial} = t_{p.з} + a \cdot (H - 2), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (5.4)$$

где H - высота помещения, м; a - эмпирический коэффициент, учитывающий прирост температуры на каждый метр выше отметки в 2 м, $^\circ\text{C}/\text{м}$: для помещений с малыми тепловыделениями $a = 0,5^\circ\text{C}/\text{м}$, с большими - $a = 0,7 - 1,5^\circ\text{C}/\text{м}$.

Температура в рабочей зоне $t_{p.з}$ принимается по СНиП.

Расчёт воздухообмена при наличии избыточных влаговыделений в помещении осуществляется по формуле

$$L = \frac{W}{(d_{y\partial} - d_{np}) \cdot \rho_B}, \text{ } \text{м}^3/\text{ч}, \quad (5.5)$$

где W - количество влаги, выделяющейся в помещении, г/ч; $d_{y\partial}$ и d_{np} соответственно влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, определяемое по $I - d$ - диаграмме, г/кг.

Если в помещении имеются различные виды вредных выделений, то воздухообмен рассчитывается по каждому из них отдельно и в качестве расчётного принимается максимальный воздухообмен.

5.3. Определение тепловых нагрузок на вентиляцию и расчёт калориферов

Воздух, подаваемый в помещение на вентиляцию, необходимо нагреть до определённой температуры, соответствующей температуре приточного воздуха $t_{пр}$ в зависимости от принятой схемы воздухообмена, назначения помещения, интенсивности выделения теплоты и влаги и т.п. Предварительный подогрев воздуха осуществляется в калориферных установках. Для определения теплопроизводительности калориферных установок производится расчёт тепловой нагрузки на вентиляцию с помощью построения процесса изменения параметров воздуха на $I-d$ диаграмме. Расчёт тепловой нагрузки осуществляется для холодного периода года. Последовательность построения процесса рассмотрена на рис.5.4.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха для холодного периода года при известной температуре и относительной влажности. Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре и относительной влажности.

По найденным на основании теплового и влажностного балансов помещения избыточной теплоты, $Q_{изб}$ и избыточным влаговыведениям $W_{изб}$ рассчитывается величина углового коэффициента $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$. Через точку 1 проводят луч процесса под углом ε .

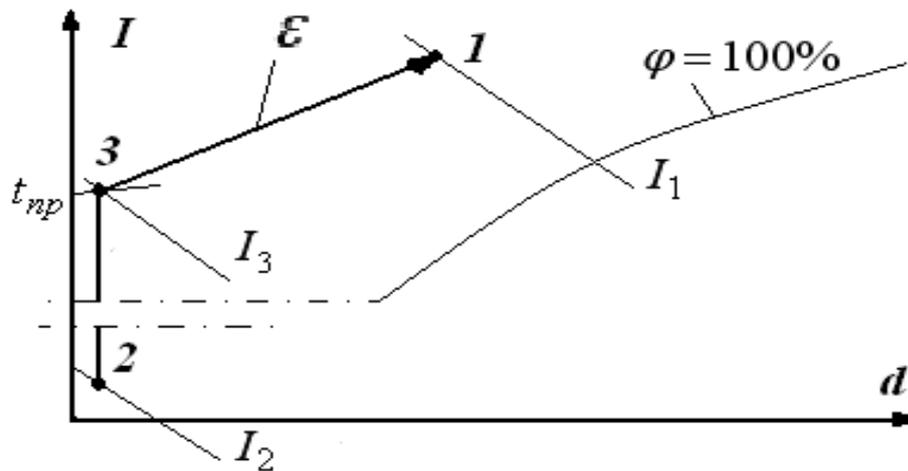


Рис. 5.4. К расчёту тепловой нагрузки на вентиляцию

Наружный воздух подогрывается в калориферной установке без изменения влагосодержания, т.е. при $\varepsilon = +\infty$. Это позволяет построить луч процесса из точки 2 вертикально вверх по линии $d_2 = const$. Требуемая степень подогрева воздуха в калориферной установке, а, следовательно, и температура приточного воздуха определится параметрами точки пересечения 3 лучей процесса, проведенных через точки I и 2. Таким образом процесс изменения параметров воздуха, подаваемого на вентиляцию помещения, осуществляется по линии 2-3-1, где 2-3 - процесс подогрева воздуха в калориферной установке при постоянном влагосодержании; 3-1 - процесс подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

Таким образом тепловая нагрузка на вентиляцию определится на основании процесса 2-3 и может быть выражена по формуле

$$Q_{\text{вент}} = (I_3 - I_2) \cdot G_{\text{в}} \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт} \quad (5.6)$$

ИЛИ

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{в}} \cdot c_p^{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}^x) \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (5.7)$$

где I_3 и I_2 - соответственно теплосодержание приточного и наружного воздуха, кДж/кг; $G_{\text{в}}$ - количество вентиляционного воздуха, кг/ч; $c_p^{\text{в}}$ - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°C); $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{н}}^x$ - соответственно температура приточного и наружного воздуха в холодный период года.

При известной тепловой нагрузке на вентиляцию рассчитывается требуемая поверхность нагрева калориферных установок:

$$\sum F_k = \frac{Q_{\text{вент}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}, \text{ м}^2, \quad (5.8)$$

где K - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·°C); $\Delta t_{\text{ср}}$ - средний температурный напор, °C.

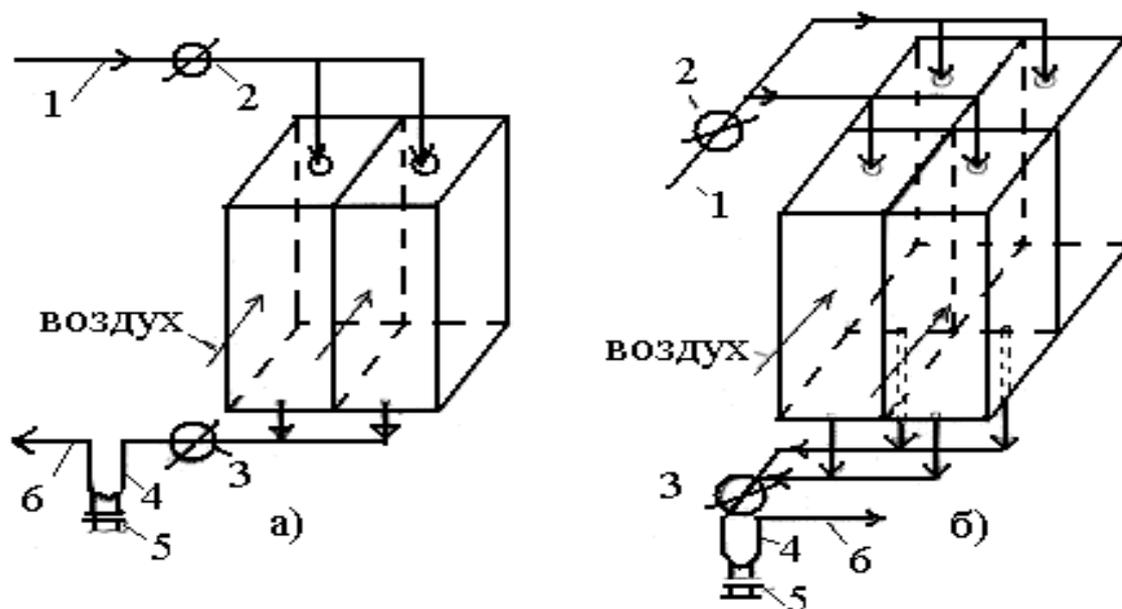


Рис. 5.5. Схемы присоединения калориферных установок при использовании в качестве теплоносителя водяного пара:

а) - одноходовая параллельная однорядная схема;

б) - одноходовая параллельная двухрядная схема;

1 - паропровод, 2 - паровой вентиль, 3 - конденсатный вентиль, 4 - гидрозатвор, 5 - сливная пробка,

6 - конденсатопровод

Коэффициент теплопередачи и средний температурный напор рассчитываются в зависимости от типа калорифера и вида теплоносителя. В качестве теплоносителя обычно используются водяной пар или горячая вода. При использовании в качестве греющей среды водяного пара обычно принимают одноходовые схемы калориферных установок с параллельным соединением. При использовании в качестве теплоносителя горячей воды рекомендуется принимать

многоходовые схемы калориферных установок с последовательным или параллельным соединением. Некоторые возможные схемы присоединения калориферных установок представлены на рис. 5.5 и 5.6.

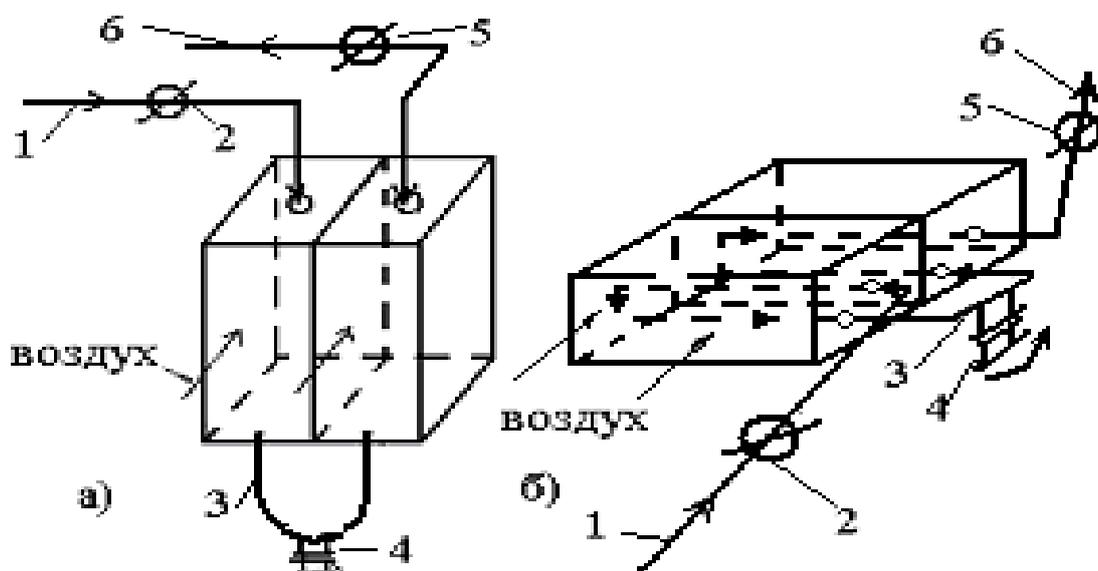


Рис. 5.6. Схемы присоединения калориферных установок при использовании в качестве теплоносителя горячей воды:

- а) -двухходовая последовательная однорядная схема;
- б) -многоходовая последовательная двухрядная схема; 1 - прямая линия сетевой воды, 2 и 5 -водяные вентили, 3 -калач, 4 -сливная пробка, 6 -обратная линия сетевой воды

При использовании в качестве теплоносителя водяного пара или горячей воды средний температурный напор рассчитывается соответственно по выражению

$$\Delta t_{cp} = t_{нас} - \frac{t_{np} + t_n}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.9)$$

или

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_n + t_o}{2} - \frac{t_{np} + t_n}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (5.10)$$

где $t_{нас}$ - температура насыщенного пара при соответствующем давлении, $^\circ\text{C}$; t_{np} и t_n - температура приточного и наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; t_n и t_o - температура воды в прямой и обратной линиях тепловой сети, $^\circ\text{C}$.

Расчёт коэффициентов теплопередачи калориферов производится в зависимости от типа калориферных установок (типа оребрения трубок) и вида теплоносителя по эмпирическим зависимостям. При использовании в качестве теплоносителя водяного пара или горячей воды коэффициент теплопередачи рассчитывается в общем виде соответственно по уравнениям

$$K = c \cdot (W_\epsilon \cdot \rho_\epsilon)^n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (5.11)$$

или

$$K = c \cdot (W_\epsilon \cdot \rho_\epsilon)^n \cdot W_{вод}^m, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (5.12)$$

где c - эмпирический коэффициент пропорциональности; W_ϵ - скорость воздуха, м/с; ρ_ϵ - плотность воздуха, кг/м³; $W_{вод}^m$ - скорость воды, м/с; n и m - показатели степени, определяемые опытным путём.

Аэродинамическое сопротивление калориферной установки по стороне воздуха определяется по эмпирической зависимости

$$\Delta P_K = c \cdot (W_v \cdot \rho_v)^n, \text{ Па} . \quad (5.13)$$

Расчет калориферных установок обычно выполняется в следующей последовательности. Предварительно задаются величиной массовой скорости воздуха $(W_v \cdot \rho_v)$ в пределах 8-12 кг/(м²·с) и определяется проходное сечение по воздуху для выбранной модели калорифера

$$f_v = G_v / (W_v \cdot \rho_v), \text{ м}^2 . \quad (5.14)$$

Затем предварительно определяется количество калориферов, исходя из величины требуемой поверхности нагрева (см. выражение (5.8) $n_k = \sum F / F_k$ и выбирается номер калорифера и схема его включения. После этого определяется истинное значение f_v и $\sum F$ при принятом n и выполняется уточненный расчет при фактической массовой скорости $(W_v \cdot \rho_v)$. Сопоставляется расчётная величина поверхности нагрева калориферной установки $\sum F$ с фактически принятой. Решение считается правильным, если расчётная величина поверхности нагрева превосходит фактическую не более, чем на 20 %.

5.4. Основные схемы систем естественной вентиляции и их расчёт

В качестве примеров естественной вентиляции рассмотрены схемы канальной вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха и приточно-вытяжной канальной схемы с организованным

притоком воздуха, приведенные на рис. 5.7 и 5.8.

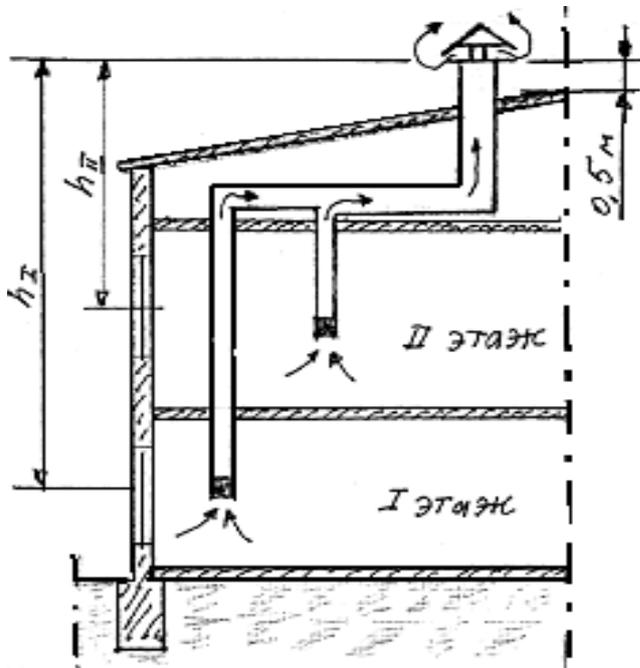


Рис. 5.7. Схема устройства вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха

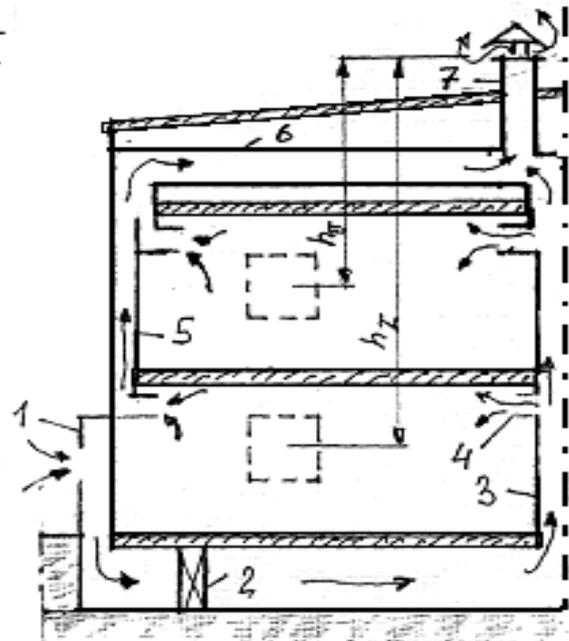


Рис. 5.8. Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком воздуха:

- 1 - воздухоприёмник;
- 2 - калорифер; 3 - приточные каналы; 4 - жалюзийные решетки;
- 5 - вытяжные каналы;
- 6 - сборный канал; 7 - шахта

Расчёт систем с естественной вентиляцией сводится к сопоставлению расчетного гравитационного давления $\Delta P_{ГР}$ и суммарного сопротивления по тракту движения воздуха ΔP_K в вентиляционных каналах. Расчетное гравитационное давление

определяется при температуре наружного воздуха +5 °С и предполагается, что все оно расходуется на преодоление сопротивления по тракту вытяжного канала.

Гравитационное давление рассчитывается по формуле

$$\Delta P_{GP} = g \cdot h \cdot (\rho_n - \rho_v), \text{ Па}, \quad (5.15)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; h - вертикальное расстояние от центра оконного проёма соответствующего этажа до устья вытяжной шахты, м; ρ_n и ρ_v - соответственно плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Расчёт сети каналов осуществляется для каждого участка отдельно и обычно начинается с ветви, для которой расчётное гравитационное давление имеет наименьшее значение, т.е. для каналов верхнего этажа здания. При расчёте сети воздуховодов жилых и общественных зданий, прежде всего, производится ориентировочный выбор их проходных сечений, исходя из допустимых скоростей движения воздуха. При этом скорость воздуха в каналах верхних этажей принимается $W = 0,5 - 0,8 \text{ м/с}$, в каналах нижних этажей и сборных каналах на чердаке $W = 1 \text{ м/с}$, в вытяжной шахте $W = 1 - 1,5 \text{ м/с}$.

По ориентировочно принятым размерам каналов на участках сети воздуховодов при принятых скоростях воздуха определяются суммарные потери давления на трение и местные сопротивления.

Потери напора на трение рассчитываются по формуле Дарси

$$\Delta P_{TP} = \xi_i \cdot \frac{\ell_i}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot W_i^2}{2}, \text{ Па}, \quad (5.16)$$

где ξ_i - коэффициент сопротивления трению, ℓ_i - протяженность расчётного участка, м; d_i - определяющий линейный размер воздуховода, м; ρ - плотность воздуха, кг/м³; W_i - скорость воздуха, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трению можно использовать формулу Альтшуля

$$\xi_i = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0001}{d_i} + \frac{68}{\text{Re}_i} \right)^{0,25}, \quad (5.17)$$

где $\text{Re}_i = W_i d_i / \nu$ - число Рейнольдса для соответствующего участка воздуховода.

В качестве линейного определяющего размера в формулах (5.16), (5.17) и числах Re принимается: для каналов круглого сечения - внутренний диаметр воздуховода; для каналов некруглого сечения - эквивалентный диаметр, который рассчитывается из выражения

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot f}{\text{П}}, \text{ м}, \quad (5.18)$$

где f - проходное сечение канала, м²; П - периметр канала, м.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются из выражения

$$\Delta P_M = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W_i^2}{2}, \text{ Па}, \quad (5.19)$$

где $\sum \psi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Затем подсчитываются суммарные потери напора по тракту вентиляционных каналов

$$\Delta P_K = 1,1 \cdot (\Delta P_{TP} + \Delta P_M), \text{ Па}, \quad (5.20)$$

где 1,1 – коэффициент запаса.

Если $\Delta P_K < \Delta P_{ГР}$ на 10 % и менее (для каждого этажа), то принятые проходные сечения каналов принимаются как окончательные. В противном случае делается перерасчёт проходных сечений воздуховодов в сторону их увеличения для уменьшения скорости воздуха и, соответственно, снижения потерь давления до необходимого уровня. Сечения вентиляционных каналов рассчитываются из уравнения расхода

$$f = \frac{V}{W \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (5.21)$$

где V - объём воздуха, м³/ч; W - скорость воздуха, м/с.

Как отмечалось выше, в системах естественной вентиляции движение воздуха осуществляется в основном за счёт гравитационного давления. Для его увеличения в устье вытяжной шахты устанавливаются специальные насадки-дефлекторы.

Усиление тяги происходит благодаря разрежению, возникающему при обтекании дефлектора ветром. Разрежение, создаваемое дефлектором, и количество удаляемого воздуха зависят от скорости ветра, конструкции дефлектора, скорости воздуха в патрубке дефлектора. Одна из конструкций дефлектора приведена на рис. 5.9.

Величина разрежения, создаваемого дефлектором, при известной скорости ветра, обдувающего кольцо, и скорости воздуха в патрубке, а, следовательно, количество удаляемого воздуха, рассчитывается по специальной методике.

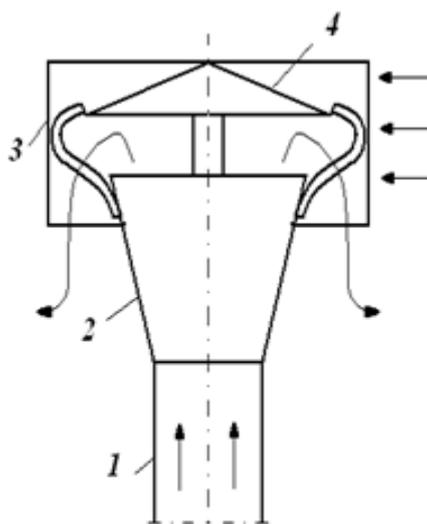


Рис. 5.9. Конструкция дефлектора:

1 -цилиндрический патрубок; 2 -диффузор;

3 -кольцо; 4 -зонт

В отдельных случаях при расчёте аэрации зданий по специальным методикам кроме гравитационного давления также

учитывается ветровое давление, обусловленное устойчивым направлением ветра в течение продолжительного времени.

5.5. Основные схемы систем принудительной вентиляции и их расчёт

В качестве примеров принудительной вентиляции рассмотрены некоторые типовые схемы организации воздухообмена в помещениях различного назначения.

На рис. 5.10 приведена схема приточно-вытяжной принудительной системы вентиляции здания общественного назначения.

К зданиям общественного назначения относятся клубы, кинотеатры, музеи, административные и учебные помещения и т.п. Как правило, приточные вентиляционные камеры с установкой необходимого оборудования располагаются в подвальном помещении, а вытяжные - на чердаке. Воздуховоды в таких помещениях обычно выполняют из неметаллических материалов в виде приставных каналов, подшивных потолков, специальных ниш в конструкциях стен и перекрытий и т.п., учитывая архитектурно-планировочные решения здания.

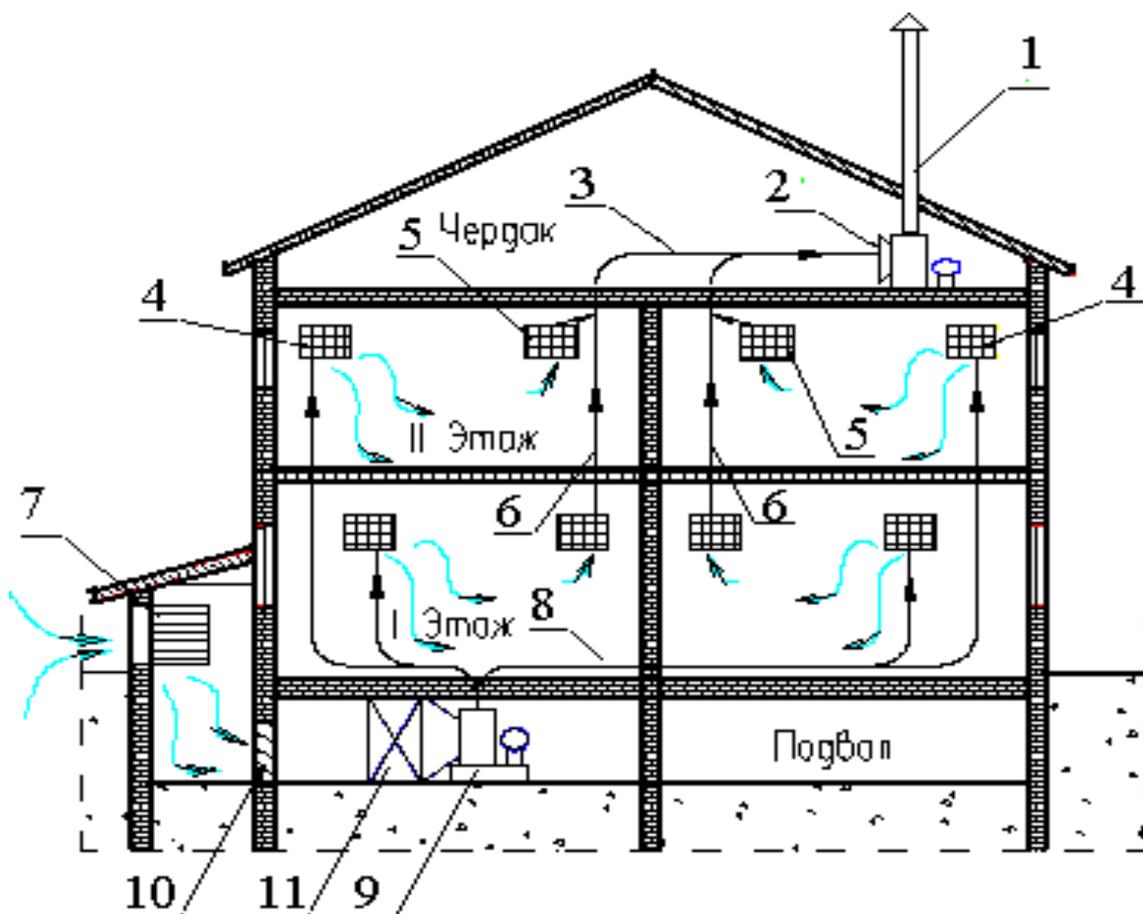


Рис. 5.10. Схема приточно-вытяжной принудительной вентиляции здания общественного назначения: I - вытяжная шахта, 2 - вытяжной вентилятор, 3 - сборный канал, 4 - приточные решётки, 5 - вытяжные решётки, 6 - вытяжные каналы, 7 - воздухоприёмная шахта, 8 - приточные воздуховоды, 9 - приточный вентилятор, 10 - регулирующийся клапан, 11 - калорифер

Одна из схем организации воздухообмена в здании производственного назначения приведена на рис.5.11.

Схемы вентиляции зданий производственного назначения очень разнообразны и зависят, прежде всего, от характера выполняемых работ и типа установленного оборудования. Воздуховоды в таких помещениях обычно выполняют

металлическими круглой, прямоугольной или квадратной формы в соответствии со стандартом.

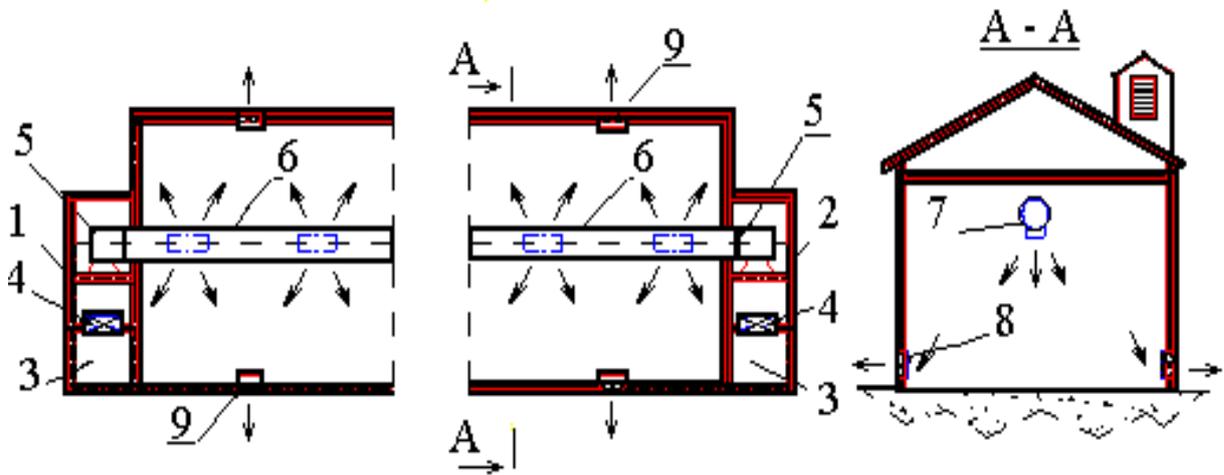


Рис. 5.11. Схема приточно-вытяжной принудительной вентиляции здания производственного назначения

- 1 и 2 - приточные венткамеры; 3 - приточные шахты;
- 4 – калориферы; 5 - приточные центробежные вентиляторы;
- 6 – приточный воздуховод; 7 - приточные решетки;
- 8 - жалюзийные решетки; 9 - вытяжные осевые вентиляторы

Особо важную роль системы вентиляции выполняют на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности, где общеобменная и технологическая вентиляция неразрывно связаны между собой. Одна из схем вентиляции цеха бумагоделательной машины представлена на рис. 5.12.

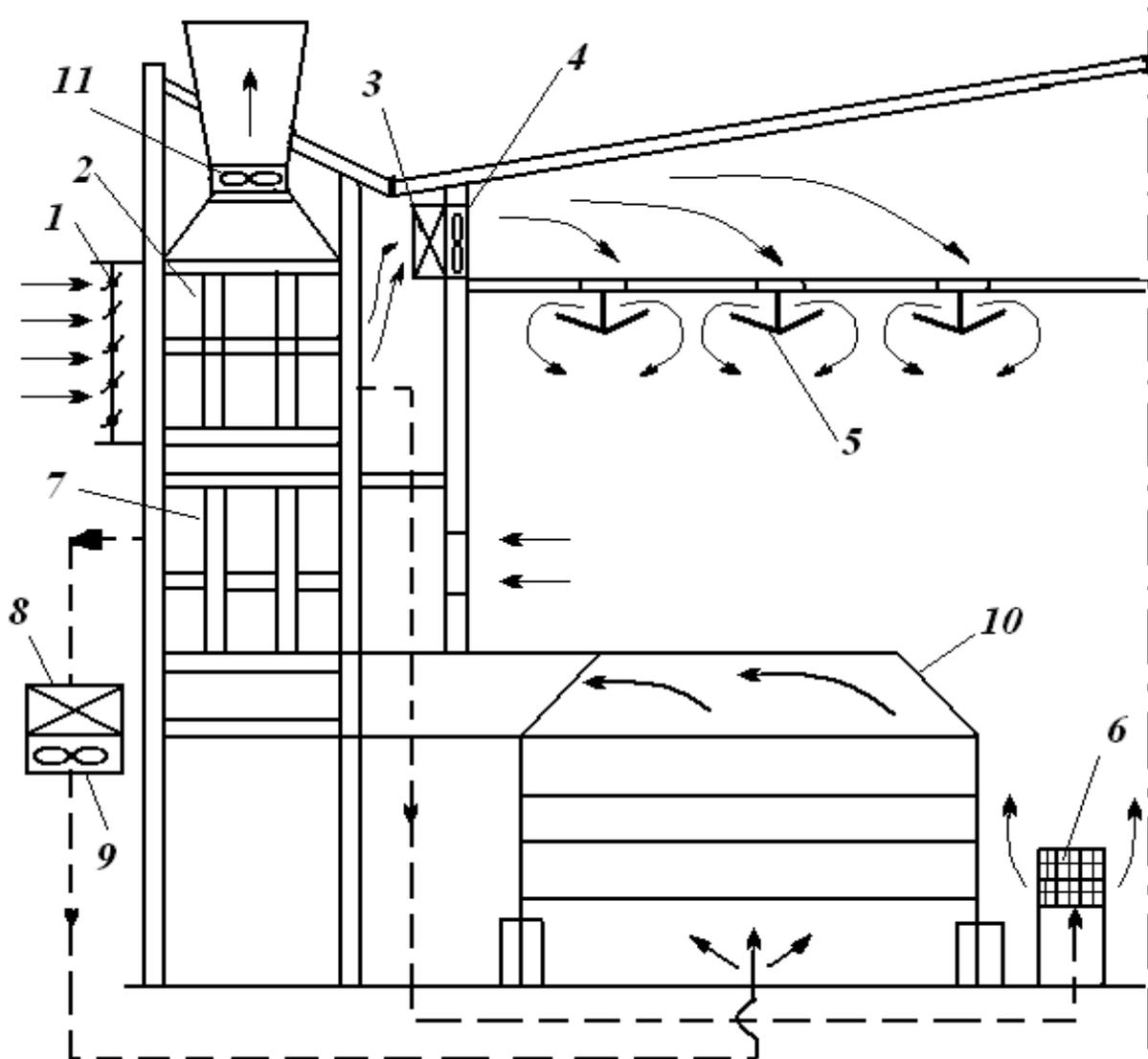


Рис. 5.12. Принципиальная схема вентиляции цеха
бумагоделательной машины:

- 1 – воздухозаборная решётка; 2, 7 – соответственно
теплоуловитель второй и первой ступени; 3, 8 - калориферы;
4, 9, 11 - вентиляторы; 5 – потолочные плафоны;
6 –воздухораспределительные колонки;
10 – бумагоделательная машина

Приточный воздух забирается с улицы, проходит теплоуловитель второй ступени 2, где частично нагревается за счёт

теплоты удаляемой паровоздушной смеси. Затем часть воздуха после дополнительного подогрева в калорифере 3 вентилятором подаётся в чердачное помещение, откуда через потолочные плафоны 5 сбрасывается в цех. Другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подаётся в рабочую зону через специальные колонки 6.

Воздух на технологические нужды забирается из цеха, проходит первую ступень теплоуловителя 7 и после дополнительного подогрева в калорифере 8 вентилятором 9 подаётся под колпак машины 10 на сушку бумажного полотна. Удаляется паровоздушная смесь осевым вентилятором 11 в атмосферу.

Расчёт систем приточной и вытяжной вентиляции производится по общепринятой методике на основании расчётной схемы. В качестве примера на рис. 5.13 приведена одна из схем приточной системы принудительной вентиляции.

Схема составляется для наиболее протяжённой ветви сети воздуховодов, а её расчёт начинается с наиболее удаленного участка. Целью аэродинамического расчёта является определение потерь напора (сопротивления) системы воздухораспределения и сопоставления этих потерь со свободным давлением вентилятора.

Потери напора на трение и местные сопротивления рассчитываются по методике, изложенной в п. 5.4, для каждого участка отдельно, а затем суммируются.

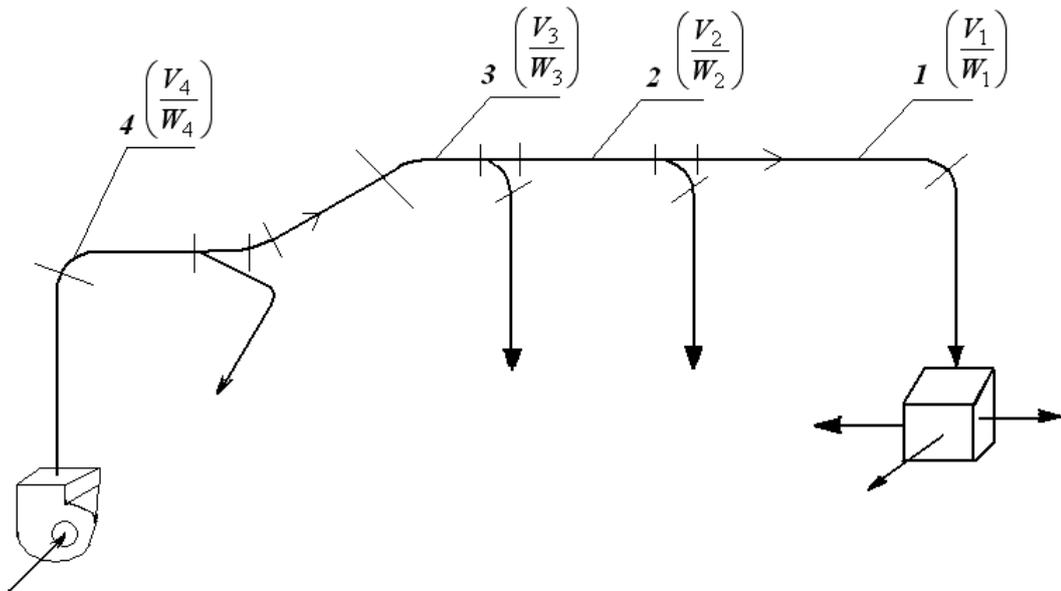


Рис. 5.13. Расчётная схема приточной системы принудительной вентиляции: 1-4 – номера участков; $V_1 - V_4$ - объёмы воздуха для соответствующего участка; $W_1 - W_4$ - скорость движения воздуха на соответствующем участке

Применительно к расчетной схеме, приведенной на рис. 5.13, характер и численные значения коэффициентов местных сопротивлений можно представить следующим образом:

- *участок 1*: воздухораспределитель $\psi_{ВП} = 1,4$;
отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_1 = 1,9$.
- *участок 2*: тройник на проходе $\psi_{ТР} = 0,1$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_1 = 0,2$.
- *участок 3*: тройник на проходе $\psi_{ТР} = 0,1$;
отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_1 = 0,6$.

- *участок 4*: отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; тройник на проходе $\psi_{TP} = 0,1$; отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; диффузор после вентилятора $\psi_D = 0,2$. Всего $\sum \psi_4 = 1,1$.

Если в схеме приточной или вытяжной вентиляции имеются другие элементы, например калориферы, жалюзийные решётки, регулирующие клапаны или заслонки и т.п., то их сопротивление рассчитывается отдельно и включается в суммарное сопротивление сети воздуховодов.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. В чем заключается основная задача вентиляционных систем? Как определяется кратность воздухообмена?
2. Какие принципиальные схемы организации воздухообмена существуют?
3. Перечислите основные элементы систем вентиляции.
4. Каким образом производится расчет воздухообмена при выделении вредных газов и избыточной теплоты? Как определяется температура удаляемого воздуха при наличии в помещении теплоизбытков?
5. Каким образом производится расчет воздухообмена при наличии избыточных влаговыделений в помещении?
6. Как рассчитывается тепловая нагрузка на вентиляцию с помощью I – d - диаграммы?
7. Каким образом производится расчет поверхности теплообмена калориферных установок?

8. Какие схемы присоединения калориферных установок: теплоноситель – горячая вода существуют?

9. Как рассчитываются коэффициенты теплопередачи калориферов?

10. Каким образом осуществляется расчет калориферных установок?

11. Каким образом осуществляется гидравлический и конструктивный расчет систем с естественной циркуляцией?

12. Чем отличается схема устройства вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха от схемы приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком воздуха?

13. В чем заключается назначение дефлектора? Приведите пример конструкции дефлектора.

14. Какие особенности приточно-вытяжной принудительной вентиляции зданий общественного и производственного назначения вы знаете?

15. Приведите пример принципиальной схемы вентиляции бумагоделательной машины.

16. Приведите пример расчета системы приточной и вытяжной вентиляции.

Глава 6. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

6.1. Классификация систем кондиционирования воздуха и их основные элементы.

Системы кондиционирования воздуха по назначению можно подразделить на комфортные, технологические и комфортно-технологические. В первом случае обеспечиваются нормируемые параметры воздушной среды для человека, во втором случае - параметры технологического процесса, третий случай предполагает обеспечение нормируемых параметров технологического процесса в условиях постоянного пребывания обслуживающего персонала.

По принципу централизации их функций системы кондиционирования подразделяются на центральные, местные, неавтономные и автономные.

В центральных системах источники холода и теплоты централизованы. Распределение воздуха по отдельным помещениям производится с помощью разветвлённых сетей воздуховодов.

Местные неавтономные системы имеют централизованные источники холода и теплоты. Обработка воздуха производится в местных кондиционерах, которые располагаются непосредственно в обслуживаемых ими помещениях. В этом случае система распределительных воздуховодов отсутствует. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем производится с помощью трубопроводов, соединяющих эти

кондиционеры с центральными источниками теплоты и холода.

Автономные системы отличаются тем, что в каждом кондиционируемом помещении устанавливаются автономные кондиционеры с индивидуальными, встроенными в общий корпус кондиционера, холодильными машинами.

По режиму работы кондиционеры подразделяются на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение, а для теплого периода - охлаждение и осушение воздуха.

По давлению, развиваемому вентилятором, системы кондиционирования воздуха различают: низкого давления ($\Delta P < 1,0$ кПа), среднего давления ($1,0 < \Delta P < 3,0$ кПа), и высокого давления ($\Delta P > 3,0$ кПа).

По схеме обработки воздуха системы кондиционирования бывают прямоточными, характерные тем, что обработке в кондиционере подлежит только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

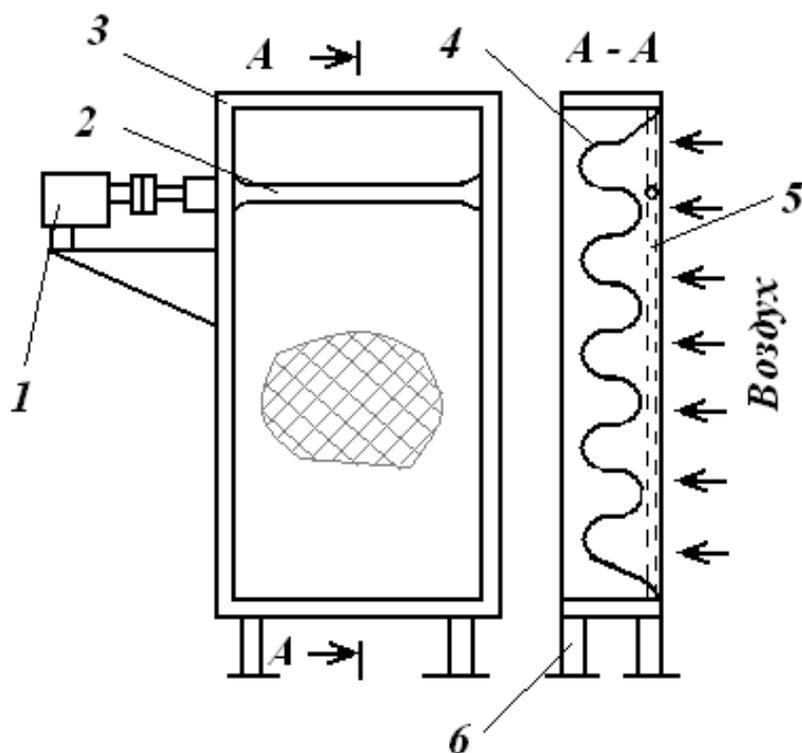


Рис. 6.1. Принципиальная схема сухого воздушного фильтра:
 1-электропривод; 2-катушка для наматывания
 фильтрационного материала; 3-корпус; 4- неподвижная решетка; 5-
 фильтрующий материал; 6- подставка

Основными элементами систем кондиционирования (рис.6.1-6.4) воздуха являются: 1) воздушные фильтры, предназначенные для очистки наружного и рециркуляционного воздуха от пыли; 2) воздухонагреватели (калориферы), обеспечивающие необходимый подогрев воздуха; 3) оросительная камера, включающая в себя систему трубопроводов с форсуночными устройствами, предназначенную для разбрызгивания воды; 4) форсунки.

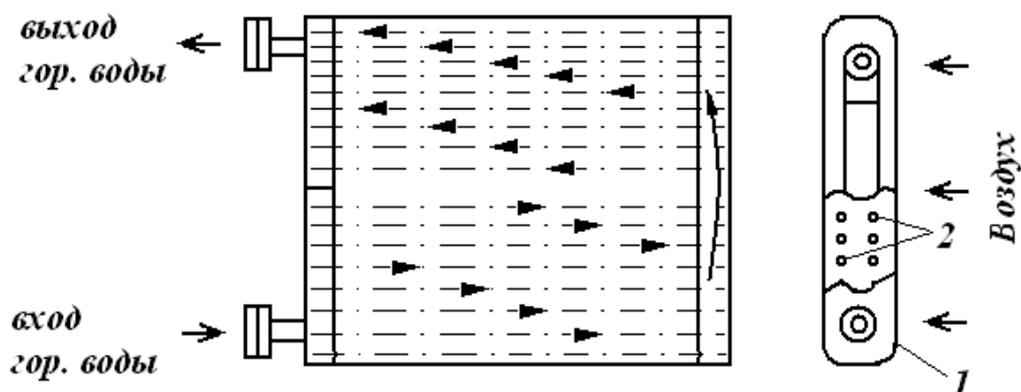


Рис.6.2. Двухрядный воздухонагреватель:

1 - корпус; 2-трубки

6.2. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении теплоизбытков

В общем случае расчёт систем кондиционирования воздуха производится на основе избыточных тепловыделений, влаговыведений, содержания вредных газов или пыли. В данном случае рассматривается вариант расчёта, основанный только на избыточных тепловыделениях.

Прямоточные схемы обычно применяются в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается, и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха приведена на рис. 6.5.

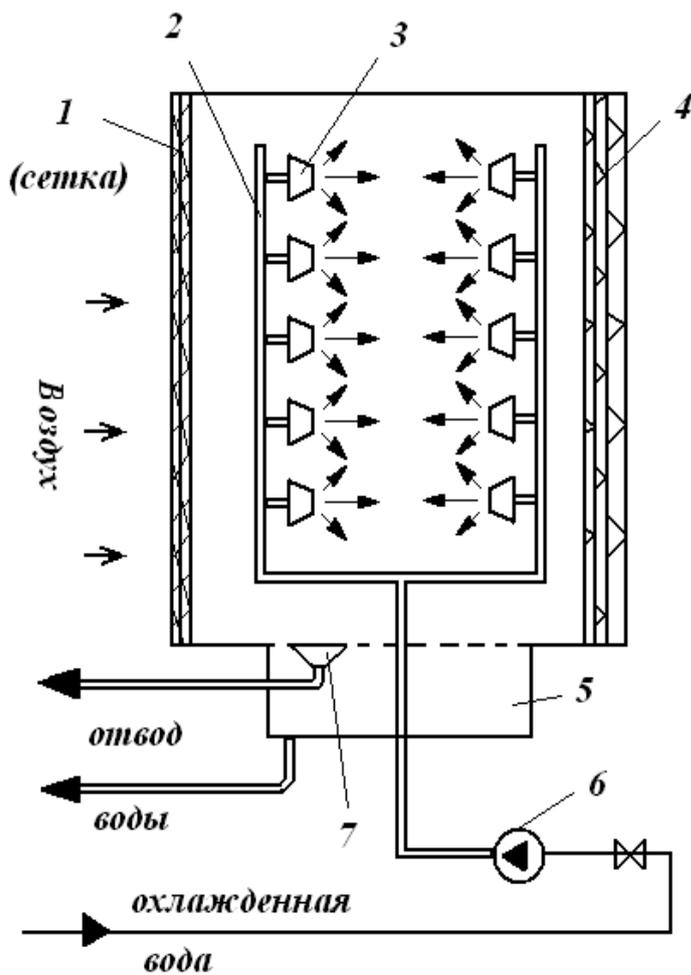


Рис. 6.3. Принципиальная схема оросительной камеры:

- 1 – воздухораспределитель;
- 2 – коллекторы; 3 – форсунки;
- 4 – каплеуловитель;
- 5 – поддон; 6 – насос;
- 7 – переливное устройство

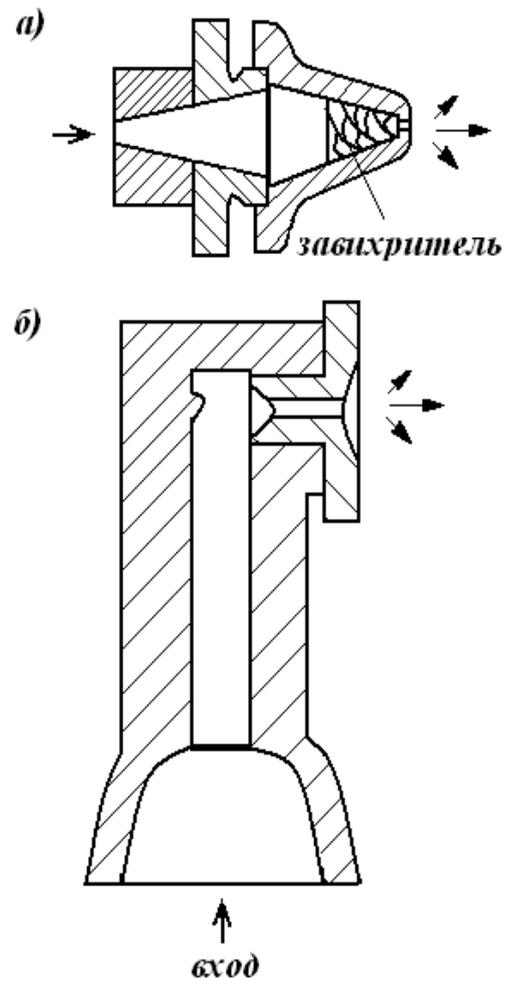


Рис. 6.4. Форсунки:

- а – прямоточная;
- б - угловая

В тёплый период года наружный воздух в полном количестве L_0 проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается

охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

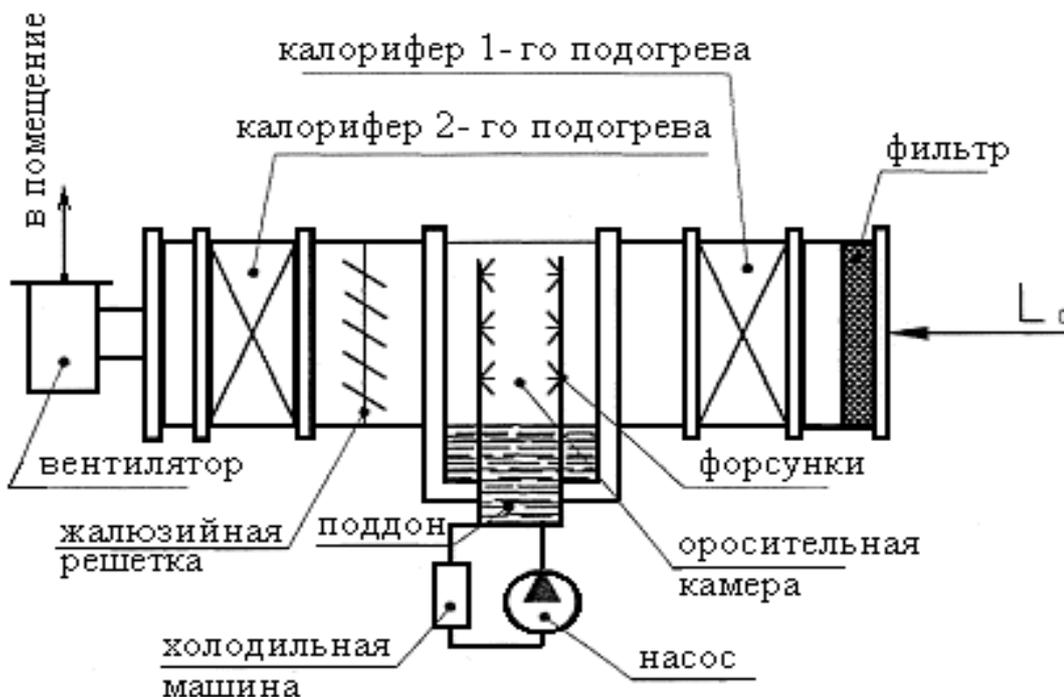


Рис. 6.5. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается.

В конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении обычно составляет $\varphi = 95 \%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решётка

(каплеуловитель). Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где она охлаждается до необходимой температуры, и насосом по системе трубопроводов подаётся в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года наружный воздух в полном количестве L_0 поступает в калорифер первого подогрева, в котором он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчётному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание при относительной влажности $\varphi = 95 \%$.

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха. Поэтому он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Построение процесса обработки воздуха осуществляется на основе принятой прямоточной системы кондиционирования воздуха. Последовательность построения процессов в $I-d$ -диаграмме для теплого периода года рассмотрена на рис. 6.6.

На поле $I-d$ -диаграммы наносится точка 1, соответствующая

расчетным параметрам (известной температуре t_H^T и относительной влажности φ_H^T) наружного воздуха для теплого периода года. Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_B^T и относительной влажности φ_B^T . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на $I - d$ - диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в теплый период сводится к его охлаждению и осушению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

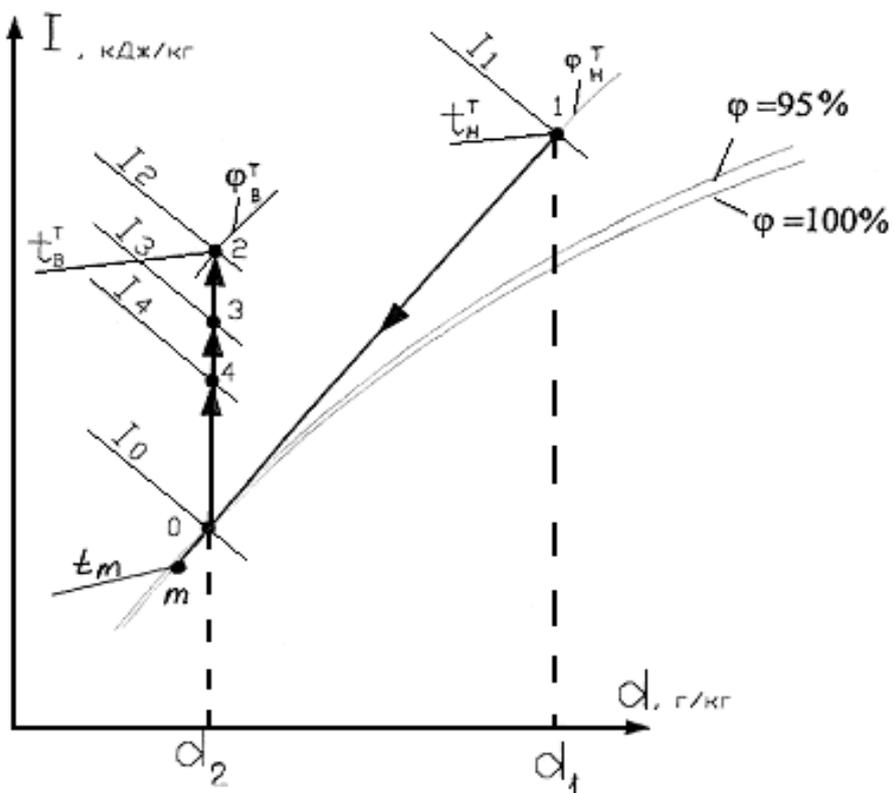


Рис. 6.6. Процесс обработки воздуха в тёплый период года

При этом следует учитывать два обстоятельства:

во-первых, для предотвращения механического уноса капель влаги в систему воздуховодов на выходе из оросительной камеры величина относительной влажности не должна превышать $\varphi = 95 \%$;

во-вторых, влагосодержание обрабатываемого воздуха на выходе из оросительной камеры должно соответствовать расчетному влагосодержанию воздуха внутри помещения (в точке 2), так как в помещении отсутствуют влаговыведения.

Учет этих факторов позволяет на поле $I-d$ - диаграммы нанести точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры.

Для этого осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi = 100 \%$ и линии относительной влажности $\varphi = 95 \%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = const$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\varphi = 95 \%$. Соединив точки 1 и 0 прямой линией, получают луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере кондиционера. Продлив луч процесса 1 - 0 до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, определяют точку m , температура в которой с известным приближением принимается в качестве конечной температуры охлаждающей воды на выходе из оросительной камеры t_m .

Затем определяется температура приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4-6 °С ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2 = const$ и отстоящей от точки 2 по

значению температуры на 4-6 °С.

В теплый период года за счет более высокой температуры окружающего воздуха происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе. Величина этого подогрева оценивается в 1,5-2 °С. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_2 = const$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на 1,5-2 °С.

Таким образом, процесс обработки воздуха в теплый период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1 – 0 – 4 – 3 – 2, где 1 - 0 - процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 3 - процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3 - 2 - естественный подогрев воздуха в помещении за счёт имеющихся там теплоизбытков.

Последовательность построения процесса обработки воздуха в $I - d$ - диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 6.7.

На поле $I - d$ - диаграммы наносится точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре t_n^X и относительной влажности φ_n^X . Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_e^X и относительной влажности φ_e^X .

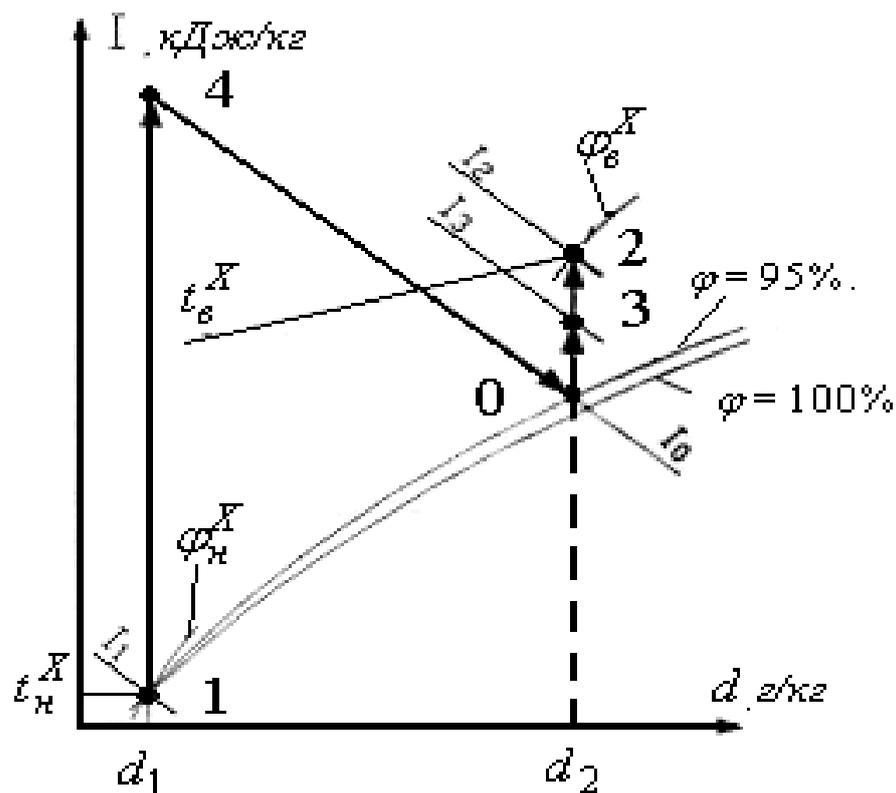


Рис. 6.7. Процессы обработки воздуха в холодный период года

Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в холодный период сводится к его нагреванию и увлажнению.

Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При этом в оросительной камере кондиционера осуществляется процесс адиабатического увлажнения воздуха.

Процесс адиабатического увлажнения характеризуется равенством между количеством теплоты, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством теплоты, затраченным на испарение. Поступающая к поверхности жидкости от наружного воздуха явная теплота полностью затрачивается на

испарение части жидкости, переходя при этом в скрытую теплоту водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание и теплосодержание. Тем самым воздуху компенсируется снижение его теплосодержания в связи с расходом явной теплоты на испарение. Таким образом, для практических расчетов можно предполагать, что адиабатический процесс увлажнения воздуха осуществляется по линии постоянного теплосодержания $I = const$.

С учетом условий рассматриваемого варианта на поле $I - d$ - диаграммы наносят точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi=100\%$ и линии относительной влажности $\varphi=95\%$.

Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = const$, проведенного из точки 2 вертикально вниз и линии относительной влажности $\varphi=95\%$. Проведя через точку 0 луч процесса адиабатического увлажнения по линии $I_0 = const$, а через точку 1 линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку 4 пересечения этих линий. Параметры этой точки и определяют состояние воздуха на входе в оросительную камеру.

Затем определяется температура приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на $4 - 6\text{ }^\circ\text{C}$ ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3,

расположенной на линии $d_2 = const$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4-6 °С. В холодный период года естественного подогрева воздуха в воздуховодах не происходит.

Таким образом, процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется: по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 - процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 - процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 - процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 - естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

При наличии в помещении только теплоизбытков массовый расход кондиционируемого воздуха для теплого и холодного периодов года можно рассчитать по выражению

$$G_v^{T,X} = \frac{Q_{изб}^{T,X}}{c_p \cdot (t_v^{T,X} - t_{np}^{T,X})}, \text{ кг/с}, \quad (6.1)$$

где $Q_{изб}$ - избыточная теплота в помещении соответственно для теплого или холодного периода года, Вт; $c_p \approx 1.005$ - теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $t_v^{T,X}$, и $t_{np}^{T,X}$ - соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период (см. $I-d$ - диаграммы, рис.6.6 и 6.7).

Объемный расход кондиционируемого воздуха составит по

период года

$$V_{\epsilon}^{T,X} = \frac{G_{\epsilon}^{T,X} \cdot 3600}{\rho_{\epsilon}}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (6.2)$$

где $\rho_{\epsilon} \approx 1,2$ - плотность воздуха, кг/м³.

Холодопроизводительность кондиционера рассчитывается по наиболее напряжённому режиму работы холодильной установки, т.е. для тёплого периода года:

$$Q_{хол} = G_{\epsilon}^T \cdot (I_1 - I_0), \quad \text{кВт}, \quad (6.3)$$

где G_{ϵ}^T - массовый расход кондиционируемого воздуха в тёплый период, кг/с; I_1 и I_0 - соответственно энтальпия наружного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры, кДж/кг (см. $I-d$ - диаграмму, рис. 6.6).

Теплопроизводительность калорифера первого подогрева, работающего только в холодный период года, рассчитывается из выражения

$$Q_{к1}^X = G_{\epsilon}^X \cdot (I_4 - I_1), \quad \text{кВт}, \quad (6.4)$$

где G_{ϵ}^X - массовый расход кондиционируемого воздуха в холодный период года, кг/с; I_4 и I_1 - теплосодержание воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, кДж/кг (см. $I-d$ - диаграмму, рис. 6.7)

Теплопроизводительность калорифера второго подогрева, работающего и в тёплый и в холодный периоды года, рассчитывается отдельно и составляет:

для тёплого периода года

$$Q_{к2}^T = G_{\epsilon}^T \cdot (I_4 - I_0), \text{ кВт}, \quad (6.5)$$

где I_4 и I_0 - соответственно энтальпия на выходе и входе калорифера, кДж/кг (см. $I - d$ - диаграмму, рис. 6.6);

для холодного периода года

$$Q_{к2}^X = G_{\epsilon}^X \cdot (I_3 - I_0), \text{ кВт}, \quad (6.6)$$

где I_3 и I_0 - соответственно энтальпия на выходе и входе в калорифер, кДж/кг (см. $I - d$ - диаграмму, рис. 6.7)

Количество влаги, удаляемой из приточного воздуха в тёплый период года при его осушении, составит

$$W_{y\partial}^T = G_{\epsilon}^T \cdot (d_1 - d_2), \text{ кг/с}, \quad (6.7)$$

где d_1 и d_2 - соответственно влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. $I - d$ - диаграмму, рис.6.6).

Количество влаги, поглощаемой приточным воздухом в холодный период года при его увлажнении, составит

$$W_{нозл}^X = G_{\epsilon}^X \cdot (d_2 - d_1), \text{ кг/с}, \quad (6.8)$$

где d_2 и d_1 - соответственно влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. $I - d$ - диаграмму, рис. 6.7).

Кратность воздухообмена по периодам года рассчитывается

$$n = \frac{V_{\epsilon}^{T,X}}{V_{ном}}, \text{ ч}^{-1}, \quad (6.9)$$

где $V_{ном}$ - объём кондиционируемого помещения, м³.

Мощность электрического двигателя для привода вентилятора рассчитывается из выражения

$$N_{\epsilon} = \frac{V \cdot \rho \cdot \Delta P \cdot k}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\epsilon}}, \text{ кВт}, \quad (6.10)$$

где V - производительность одного вентилятора, м³/ч; $\rho = 1,2$ - плотность воздуха, кг/м³; ΔP - располагаемый напор вентилятора, Па; $\eta_{\epsilon} = 0,8$ - коэффициент полезного действия электродвигателя; $k = 1,1$ - коэффициент запаса.

Требуемый расход воды на орошение определяется из уравнения баланса теплоты

$$Q_{хол} = G_{вод} \cdot c_p \cdot (t_m - t_{вод}^{ex}), \text{ кВт}, \quad (6.11)$$

где $Q_{хол}$ - холодопроизводительность одного кондиционера,

кВт; $G_{вод}$ - массовый расход воды на орошение, кг/с; t_m температура воды на выходе из оросительной камеры, определяемая по $I-d$ - диаграмме (рис. 6.6 температура в точке m), °С; $t_{вод}^{ex}$ температура воды на входе в оросительную камеру (на выходе из холодильной машины), принимается на 4 - 6°С ниже чем t_m , но не ниже +5 °С; $c_p = 4,19$ – теплоёмкость воды, кДж/(кг·°С).

Массовый расход воды на орошение может быть выражен

$$G_{вод} = \frac{Q_{хол}}{c_p \cdot (t_m - t_{вод}^{ex})}, \text{ кг/с} . \quad (6.12)$$

Объёмный расход воды составляет

$$V_{вод} = \frac{G_{вод} \cdot 3600}{\rho_{вод}}, \text{ м}^3/\text{ч} , \quad (6.13)$$

где $\rho_{вод} \approx 1000$ - плотность воды, кг/м³.

6.3. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении тепло - и влагоизбытков

Последовательность процесса обработки воздуха в $I-d$ диаграмме для теплого периода года при наличии в помещении тепло – и влагоизбытков рассмотрена на рис. 6.8.

Наносится на поле $I-d$ - диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для тёплого периода при известной температуре t_n^T и относительной влажности φ_n^T . Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре $t_в^T$ и относительной влажности $\varphi_в^T$. Задаются температурой приточного воздуха t_n^T и строят изотерму $t_n^T = const$. Затем при известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыделениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается величина углового коэффициента $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$ и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с изотермой $t_n^T = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 3 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

При известном влагосодержании приточного воздуха d_3 из точки 3 проводят луч процесса $d_3 = const$ до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной камеры.

За счёт более высокой температуры окружающего воздуха в тёплый период года происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе примерно на 1,5-2 °С. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_3 = const$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на 1,5-2 °С.

Таким образом окончательно процесс обработки воздуха в тёплый период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии 1 – 0 – 4 – 3 – 2 , где 1 - 0 - процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 5 - процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещений за счёт имеющихся там тепло- и влагсизбытков.

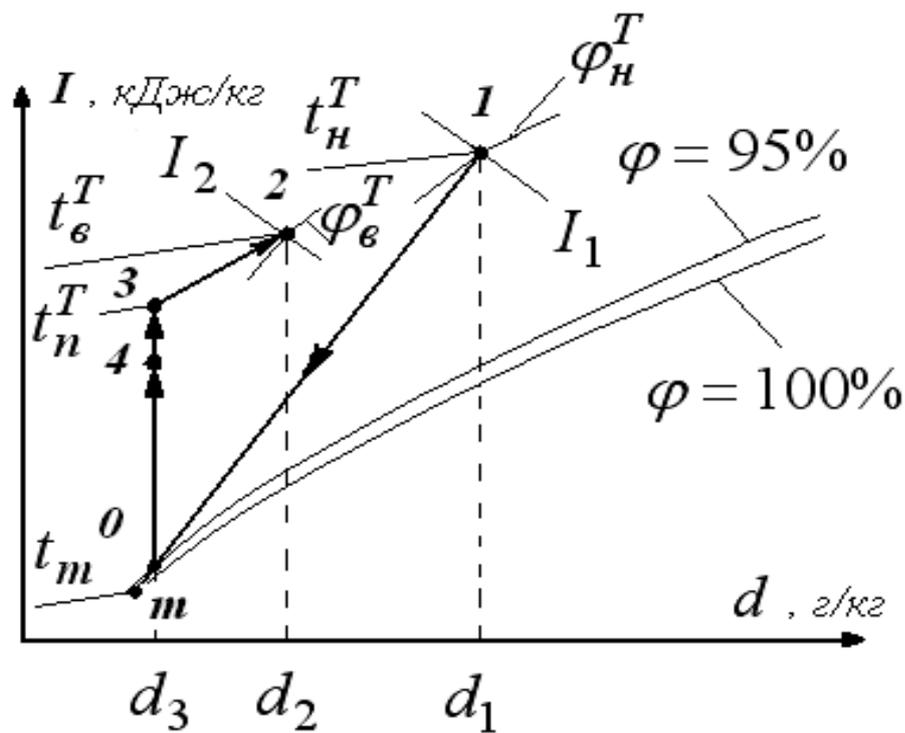


Рис. 6.8. Процесс обработки воздуха в тёплый период года при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков

Последовательность процесса обработки воздуха в $I-d$ - диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 6.9.

На поле $I-d$ -диаграммы наносится точка 1, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для холодного периода года (при известной температуре t_n^X и относительной влажности φ_n^X).

Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_e^X и относительной влажности φ_e^X .

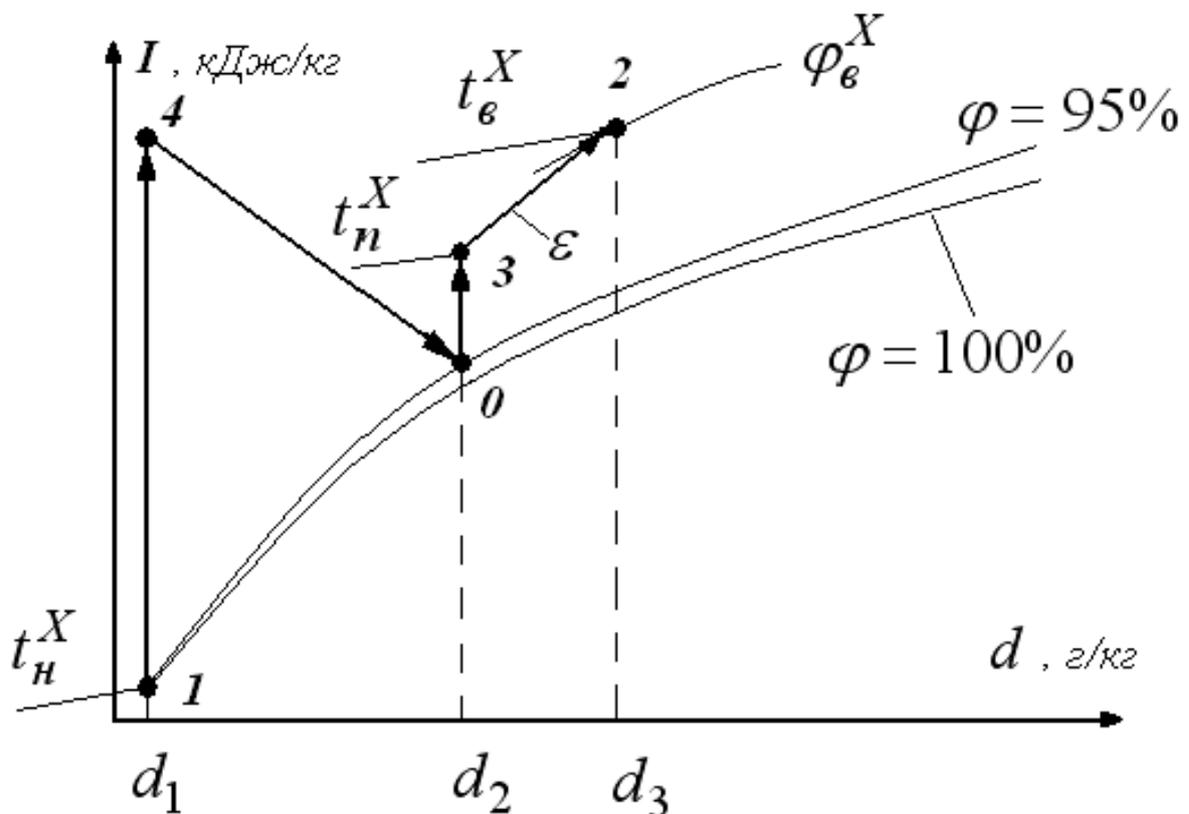


Рис. 6.9. Процесс обработки воздуха в холодный период года при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков

Задаются температурой приточного воздуха t_n^X и строят изотерму $t_n^X = const$. При известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыделениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается величина углового коэффициента $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$ и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с изотермой $t_n^X = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 3 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

При известном влагосодержании приточного воздуха d_3 из точки 3 проводят луч процесса $d_3 = const$ до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной камеры. В оросительной камере кондиционера осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0. Процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева осуществляется при известном и постоянном влагосодержании наружного воздуха по линии $d_1 = const$. Точка пересечения лучей процесса $I_0 = const$ и $d_1 = const$ обозначается цифрой 4 и характеризует состояние воздуха на выходе из калорифера первого подогрева (входа воздуха в оросительную камеру).

Таким образом окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования

воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии I - 4 - 0 - 3 - 2 , где 1 - 4 - процесс подогрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4 - 0 - адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0 - 3 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

6.4. Схемы обработки воздуха с рециркуляцией

С целью экономии затрат энергии на подогрев воздуха в холодный период года используются различные схемы обработки воздуха с рециркуляцией (с возвратом части отработавшего воздуха обратно в цикл). Схемы обработки воздуха различаются числом рециркуляций, местом подачи рециркуляционного воздуха, его количеством (долей от общего расхода воздуха) и т.п. В настоящем учебном пособии рассматриваются схемы кондиционирования с одной рециркуляцией и подводом рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева и после него. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в холодный период года для помещения с тепло- и влагоизбытками и подмешиванием рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева приведена на рис. 6.10.

К наружному воздуху в количестве L_n производится подмешивание рециркуляционного в количестве L_p до калорифера первого подогрева. Дальнейший процесс обработки воздуха

осуществляется по аналогии с прямоточной схемой обработки воздуха для холодного периода года (см. рис. 6.7). Последовательность процесса обработки воздуха в $I-d$ - диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 6.11.

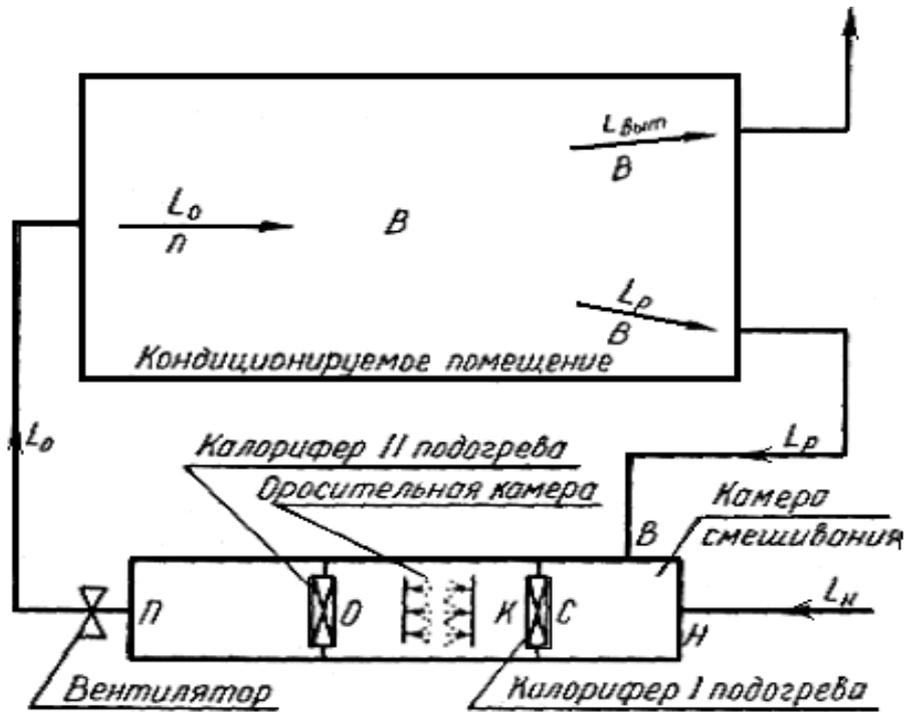


Рис. 6.10. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева

На поле $I-d$ - диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам (t_n^X и относительной влажности φ_n^X) наружного воздуха. Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной $t_в^X$ и относительной влажности $\varphi_в^X$. В соответствии с рассматриваемой

схемой камера смешивания наружного и рециркуляционного воздуха находится перед калорифером первого подогрева, т.е. смешиваются два потока воздуха, состояние которых определяются положением точек 1 и 2. В этом случае процесс изменения параметров воздуха при их смешивании протекает по линии 1 - 2. Параметры точки смешения двух потоков характеризуются положением точки 3, лежащей на прямой 1-2.

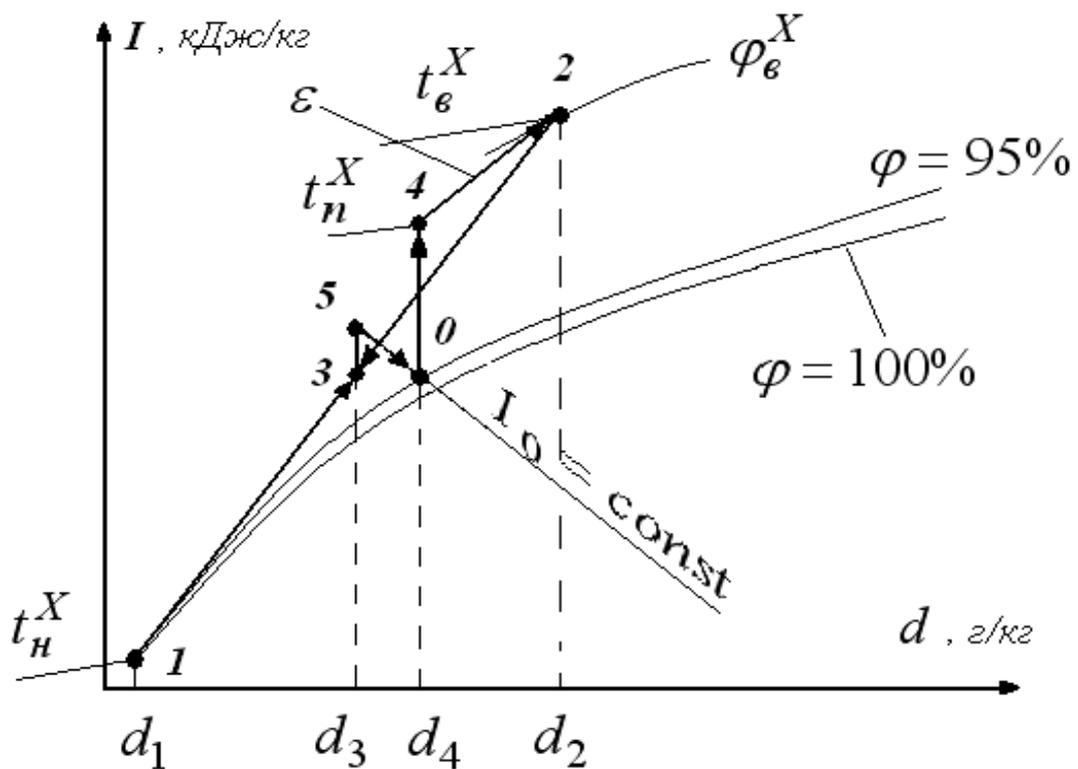


Рис. 6.11. Процесс обработки воздуха в холодный период года с применением рециркуляции и смешиванием потоков до калорифера первого подогрева.

Координаты этой точки могут быть определены из соотношения расходов воздуха, пропорционально соотношению соответствующих длин отрезков прямой 1-2 .

$$\frac{L_0}{l_{1-2}} = \frac{L_n}{l_{2-3}} \Rightarrow l_{2-3} = \frac{L_n}{L_0} \cdot l_{1-2}, \quad (6.14)$$

где L_n и L_0 - соответственно расход наружного воздуха и полный расход приточного воздуха, м³/ч. При этом общий расход воздуха L_0 определяется расчётом летнего режима, а величина рециркуляционного воздуха L_p (соответственно и количество наружного воздуха L_n) определяется заданием.

Параметры точки 3 характеризуют состояние воздуха на входе в калорифер первого подогрева. Затем задаются температурой приточного воздуха t_n^X и строят изотерму $t_n^X = const$. При известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыделениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается угловой коэффициент $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$ и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с изотермой $t_n^X = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 4 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение. При известном влагосодержании приточного воздуха d_4 из точки 4 проводят луч процесса $d_4 = const$ до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной

камеры. В оросительной камере кондиционера осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0.

Процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева осуществляется при известном и постоянном влагосодержании воздуха после его смешения по линии $d_3 = const$. Точка пересечения лучей процесса $I_0 = const$ и $d_3 = const$ обозначается цифрой 5 и характеризует состояние воздуха на выходе из калорифера первого подогрева (входа воздуха в оросительную камеру).

Таким образом окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для рассматриваемой схемы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии (1 - 2) – 3 – 5 – 0 – 4 - 2, где (1 - 2) - 3 - процесс изменения состояния воздуха в камере смешивания; 3 - 5 - процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева; 5 - 0 - адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

Принципиальная схема кондиционирования воздуха в холодный период года для помещения с тепло- и влагоизбытками и подмешиванием рециркуляционного воздуха после калорифера первого подогрева (перед оросительной камерой) приведена на рис. 6.12.

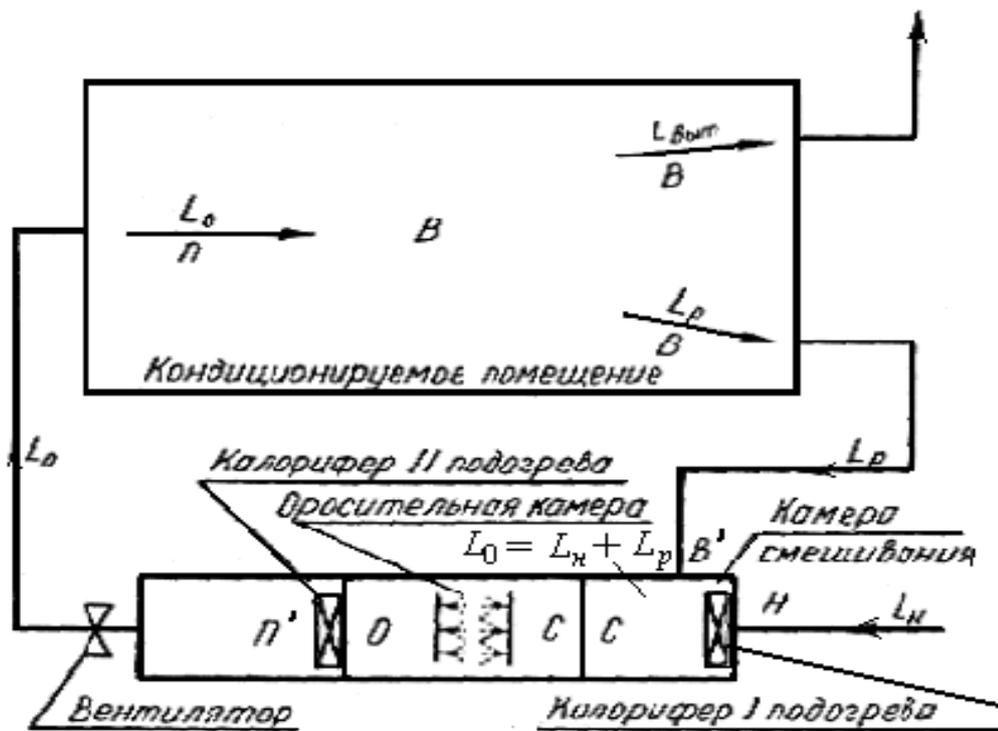


Рис. 6.12. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха после калорифера первого подогрева

Рассматриваемая схема отличается от предыдущей тем, что наружный воздух перед смешиванием с рециркуляционным подвергается предварительному нагреванию в калорифере первого подогрева. В остальной части эта схема полностью повторяет предыдущую. Последовательность построения процессов обработки воздуха в $I - d$ - диаграмме рассмотрена на рис.6.13.

На поле $I - d$ - диаграммы наносится точка 1, соответствующая расчётным параметрам (известной температуре t_n^X и относительной влажности φ_n^X) наружного воздуха для холодного периода года.

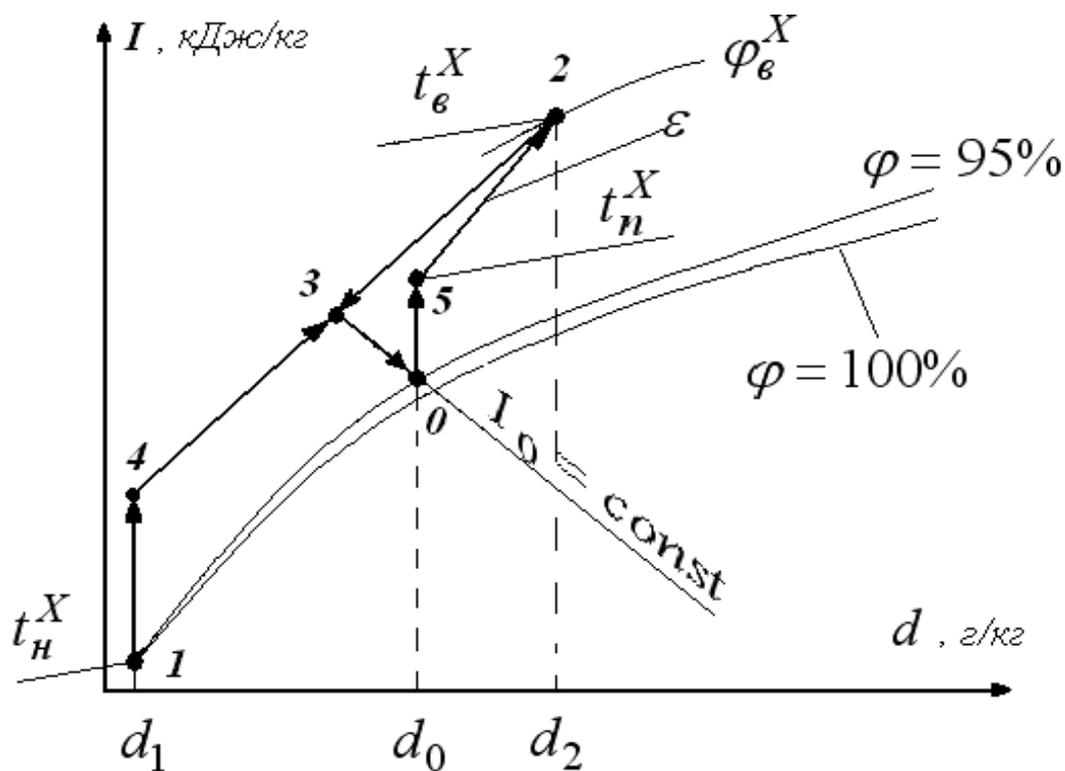


Рис. 6.13. Процесс обработки воздуха в холодный период года с применением рециркуляции и смешиванием потоков после калорифера первого подогрева

Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_e^X и относительной влажности φ_e^X . В соответствии с рассматриваемой схемой камера смешивания наружного и рециркуляционного воздуха находится после калорифера первого подогрева (перед оросительной камерой).

Таким образом, состояние воздуха перед оросительной камерой остаётся неизменным при смешивании потоков воздуха как до калорифера первого подогрева, так и после него. Это позволяет условно принять, что смешивание осуществляется до калорифера первого подогрева и, пользуясь методикой, приведенной выше,

можно определить координаты (положение) точки смешения, обозначенной цифрой 3. Параметры воздуха на выходе из калорифера первого подогрева определяются положением точки 4, являющейся точкой пересечения луча процесса $d_1 = const$, проведенного из точки 1, и луча процесса, проведенного из точки 2 через точку 3.

Параметры воздуха в точке 4 характеризуют состояние воздуха на входе в оросительную камеру. В оросительной камере осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_3 = I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0.

При известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыделениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается угловой коэффициент $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$ и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с лучом процесса, проведенным из точки 0, при $d_0 = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 5 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

Таким образом окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для рассматриваемой схемы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии 1 – 4 - (4 - 2) – 3 – 0 – 5 - 2, где 1 - 4 - процесс подогрева наружного воздуха в количестве L_n в калорифере первого подогрева; (4 - 2) - 3 - процесс изменения состояния наружного воздуха в количестве L_n с рециркуляционным воздухом в количестве L_p в камере смешивания; 3 - 0 -

адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0 - 5 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 5 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

6.5. Промышленные установки обработки воздуха

Наряду с форсуночными кондиционерами общего назначения на промышленных предприятиях применяют различного рода установки для обработки воздуха с целью изменения одного или двух его параметров. Одной из таких установок является воздухоохладитель с орошаемой насадкой, предназначенный для охлаждения и осушения воздуха. Принципиальная схема установки приведена на рис. 6.14.

Воздухоохладитель состоит из металлической камеры прямоугольного сечения. В нижней части этой камеры находится поддон, в который сливается нагретая вода. Над поддоном в стенке камеры имеется отверстие для входа обрабатываемого воздуха. Поступающий через это отверстие воздух проходит снизу вверх через орошаемый слой (орошаемую насадку) металлических или фарфоровых колец. Этот слой называется рабочим слоем.

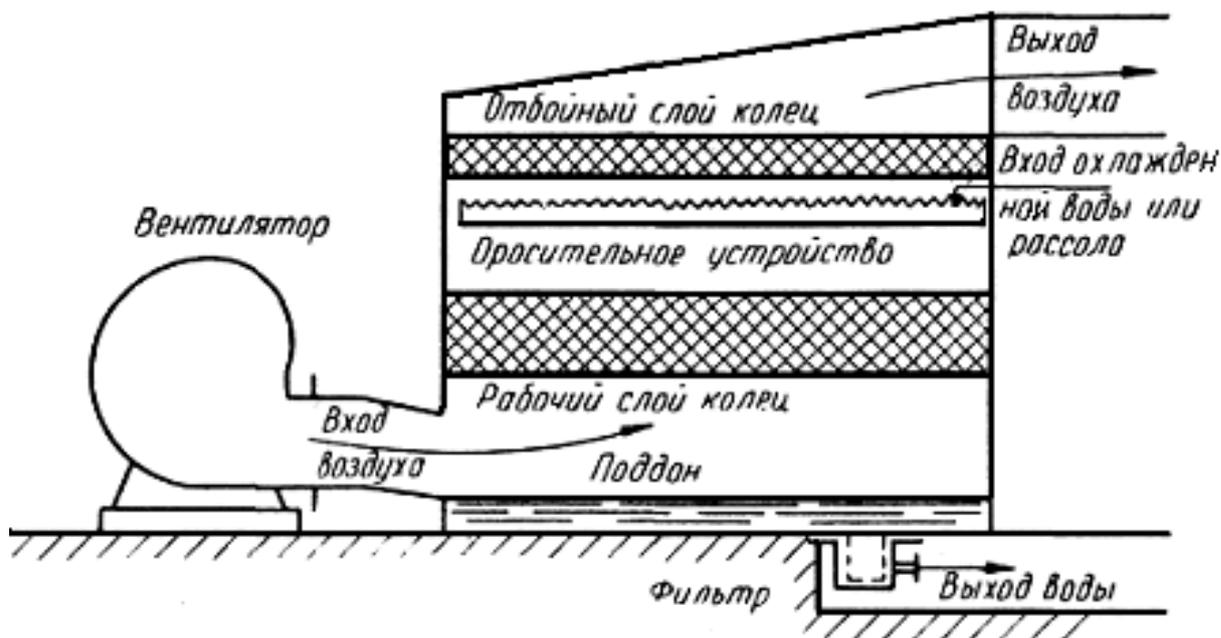


Рис. 6.14. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

Рабочий слой колец орошается холодной водой или, если требуемая температура охлаждающей среды ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то рассолом. Орошающим устройством могут являться желоба открытого типа, перфорированные трубы, форсунки грубого распыла и т.п. Охлаждение воздуха происходит в результате контакта его со смоченной поверхностью колец рабочего слоя, а также частично и при встрече его с каплями орошающей жидкости в пространстве над орошаемой насадкой. Над орошающим устройством располагается второй слой таких же колец, но меньшей толщины, для улавливания капелек воды, уносимых проходящим потоком воздуха. Этот слой называется отбойным слоем. При выходе из отбойного слоя воздух приобретает заданное состояние и выходит из камеры через отверстие, расположенное в верхней его части. На основе

рассмотренной схемы используются и другие разновидности установок, выполняющих аналогичные функции.

В производственных помещениях с высоким уровнем тепловыделений и незначительными влаговыведениями для поддержания нормируемых значений относительной влажности возникает необходимость дополнительного доувлажнения воздуха непосредственно в помещении. Наиболее распространённая схема доувлажнения воздуха за счёт мелкодисперсного разбрызгивания воды с помощью сжатого воздуха приведена на рис. 6.15.

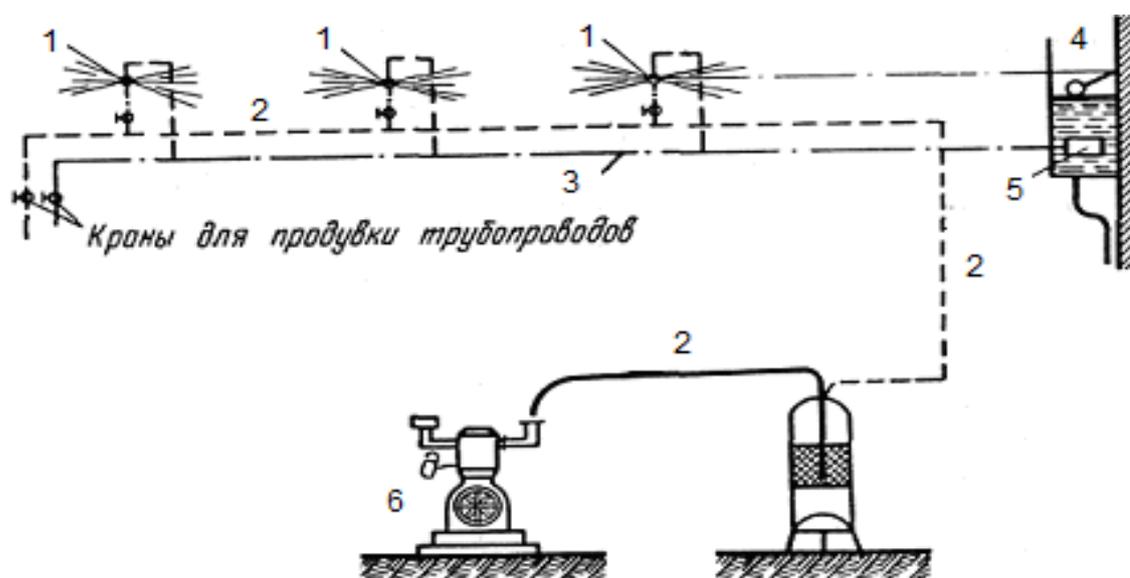


Рис. 6.15. Схема устройства системы доувлажнения воздуха

Установка состоит из форсунок I, трубопровода 2 для подачи сжатого воздуха, трубопровода 3 для подачи воды к форсункам, бачка с шаровым краном 4 и сетчатого фильтра для воды 5. Для подачи сжатого воздуха в системе предусмотрен специальный воздушный

компрессор 6. Вода из водопровода поступает в бачок, в котором с помощью шарового крана поддерживается постоянный уровень воды.

Увлажнение воздуха происходит вследствие полного испарения разбрызгиваемой воды за счёт имеющихся в помещении теплоизбытков. Поэтому количество разбрызгиваемой воды системой доувлажнения должно быть равно количеству испаряющейся воды, потребной для повышения относительной влажности воздуха до заданного значения.

В отдельных случаях для доувлажнения воздуха применяется водяной пар путём его подмешивания к увлажняемому воздуху в вентиляционной или технологической камере или непосредственно в помещении. Применение пара для увлажнения воздуха весьма ограничено вследствие неприятного запаха, а также неизбежного повышения температуры, что нежелательно, особенно в летний период года.

В практике кондиционирования воздуха в производственных помещениях широко применяются гладкотрубные и ребристые воздухоохладители. Охлаждение воздуха в таких установках обычно осуществляется без изменения его влагосодержания, т.е. при температуре поверхности теплообменника выше температуры точки росы охлаждаемого воздуха. Принципиальная конструкция гладкотрубного воздухоохладителя представлена на рис. 6.16.

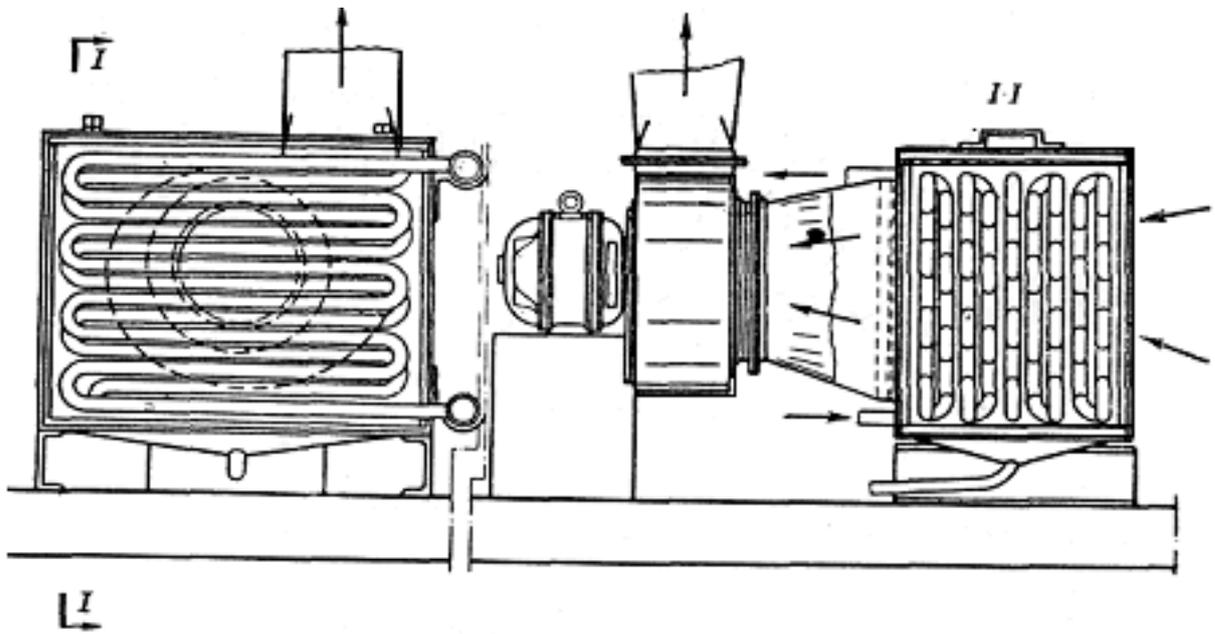


Рис. 6.16. Гладкотрубный воздухоохладитель

Воздухоохладитель состоит из трубчатых змеевиков, по которым пропускается хладоноситель. Змеевики заключены в металлический кожух. В нижней части кожуха расположен поддон с трубкой для отвода конденсата. Движение воздуха через воздухоохладитель обеспечивается с помощью центробежного вентилятора. В качестве охлаждающей среды можно использовать воду, рассол или фреон в зависимости от температурного режима работы воздухоохладителя. Охлаждение воздуха осуществляется за счёт конвекции при обтекании воздухом трубного пучка. Для увеличения интенсивности теплообмена со стороны воздуха часто в качестве поверхности охлаждения применяются оребрённые с наружной стороны трубки. Конструктивное выполнение аппарата при этом остаётся прежним.

Обеспечение микроклимата в производственных помещениях с интенсивными влаговыведениями требует осушение воздуха без

изменения его температуры. В этом случае применяются установки осушения воздуха с помощью влагопоглощающих веществ.

Процесс осушения воздуха с помощью жидких влагопоглощающих веществ называется абсорбцией. Осушение воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основано на том физическом явлении, что при одинаковых температурах парциальное давление пара над поверхностью раствора ниже, чем парциальное давление пара над поверхностью воды. Это способствует удалению водяных паров из воздуха, понижая его влагосодержание. Установки, работающие по этому принципу, называются абсорберами.

Осушение воздуха с помощью твёрдых влагопоглощающих веществ называется адсорбцией. Явление адсорбции заключается в поглощении водяных паров поверхностью твёрдых поглотителей (адсорбентов). Такими поглотителями могут быть активированный уголь, силикагель и другие вещества с капиллярно-пористой структурой. Вследствие развитой внутренней поверхности капилляров при прохождении воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, что снижает влагосодержание воздуха. Установки, работающие по этому принципу, называются адсорберами.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируются системы кондиционирования воздуха?
2. Нарисуйте принципиальную схему обработки воздуха.
3. Постройте процесс обработки воздуха в I-d - диаграмме для теплого периода года.

4. Постройте процесс обработки воздуха в I-d -диаграмме для холодного периода года.
5. Как определяются основные расчетные параметры кондиционирования воздуха?
6. Постройте процесс обработки воздуха при наличии в помещении тепло и влагоизбытков в I-d - диаграмме для теплого периода года.
7. Опишите процесс обработки воздуха при наличии в помещении тепло и влагоизбытков в I-d - диаграмме для холодного периода года.
8. Приведите пример принципиальной схемы и процесса в I-d - диаграмме кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха и смешением потоков до калорифера первого подогрева.
9. Приведите пример принципиальной схемы и процесса в I-d - диаграмме кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха и смешением потоков после калорифера первого подогрева.
10. Приведите пример схемы воздухоохладителя с орошаемой насадкой.
11. Приведите пример схемы устройства системы доувлажнения воздуха.
12. Приведите пример схемы гладкотрубного воздухоохладителя.
13. В чем заключаются особенности адсорбционного и абсорбционного осушения воздуха?

Глава 7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССОВ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

7.1. Способы регенерации тепла вытяжного воздуха

Повышение уровня теплозащиты наружных ограждающих конструкций (вплоть до $R_{ст} \gg 4 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$), позволяет снизить подвод теплоты на нагрев воздуха, поступающего в помещения. Даже незначительная регенерация теплоты вытяжного воздуха может заметно снизить теплопотребление и повысить энергетическую эффективность здания. В зависимости от возможных схем вентиляции существуют различные способы использования теплоты вытяжного воздуха.

Первый способ - наиболее рациональный – частичный подогрев приточного наружного воздуха. В этом случае помещение оборудуется механической приточно-вытяжной системой с регенеративным теплообменником рекуперативного типа.

Такое техническое решение находит применение в домах и помещениях с воздушным отоплением. Некоторыми фирмами выпускается также оборудование и для отдельных квартир. Регенеративный теплообменник в комплекте с вентиляторами размещается чаще всего в санузлах или на кухне под фальшпотолками. Таким же способом прокладывают приточные и вытяжные воздуховоды. Воздухо-воздушная регенеративная установка (рис.7.1), кроме теплообменника - 2 и вентиляторов - 4,

оборудуется также фильтром - 1, шумоглушителями - 3, подогревателем – 5 (тепловым или электрическим) приточного воздуха и системой воздухораспределителей.

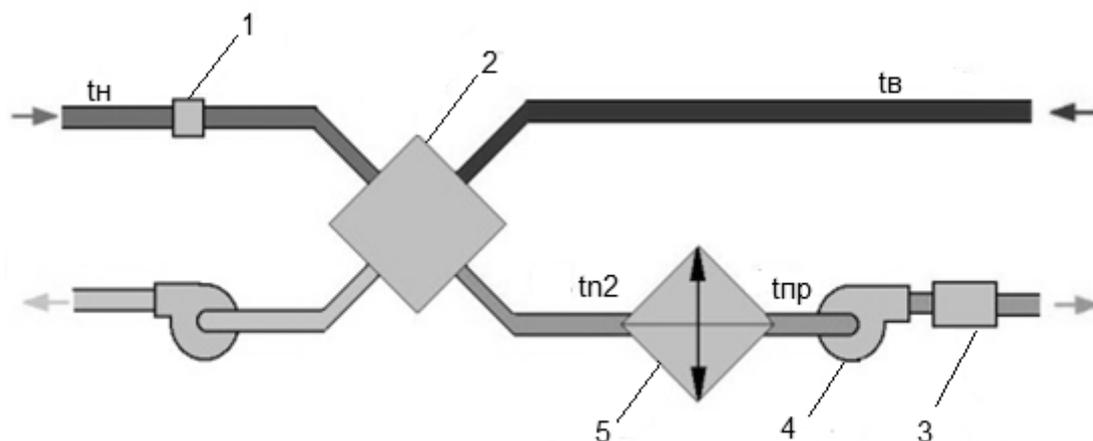


Рис. 7.1. Местная система вентиляции с регенеративным теплообменником: 1 – фильтр, 2 – теплообменник, 3 – шумоглушитель, 4 – вентилятор, 5 – подогреватель.

К недостаткам этой системы следует отнести: изменение полезного объема помещений, необходимость шумозащиты, необходимость догрева (электрического) приточного воздуха, нарушение ионного состава воздуха при длине воздуховодов более 10 м.

На рис. 7.2 приведена принципиальная схема центральной системы приточно-вытяжной вентиляции, оборудованной регенеративными теплообменниками с промежуточным контуром.

Второй способ – регенерация теплоты с помощью тепловых насосов.

Здесь возможно как более глубокое охлаждение вытяжного воздуха, так и использование его теплоты для отопления помещений

и получения горячей воды. Причем отопление может быть и воздушным, и водяным.

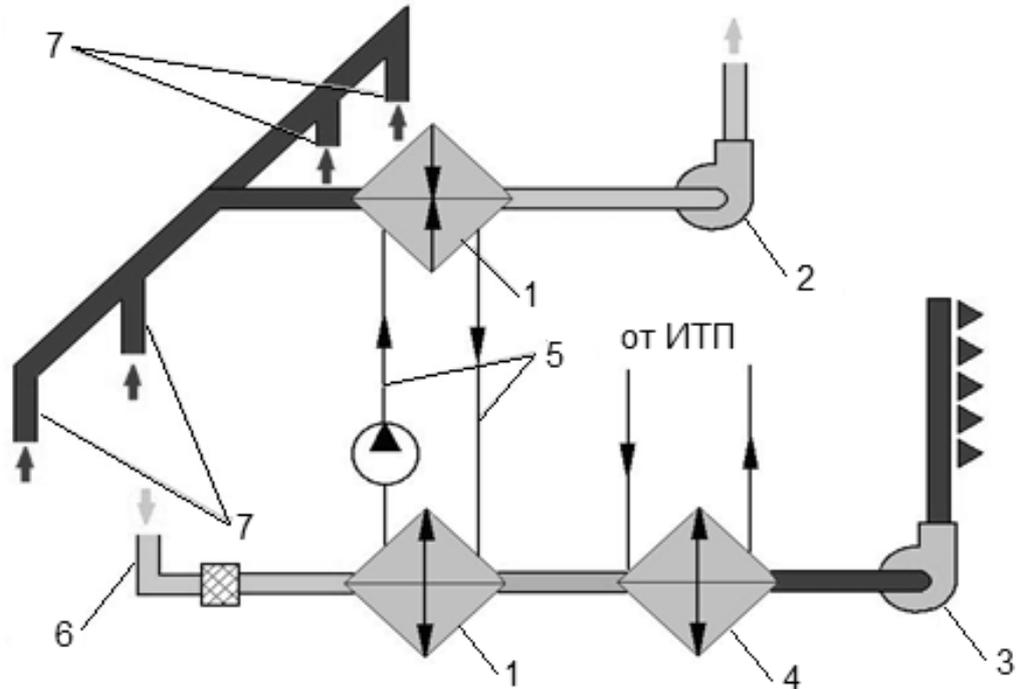


Рис.7.2. Центральная система вентиляции с регенерацией теплоты вытяжного воздуха: 1 – калориферы-теплоутилизаторы; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор; 4 – калорифер-догреватель; 5 – промежуточный контур; 6 – воздухозаборная шахта; 7 – вытяжные каналы

Эффективность таких систем определяется затратами электроэнергии на привод компрессора теплового насоса (ТН) и капитальными вложениями в оборудование. Для получения энергетического эффекта коэффициент преобразования (отношение полученной в ТН теплоты к подведенной электроэнергии) должен иметь значение не менее 3. Применяется в низкотемпературных системах отопления воздушного ($t_{np} < 45^{\circ}\text{C}$) и панельно-лучистых

достигается до 20 % экономии теплоты на горячее водоснабжение. Система требует развитой поверхности воздухоохладителей, площадь которой определяется технико-экономическими расчетами, а также установки аккумуляторов подогретой воды для сглаживания неравномерности водопотребления.

7.2. Тепловые схемы отопительно-вентиляционных систем

Аничихиным А.Г. исследованы и предложены ряд систем подогрева приточного воздуха с единым теплоносителем в системах регенерации и теплоснабжения секции воздухонагревателей. Данные системы по видам применяемых теплоносителей: вода, незамерзающая жидкость — подразделяются на системы нагрева приточного воздуха с использованием в качестве единого теплоносителя воды (например, теплофикационной), и на системы нагрева приточного воздуха с использованием в качестве единого теплоносителя незамерзающей жидкости.

Система подогрева приточного воздуха с использованием воды (рис.7.4) имеет следующие преимущества:

- обеспечивает поддержание параметров приточного воздуха при минимально возможных теплообменных поверхностях контура догрева воздуха до заданной температуры;
- повышает эффективность использования поверхностей нагрева регенеративного контура, устанавливаемых в потоке холодного приточного воздуха;
- уменьшает потребление электроэнергии на перемещение приточного воздуха;

- отпадает необходимость в расширительном баке при использовании в качестве промежуточного теплоносителя теплофикационной воды;

- снижается металлоемкость и потребность в производственных площадях.

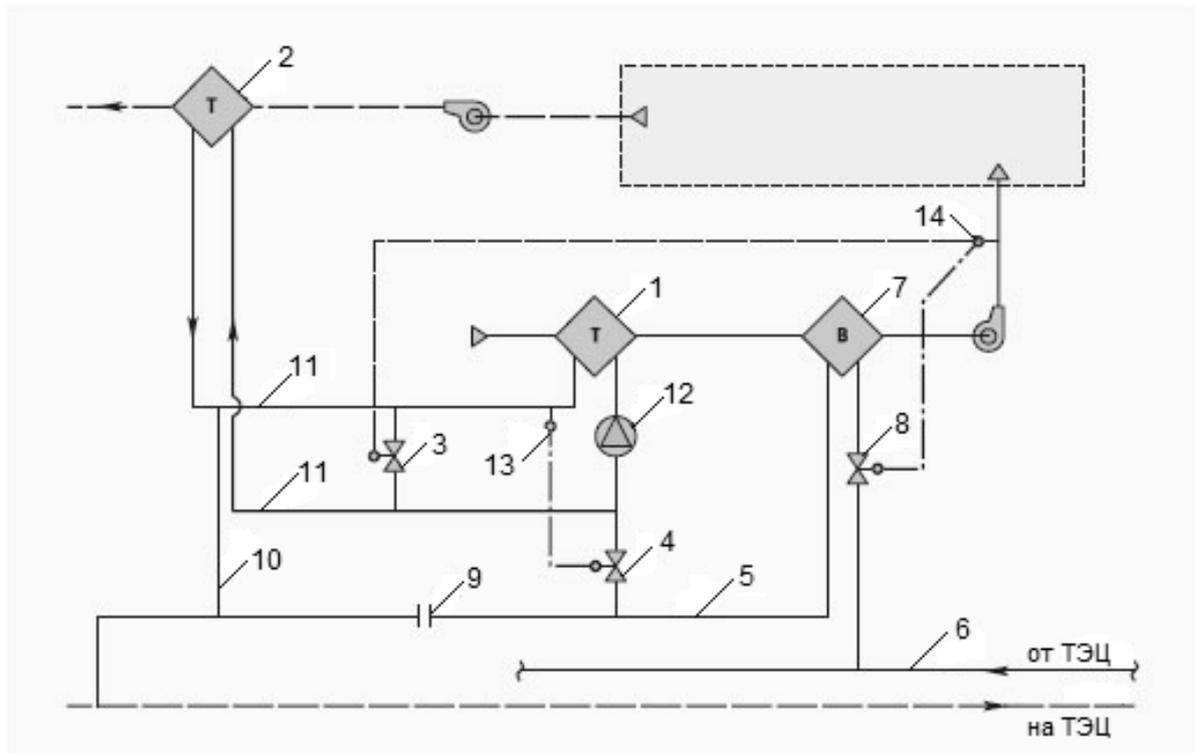


Рис.7.4. Система, использующая в качестве промежуточного теплоносителя (ПТ) теплофикационную воду

В системе (рис.7.4.), в качестве промежуточного теплоносителя (ПТ) используется теплофикационная вода. Нагретый в теплообменнике 2 вытяжным воздухом ПТ насосом 12 подается в теплообменник приточного воздуха 1, где нагревается наружный воздух, и, охлажденный по ветви 11, возвращается в теплообменник 2. При температуре приточного воздуха после теплообменников

регенеративного контура 1 ниже требуемой, осуществляется нагрев приточного воздуха в воздухонагревателях, подсоединенных к системе теплоснабжения (возможно присоединение воздухонагревателя к обратной линии теплосети). Если температура ПТ на выходе из утилизатора приточной системы становится, например, ниже $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, открывается клапан 4 и, путем подмешивания обратного теплоносителя системы теплоснабжения в циркуляционный контур ПТ, обеспечивается повышение его температуры. Часть охлажденного теплоносителя возвращается в обратный трубопровод системы теплоснабжения за дросселирующим устройством 9. При этом общий расход теплоносителя в системе теплоснабжения остается постоянным, а подогрев воздуха осуществляется за счет более глубокого охлаждения теплоносителя. При повышении температуры наружного воздуха по сигналу датчика 14 сначала закрывается клапан 8, а затем, во избежание превышения температуры приточного воздуха, открывается клапан 3 обводной линии. В случае уменьшения или полного отсутствия тепловыделений в помещении происходит нагрев ПТ путем подмешивания воды из тепловой сети для поддержания температуры ПТ $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 7.5 приведена система нагрева приточного воздуха с использованием единого теплоносителя незамерзающей жидкости в контурах регенерации теплоты и теплоснабжения. Данную схему можно применить при достаточно низких температурах отводимого отработанного воздуха и технологических ВЭР. Обратная температура теплоносителя в регенеративном контуре может принимать температуру ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплоснабжение современных зданий осуществляется теплофикационной водой, и теплоснабжение воздухонагревателей

производится по закрытой схеме. Осуществление теплоснабжения воздухонагревателей по закрытой схеме представляет возможность максимально эффективно использовать поверхности устанавливаемых теплообменников воздухоподогревателей при минимально возможных температурах нагрева промежуточного теплоносителя.

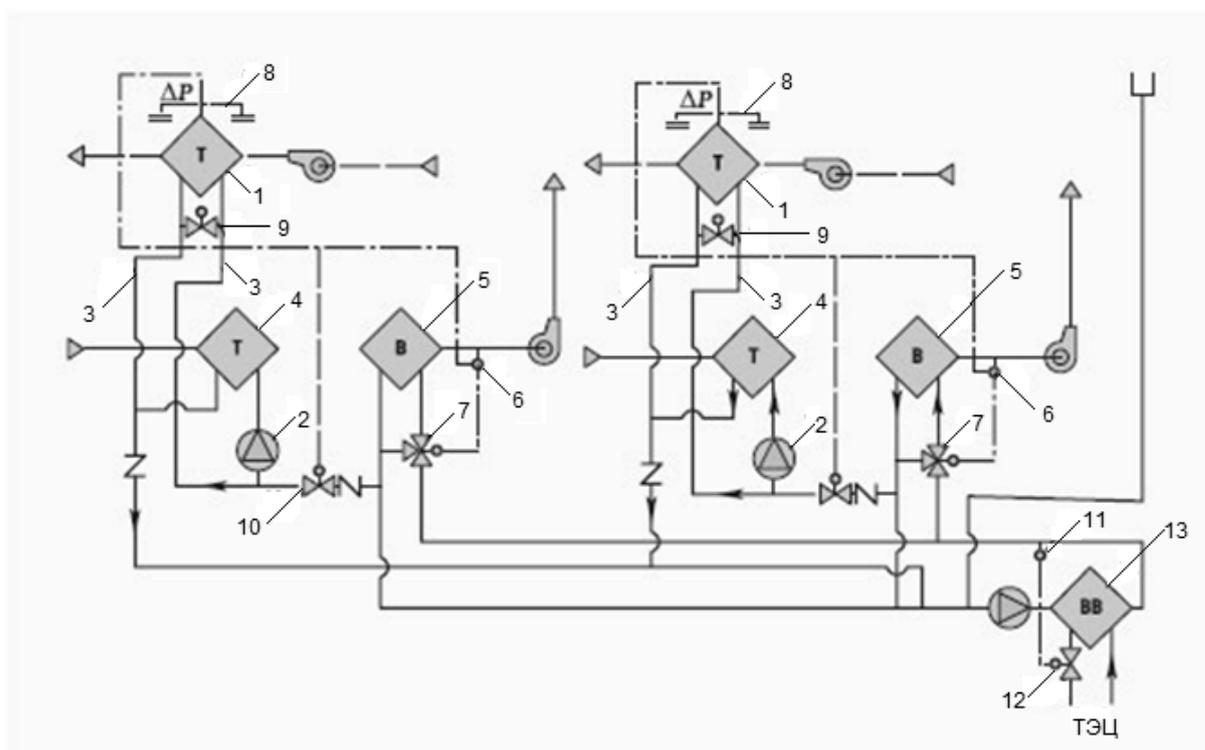


Рис. 7.5. Система нагрева приточного воздуха с использованием единого теплоносителя – незамерзающей жидкости в контурах утилизации и теплоснабжения

Применение в данной схеме в качестве единого теплоносителя незамерзающей жидкости при соответствующем выборе температуры ее замерзания дает возможность отказаться от системы автоматической защиты теплообменного оборудования от

замораживания. Это значительно упрощает эксплуатацию системы и повышает ее надежность.

Отличительная особенность работы системы заключается в том, что датчик температуры приточного воздуха регулирует степень нагрева приточного воздуха в воздухонагревателях перепуском горячего теплоносителя в обратную линию при помощи трехходового клапана, а также количеством подмешиваемого в теплофикационный контур обратного теплоносителя после воздухонагревателя. Наряду с контролем обратной температуры теплоносителя в теплофикационном контуре обеспечивается защита регенеративного теплообменника от замораживания.

Система работает следующим образом: в зимний период года теплый отработанный вентиляционный воздух отдает свою теплоту в рекуперативном теплообменнике регенеративного контура 1 ПТ. Нагретый ПТ в рекуперативном теплообменнике 4 охлаждается и догревает приточный воздух. Приточный воздух до требуемой температуры нагревается в воздухонагревателе 5. Степень нагрева приточного воздуха регулируется датчиком температуры 6 при помощи трехходового клапана 7. В расчетном режиме регенеративный контур и контур теплоснабжения воздухонагревателей работают независимо. При отклонении от расчетного режима, например, при обледенении теплообменника 1, датчик перепада давлений 8 прикрывает регулирующий вентиль 9, при этом уменьшается количество теплоты, передаваемой в теплообменнике 4. Температура нагрева воздуха в приточной установке повышается и, в случае, если клапан 7 открыт полностью на проход теплоносителя. Датчик температуры 6 дает команду на подмешивание в регенеративный контур 1 обратного теплоносителя

после воздухонагревателя 5. Датчик 6 приоткрывает клапан 10. В результате температура теплоносителя, поступающего в теплообменник 4, повышается до требуемого значения, обеспечивающего температуру приточного воздуха.

При переходе к летнему режиму датчик температуры 6 закрывает клапан 7 и 10, и регулировка осуществляется клапаном 9 за счет уменьшения количества теплоносителя, поступающего в теплообменник 1. Температурный режим работы контура теплоснабжения воздухонагревателей регулируется датчиком температуры 11, воздействующим на клапан 12, установленный на теплофикационной воде, подводимой к водоводяному теплообменнику 13. В рассмотренной схеме системы на каждую приточную и вытяжную систему образован самостоятельный циркуляционный контур, что в ряде практических случаев является неприемлемым из-за несоответствия количества вытяжных систем приточным. Кроме того, данная система не позволяет осуществлять перераспределение избыточной теплоты ВЭР между приточными системами.

На рис. 7.6 и 7.7 приведены системы нагрева приточного воздуха и горячего водоснабжения с использованием теплоты ВЭР, отработанного воздуха и перераспределением избытков теплоты, возникающих в установках нагрева воздуха для нужд горячего водоснабжения. Системы применяются, когда температура теплоносителя ВЭР или отработанного воздуха не превышает температуры воды горячего водоснабжения. В системе нагрева приточного воздуха и горячего водоснабжения (рис. 7.6) используется теплота ВЭР и вентвыбросов с перераспределением избытков теплоты. Применяется, когда

температура теплоносителя или вентвыбросов не превышает температуру воды горячего водоснабжения.

В системе нагрева приточного воздуха и горячего водоснабжения (рис. 7.7) используется теплота ВЭР и вентвыбросов с перераспределением избытков теплоты. Применяется, когда температура теплоносителя или вентвыбросов не превышает температуру воды горячего водоснабжения и возникает риск обмерзания теплообменника в потоке горячего теплоносителя.

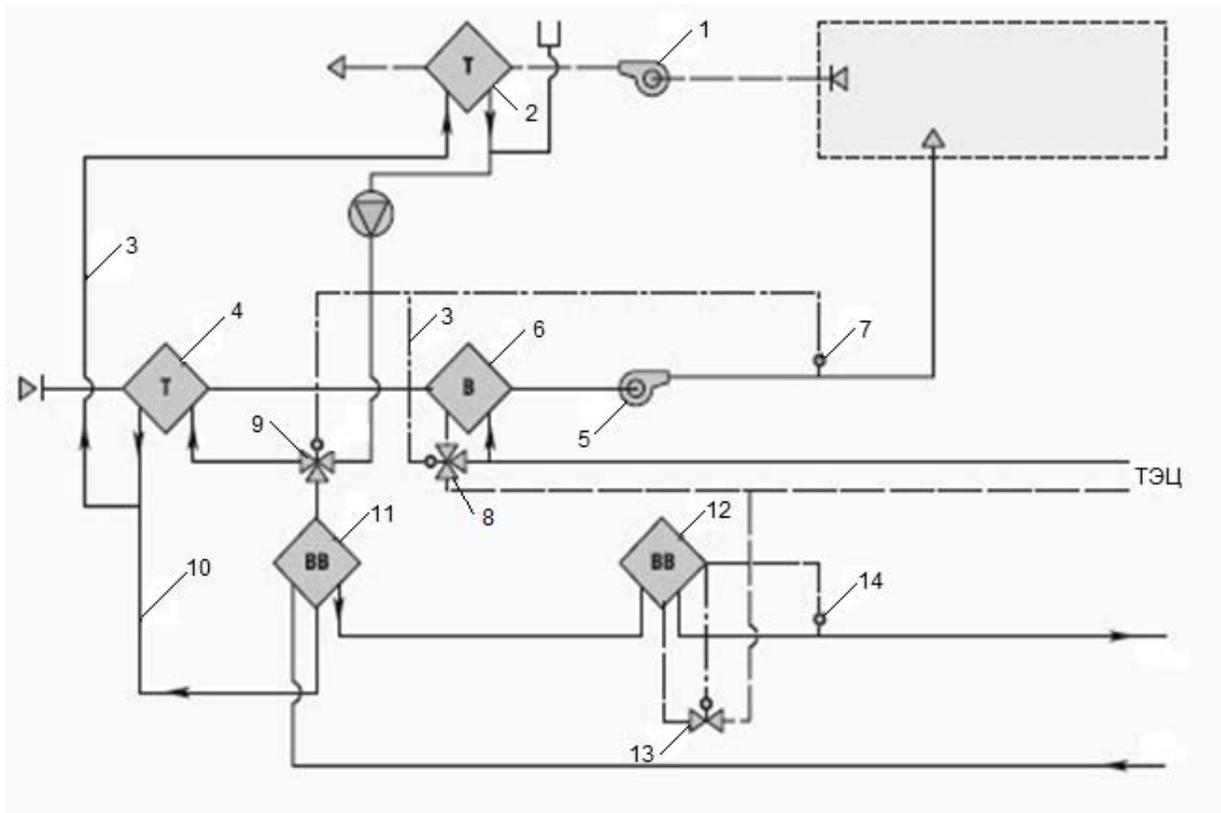


Рис. 7.6. Система нагрева приточного воздуха и горячего водоснабжения (с использованием теплоты ВЭР и вентвыбросов и перераспределением избытков теплоты, возникающих в установках нагрева воздуха)

Теплоноситель ВЭР (рис.7.6) или отработанный воздух перемещается

вентилятором 1 через рекуперативный теплообменник 2, включенный в циркуляционный контур промежуточного теплоносителя 3, который в приточном канале имеет аналогичный теплообменник 4.

ПТ переносит теплоту от теплоносителя ВЭР или отработанного воздуха к холодному приточному воздуху, перемещаемого вентилятором 5. Окончательный нагрев приточного воздуха осуществляется от источника первичной теплоты в воздухонагревателе 6. Степень нагрева приточного воздуха регулируется по сигналу датчика температуры приточного воздуха 7 посредством трехходовых клапанов 8 и 9, установленных на подводящих и отводящих трубопроводах воздухонагревателя 6 и теплообменника 4, соответственно.

На обводной линии 10 теплообменника 4 размещен водоводяной теплообменник 11, включенный по трубопроводу холодного водоснабжения перед водо-водяным теплообменником, осуществляющим нагрев холодной воды для нужд горячего водоснабжения от источника первичной теплоты. Степень нагрева воды регулируется вентилем 13 по сигналу датчика температуры 14. В периоды, когда вся теплота, отводимая от ВЭР или отработанного воздуха, используется для нагрева приточного воздуха, через водоводяной теплообменник 11, ПТ не циркулирует, и водопроводная вода проходит через него, не изменяя своей температуры. Как только возникает необходимость с целью обеспечения требуемой температуры приточного воздуха сократить подачу ПТ в теплообменник 4, трехходовой клапан начинает пропускать часть циркулирующего ПТ помимо теплообменника 4, направляя по обводной линии 10 в водоводяной теплообменник 11. Промежуточный теплоноситель, направленный в теплообменник 11

охлаждается, нагревая при этом холодную воду. При поступлении предварительно подогретой воды в теплообменник 12 изменяется ее температура на выходе, и по сигналу датчика температуры 14 вентиль 13 уменьшает расход теплоты от первичного источника.

При возникновении избытков теплоты, отводимой от теплоносителей ВЭР, отработанного воздуха и не потребляемой полностью в установке приточного воздуха, этот избыток сразу же используется для целей горячего водоснабжения.

Рассмотренная схема достаточно проста и, как представляется, надежна в эксплуатации. Она может быть рекомендована к применению, когда отсутствует возможность обмерзания теплообменника 2 в потоке горячего теплоносителя.

7.3. Повышение степени регенерации теплоты в процессе термо - влажностной обработки бумажного полотна

Сушильная часть бумагоделательной машины (контактная сушильная установка) является наиболее энергоёмким оборудованием технологического потока производства бумаги и картона.

Процесс контактной сушки заключается в передаче теплоты от источника с большим термодинамическим потенциалом к агенту сушки с меньшим термодинамическим потенциалом. Первоначальный потенциал – это разность температур насыщенного пара и бумаги. В процессе сушки получается теплота с низким потенциалом (потенциал - разность температур удаляемой воздушно

– паровой смеси и окружающей среды). Эту теплоту трудно использовать.

На рис. 7.7 приведена технологическая схема регенерации теплоты, дающая наглядное представление об изменении параметров технологического воздуха действующего производства. Воздушно - паровая смесь 1 из – под колпака-укрытия сушильной части бумагоделательной машины с температурой $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ подаётся в первую ступень регенерации теплоты (теплообменник 2). В теплообменнике часть низкопотенциальной теплоты передается технологическому (сушильному) воздуху 17, подаваемому из машинного зала, который нагревается от температуры 28 до $42\text{ }^{\circ}\text{C}$. Центробежный вентилятор 8 направляет технологический воздух в калорифер 12, где он нагревается до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. После калорифера воздух подается под колпак - укрытие сушильной части машины 14. Частично охлаждённая воздушно – паровая смесь поступает во вторую ступень регенерации, где отдаёт часть своей теплоты наружному воздуху, 4, после чего поступает в скруббер 5.

Пар из паровоздушной смеси конденсируется. Температура отводимого воздуха составляет $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. В ТЭЦ удаляется конденсат 15. На разбавление бумажной массы направляется вода после скруббера 16. Наружный воздух в зимний период нагревается в теплообменнике Т2 до температуры $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, после чего поступает в калорифер. В калорифере воздух подогревается до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и направляется в машинный зал 11. В машинном зале путем ассимиляции теплоты от оборудования он нагревается до температуры $28\text{ }^{\circ}\text{C}$, при которой, поступает в теплообменник Т1.

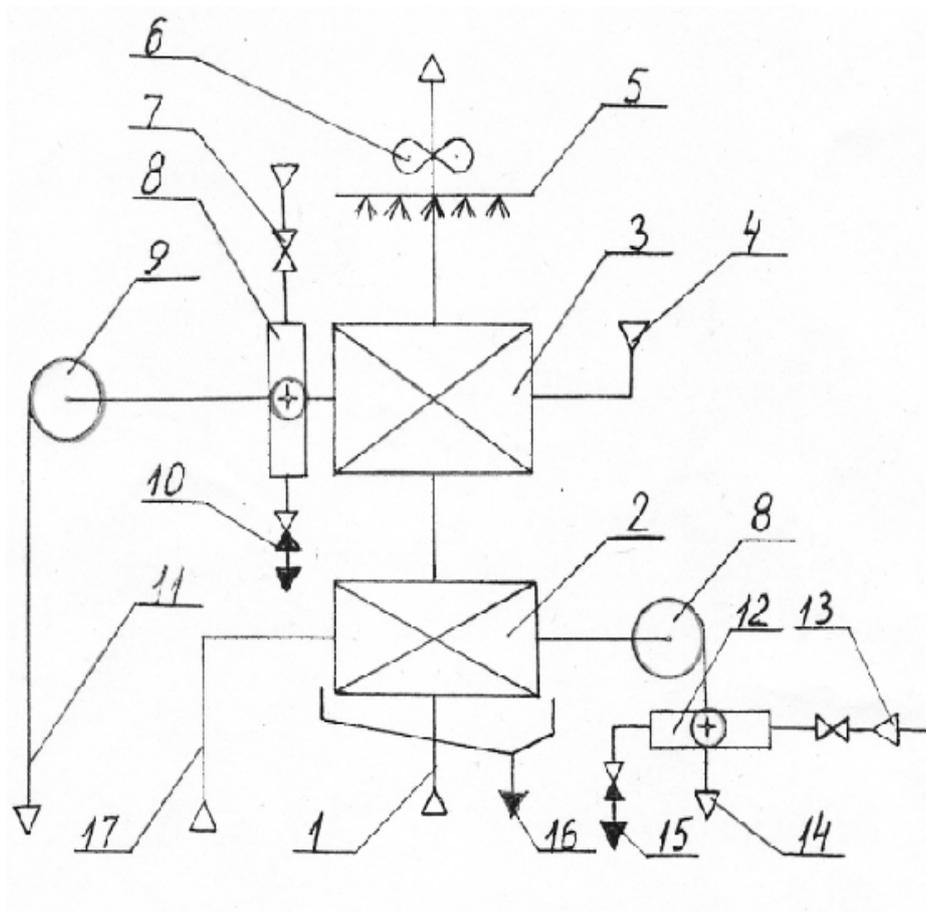


Рис.7.7. Технологическая схема регенерации теплоты бумагоделательной машины действующего производства:

1 – воздушно – паровая смесь; 2 - теплообменник Т1; 3 – теплообменник Т2; 4 – наружный воздух; 5 – скруббер; 6 – осевой вентилятор; 7 – запорный вентиль; 8 – калорифер; 9 – центробежный вентилятор; 10 – обратный клапан; 11 – вентиляционный воздух; 12 – калорифер; 13 – пар; 14 – сушильный воздух; 15 – конденсат; 16 - скрубберная вода и конденсат из отработанного воздуха; 17 - воздух, подаваемый из машинного зала

Процесс в I-d – диаграмме действующего производства показан на рис. 7.8.

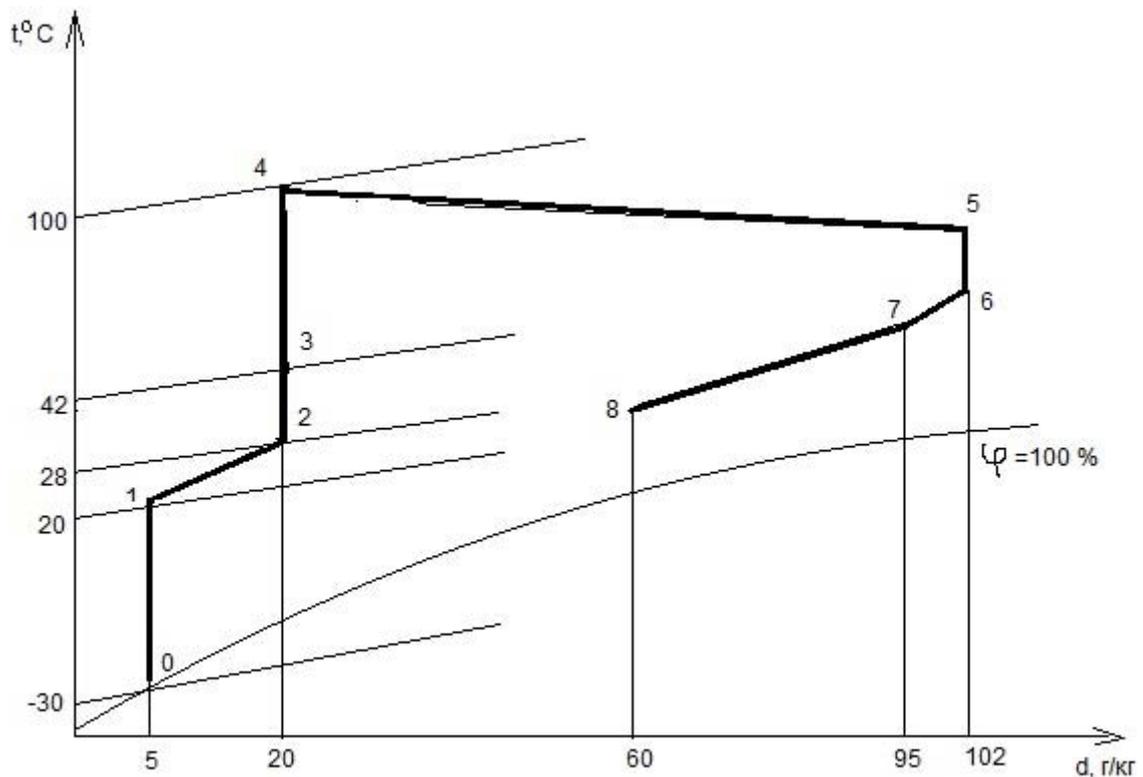


Рис.7.8. Термодинамический процесс вентиляции сушильной части машины действующего производства

Линии: 0 -1 - нагрев приточного воздуха с температурой $t = -30^{\circ}\text{C}$ и $d = 5$ г/кг сух. возд., подаваемого в зал бумагоделательной машины, в теплообменнике ТУ 2 до 0°C и калорифере до 20°C ;

1-2 – изменение температуры и влагосодержания приточного воздуха в зале бумагоделательной машины до $t = 28^{\circ}\text{C}$ и $d = 20$ г/кг сух. возд.;

2-3 – нагрев сушильного (технологического) воздуха в теплообменнике ТУ1 до $t = 42^{\circ}\text{C}$;

3-4 – нагрев сушильного (технологического) воздуха в калорифере до 100°C ;

4-5 – изменение параметров воздуха, нагнетаемого вентиляторами, в сушильной камере до $t = 90$ °С и $d = 103$ г/кг сухого воздуха;

5-6 – охлаждение воздуха в ТУ 1 до $t = 80$ °С;

6-7 – изменение параметров воздуха в ТУ 2 ступени до $t = 70$ °С, $d = 95$ г/кг сух. возд.;

7-8 – изменение параметров воздуха в скруббере, $t = 45$ °С, $d = 60$ г/кг сухого воздуха.

В табл. 7.1 показаны результаты расчета эксергетических характеристик схемы регенерации теплоты паровоздушной смеси в системе вентиляции действующей бумагоделательной машины.

Анализ эксергетических характеристик показывает, что наибольшим подводом эксергии характеризуется процесс нагрева в скруббере. При относительной (затраченная эксергия в элементе к общей затраченной эксергии в процессе по всем элементам) затраченной эксергии в скруббере 35,8 % эксергетический КПД процесса составляет 18,7 %.

Вторым, по количеству подведенной эксергии является процесс во второй ступени регенерации теплоты. В нем затрачивается 34 % от всей подведенной эксергии в системе при эксергетическом КПД 51,75 %.

Значимую часть относительной подведенной эксергии (16,6 %) составляет процесс в калорифере при эксергетическом КПД 2,95 %. Эти процессы, которые в сумме составляют 86,4 % и обладают низким эксергетическим КПД, определяют и низкий эксергетический КПД всей системы – 28,6 % .

Эксергетические характеристики сушильной части
бумагоделательной машины действующего производства

Эксергетические характеристики	1 –я ступень	Калорифер	2 –я ступень	Калорифер	Скруббер
Тепловой поток, Q_i , кВт	525,36	2176	1608	1072	4994
Термодин. темп. нагрева, T_{Hi} , К	308	344	288	283	289
Воспринятая эксергия, ΔE_{Hi} , кВт	48	405	45	11	155
Термодин. темп. охлаждения, T_{Oi} , К	353	437	323	437	336
Затраченная эксергия, ΔE_{Oi} , кВт	109	782	214	385	832
Эксергетический КПД, $\eta_i = \Delta E_{Hi} / \Delta E_{Oi}, \%$	43,96	51,75	20,87	2,95	18,69
$\frac{\Delta E_{oi}}{\sum \Delta E_{oi}}$	0,047	0,34	0,09	0,166	0,358
$\eta_{i \text{ долев}} = \eta_i \cdot \gamma_i, \%$	2,056	17,43	1,92	0,49	6,7

На основе анализа схемы термовлажностной обработки в системе вентиляции бумагоделательной машины предложена схема замкнутого оборота переработки паровоздушных потоков.

На рис.7.9 представлена схема вентиляции сушильной части бумагоделательной машины с замкнутым контуром движения сушильного воздуха, которая позволяет полностью использовать низкопотенциальную теплоту. Воздушно – паровая смесь с температурой 100°С, удаляемая из-под изолированного колпака 1, закрывающего сушильную часть машины (сушильную камеру), направляется в калорифер ТУ 2.

Из калорифера ТУ 2 воздушно – паровая смесь выходит при температуре насыщения 45 °С и направляется в теплообменник смешения - охладитель ТС 3, откуда при температуре 25 °С осушенный и охлаждённый воздух возвращается в ТУ 2.

Часть осушенного воздуха, равная по массе холодному воздуху, используемому в теплообменнике смешения, удаляется в зал бумагоделательной машины. В калорифере ТУ 2 воздух нагревается до 80 °С, затем поступает в теплообменник 4, где его температура повышается до 100 °С - температуры, необходимой для процесса вентиляции рассматриваемой сушильной установки.

В теплообменнике смешения (охладителе) температура воздуха снижается за счёт добавления в него наружного воздуха со среднегодовой температурой 7 °С. При температуре наружного воздуха ниже среднегодовой в зимний период увеличивается затраченная в теплообменнике энергия.

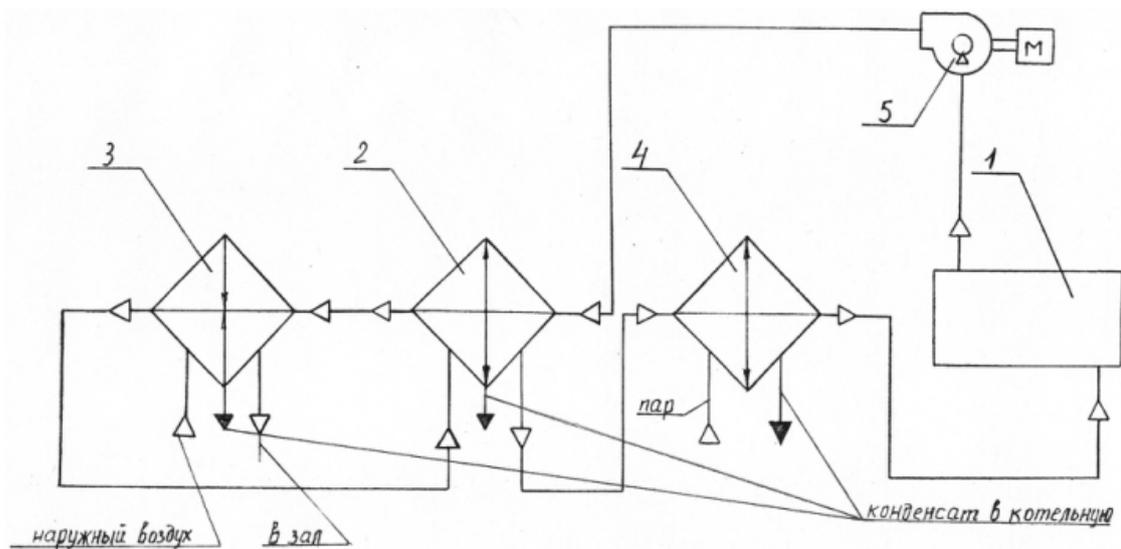


Рис.7.9. Схема вентиляции сушильной части
бумагоделательной машины с замкнутым контуром движения
сушильного воздуха:

- 1 - закрытый колпак над сушильной частью; 2 – калорифер;
- 3 – теплообменник ТУ; 4 – теплообменник смешения ТС;
- 5 – центробежный вентилятор, осуществляющий циркуляцию
воздуха в закрытом колпаке (сушильной камере)

В летний период вместо теплообменника смешения следует использовать холодильную машину.

Влага, выделяемая из полотна в процессе контактной сушки, поглощается сушильным воздухом и удаляется из теплообменников. Вся теплота, выделенная при конденсации греющего пара в цилиндрах, за исключением теплоты, уносимой нагретым бумажным полотном, воспринимается воздухом и используется в регенеративных теплообменниках ТУ и ТС (охладителе). Циркуляция воздуха обеспечивается центробежным вентилятором, 5.

Рассмотрим процесс термовлажностной обработки воздуха в предлагаемой системе на рис. 7.10.

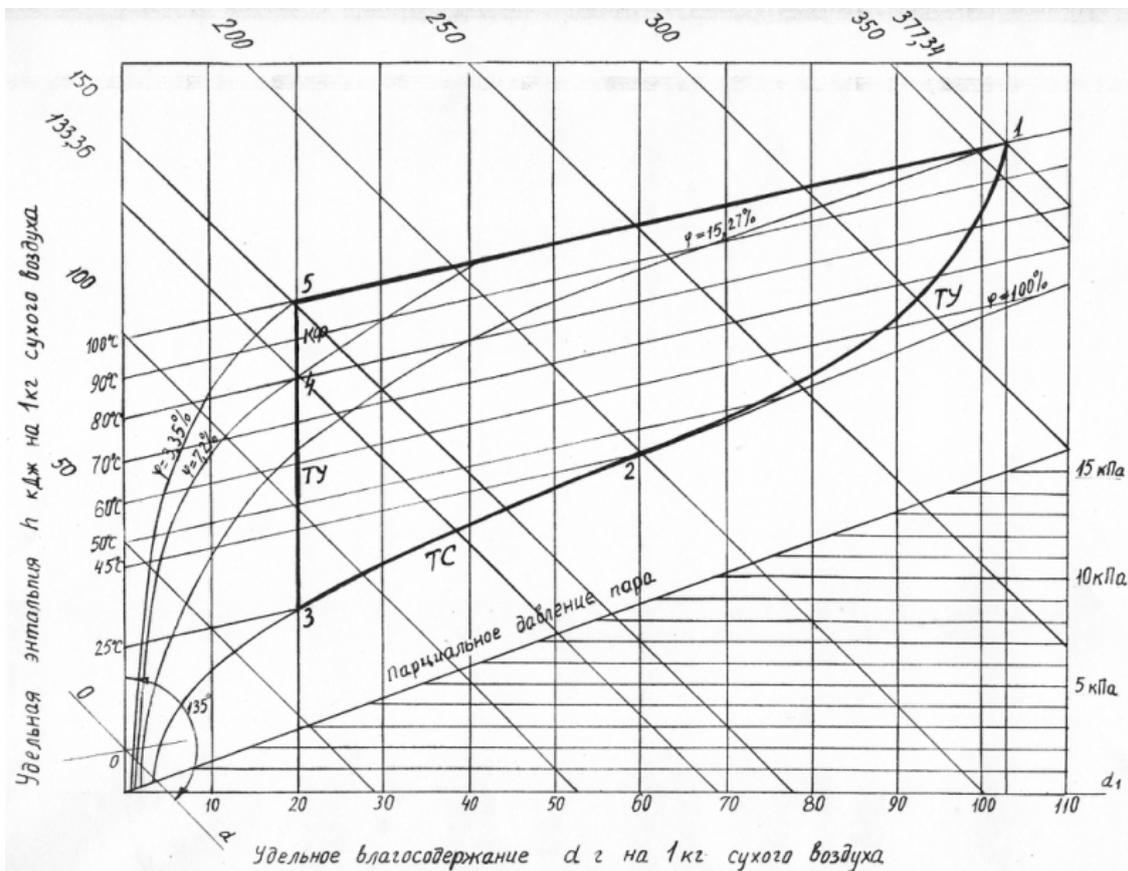


Рис. 7.10. Термодинамический процесс вентиляции сушильной части машины по замкнутому контуру

Линии: 1-2 - охлаждение сушильного (технологического) воздуха в теплообменнике ТУ до 45°C , $d = 60$ г/кг сух. возд.; 2-3 – охлаждение сушильного (технологического) воздуха в теплообменнике смешения ТС - охладителе;

3-4 – нагрев осушенного и охлаждённого воздуха в теплообменнике ТУ до 80°C , $d = 20$ г/кг сух. воздуха;

4-5 – нагрев осушенного воздуха в калорифере $t = 100^{\circ}\text{C}$;

5-1 – изменение параметров воздуха в сушильной камере

$t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $d = 103\text{ г/кг сух. возд.}$

Результаты расчета эксергетических характеристик процесса регенерации теплоты в процессе замкнутого движения воздуха приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Эксергетические характеристики при замкнутом контуре
сушильного воздуха

Эксергетические характеристики	Теплообменник ТУ	Теплообменник смешения ТС	Калорифер
Тепловой поток, ΔQ_i , кВт	2948	1072	1072
Термодин. темп. нагрева, T_{Hi} , К	325	289	363
Воспринятая эксергия, ΔE_{Hi} , кВт	412	33	245
Термодин. темп. охлаждения, T_{Oi} , К	345	308	437
Затраченная эксергия, ΔE_{Oi} , кВт	559	97	385
Эксергетический КПД, $\eta_i = \Delta E_{Hi} / \Delta E_{Oi}$, %	74	34	64
$\gamma_i = \frac{\Delta E_{oi}}{\sum \Delta E_{oi}}$	0,54	0,09	0,37
$\eta_{i \text{ долев}} = \eta_i \cdot \gamma_i$ %	39,55	3,20	23,53

$$\eta_{\text{общ.}} = \sum \eta_{\text{долев.}}; \quad \eta_{\text{общ.}} = 66,29\text{ \%};$$

Анализ результатов таблицы 7.2. позволяет установить, что подвод эксергии в рассматриваемой схеме осуществлен в рекуперативном теплообменнике регенеративного контура, теплообменнике смешения и калорифере. Определяющими степень регенерации теплоты являются процессы в рекуперативном теплообменнике регенеративного контура и калорифере. Затраты эксергии в рекуперативном теплообменнике составляют 53,6 % при эксергетическом КПД 73,7 %. Затраты эксергии в калорифере составляют 37 % при эксергетическом КПД 63,6 %. Эксергетический КПД теплообменника смешения низкий (34,3 %). Но так как доля его в общем подводе эксергии не велика (9 %), то этот процесс не определяет общую степень регенерации теплоты в системе.

Общий эксергетический КПД системы составляет 66,3 % против системы, реализованной на действующих предприятиях, которая составляет 28,6 %.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. В чем заключается способ использования теплоты вытяжного воздуха путем установки теплообменника в регенеративном контуре?
2. Опишите центральную систему вентиляции с регенерацией теплоты вытяжного воздуха.
3. Каким образом осуществляется регенерация теплоты с использованием воды на нужды ГВС?
4. Опишите систему нагрева приточного воздуха с использованием теплофикационной воды в качестве промежуточного теплоносителя.

5. Опишите систему нагрева приточного воздуха с использованием незамерзающей жидкости в контурах регенерации теплоты и теплоснабжения.

6. Опишите систему нагрева приточного воздуха и горячего водоснабжения без риска замерзания теплообменника в потоке горячего теплоносителя.

7. Приведите пример технологической схемы регенерации теплоты в сушильной части бумагоделательной машины действующего производства.

8. Изобразите в I-d – диаграмме процесс изменения параметров влажного воздуха в процессе действующего производства.

9. Каким образом производится анализ эксергетических характеристик сушильной части БДМ действующего производства?

10. Опишите схему вентиляции сушильной части БДМ в замкнутом контуре движения сушильного воздуха.

11. Изобразите в I-d – диаграмме процесс изменения параметров влажного воздуха в процессе движения сушильного воздуха по замкнутому контуру.

12. Каким образом производится анализ эксергетических характеристик сушильной части БДМ в процессе движения сушильного воздуха по замкнутому контуру?

Библиографический список

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1965.

2. Богословский В.Н., Щеглов В.П., Разумов Н.Н. Отопление

и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1980.

3. Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. – М.: Энергоиздат, 1982.

4. Голубков Б.Н., Романова Т.М., Гусев В.А. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления. – М.: Энергоатомиздат, 1988.

5. Журавлёв Б.А. Справочник мастера-вентиляционщика. – М.: Стройиздат, 1983.

6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983.

7. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982.

8. Левитан Б.М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности. – Л.: Лесная промышленность, 1972.

9. Бельский А.П., Лотвинов М.Д. Вентиляция бумагоделательных машин. – М.: Лесная промышленность, 1990.

10. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП. – М.: Стройиздат, 1994.

11. Сибикин Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учеб. пособие для студ. сред. проф. образования. – 4-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2007.

12. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетический анализ технологических схем производства целлюлозы и бумаги // Промышленная энергетика, 2009. № 11. С. 43-46.

13. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса //Промышленная энергетика, 2010. № 1. С. 38-41.

14. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических потоков // Промышленная энергетика, 2010. № 6. С. 50-52.

15. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок : учеб. пособие. – СПб.: СПбГТУРП, 2013.

16. Аничихин А.Г., Ефимкина В.Ф. Совмещенные системы освещения и кондиционирования. – М.: Энергия, 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Глава 1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА.....	5
1.1. Состав и основные параметры влажного воздуха.....	5
1.2. Принципы построения $I - d$ -диаграммы влажного воздуха.....	11
1.3. Угловой коэффициент и изображение основных процессов изменения состояния влажного воздуха в $I - d$ – диаграмме.....	15
1.4. Построение в $I-d$ - диаграмме процессов смешивания потоков воздуха с различными параметрами.....	19
1.5. Способы и приборы для определения параметров влажного воздуха.....	23
Контрольные вопросы для самопроверки.....	33

Глава 2. ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	34
2.1. Эксергетический КПД сложной термодинамической системы.....	34
2.2. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной термодинамической системы.....	44
2.3. Определение эксергетического КПД тепловых процессов, осложненных массообменом.....	48
Контрольные вопросы для самопроверки.....	53
Глава 3. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ.....	55
3.1. Назначение и классификация систем отопления.....	55
3.2. Определение тепловой мощности отопительных устройств. Рекомендации по выбору систем отопления.....	58
3.3. Конструктивные особенности систем водяного отопления.....	60
3.4. Естественная и принудительная циркуляция воды в системах водяного отопления.....	66
3.5. Способы отопления.....	71
3.6. Системы воздушного отопления.....	79
3.7. Электрическое отопление.....	83
3.8. Печное отопление.....	86
Контрольные вопросы для самопроверки.....	88
Глава 4. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНСЫ ПОМЕЩЕНИЯ.....	90
4.1. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха.....	90
4.2. Расчёт теплоступлений в помещение.....	92
4.3. Расчет тепловых потерь в помещении.....	99
4.4. Расчет избыточной теплоты в помещении.....	102
4.5. Влажностный баланс помещения.....	103
Контрольные вопросы для самопроверки.....	106

Глава 5. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	108
5.1. Классификация систем вентиляции и их основные элементы.....	108
5.2. Основные схемы организации воздухообмена и методы их расчёта.....	111
5.3. Определение тепловых нагрузок на вентиляцию и расчёт калориферов.....	117
5.4. Основные схемы систем естественной вентиляции и их расчёт.....	123
5.5. Основные схемы систем принудительной вентиляции и их расчёт.....	129
Контрольные вопросы для самопроверки.....	135
Глава 6. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	137
6.1. Классификация систем кондиционирования воздуха и их основные элементы.....	137
6.2. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении теплоизбытков.....	140
6.3. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков.....	153
6.4. Схемы обработки воздуха с рециркуляцией.....	158
6.5. Промышленные установки обработки воздуха.....	166
Контрольные вопросы для самопроверки.....	171
Глава 7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССОВ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	173
7.1. Способы регенерации тепла вытяжного воздуха.....	173
7.2. Тепловые схемы отопительно-вентиляционных систем.....	177
7.3. Повышение степени регенерации теплоты в процессе термо - влажностной обработки бумажного полотна.....	185
Контрольные вопросы для самопроверки.....	195

Учебное издание

Казаков Владимир Григорьевич

Луканин Павел Владимирович

Громова Екатерина Николаевна

Отопительно-вентиляционные системы в целлюлозно-бумажной промышленности

Учебное пособие

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Тем.план 2018 г., поз. 32

Подп. к печати 03.05.18. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1. Печать офсетная.

Объем 12,75 печ.л.; 12,75 уч.-изд. л. Тираж 50 экз. Изд. № 32. Цена «С». Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д.4

