ББК 38.762.3
К 55
УДК 33.9

КОКОРИН О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. — М.: Издательство физико-математической литературы. 2003. — 272 с. ISBN 5-94052-066-6

В книге содержатся данные о методах и принципиальных схемах аппаратов для сокращения расхода тепла и электроэнергии при круглогодовом функционировании систем кондиционирования воздуха в жилых, общественных и промышленных зданиях. Даются технические показатели нового энергосберегающего оборудования и методы расчета их технических характеристик. Приводятся результаты технико-экономического анализа при сравнении различных методов обработки воздуха и схем систем кондиционирования.

Книга предназначена для широкого круга специалистов, работающих в области проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации систем кондиционирования воздуха. Может служить учебным пособием для студентов строительного и политехнического профилей обучения.

КОКОРИН Олег Янович

Современные системы кондиционирования воздуха

Компьютерная верстка *Е. А. Митченко*
Компьютерная графика и оформление *М. Н. Грицук*

ИД № 01389 от 30.03.2000
Гигиеническое заключение № 77.99.02.953.Д.003724.07.01 от 05.07.2001

Подписано в печать 15.04.2003. Формат 60 × 84/16. Печать офсетная.
Бумага офсетная № 1. Усл.-печ. л. 15,87. Уч.-изд. л. 18,7. Тираж 1000 экз.
Заказ № 2270.

Издательство физико-математической литературы
119071 Москва В-71, Ленинский проспект, 15

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных диапозитивов на ФГУИПП «Вятка»
610033, г. Киров, ул. Московская, 122

ISBN 5-94052-066-6

© О. Я. Кокорин, 2003
© Фирма Инж-Сервис, 2003

ПРЕДИСЛОВИЕ

Качественная и надежная работа систем кондиционирования воздуха и вентиляции, прежде всего, определяется качеством разработанных проектных решений, качеством и надежностью применяемого оборудования. В настоящее время на рынке России имеется оборудование, позволяющее создать качественные и надежные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. К сожалению, изучение ряда реализованных за последние годы решений систем вентиляции и кондиционирования в общественных и промышленных зданиях показывает, что проектанты, особенно это имеет отношение к проектам зарубежных фирм, не применяют методы вариантного проектирования и не отыскивают рационального решения систем. Зарубежные проектанты, как правило, заинтересованы в применении оборудования определенной зарубежной фирмы. Поэтому разработанные ими проекты отражают интересы определенных фирм-производителей, и на рынки в Россию поступает оборудование, разработанное и предназначенное для применения в принципиально отличных от России климатических условиях.

Особенности климата России с продолжительными и суровыми зимами, с коротким, но жарким летом обязательно должны учитываться при выборе режимов работы и состава функциональных частей в системах кондиционирования и вентиляции. Современные системы кондиционирования воздуха (СКВ) должны отвечать следующим условиям:

— обеспечивать круглогодовое функционирование по энергосберегающей технологии, обеспечивающей значительное (до 60%) сокращение расходов тепла и электроэнергии по сравнению с традиционными СКВ;

— улучшать охрану окружающей воздушной среды;

— включать в СКВ простое по обслуживанию и надежное в работе оборудование.

Нахождение рационального современного проектного решения СКВ необходимо проводить методом вариантного проектирования. В качестве базового варианта для сравнения следует принимать традиционные центральные СКВ, которые сравниваются по капи-

тальным и годовым эксплуатационным затратам с новыми решениями СКВ. Безусловно, для нахождения современного решения СКВ необходимо располагать опытом проектирования, монтажа и наладки таких систем. Фирма «Инж-Сервис» (тел. (095)465-27-83) имеет многолетний опыт по проектированию, монтажу, наладке и техническому надзору над современными решениями СКВ для различных типов зданий. Наличие такого опыта является гарантией для Заказчика успешного решения по реализации современных СКВ.

В предлагаемой читателям книге приводятся некоторые решения современных СКВ для различных типов зданий. Все пожелания и замечания по представленному в книге материалу просим направлять по адресу: 125581 Москва А-581, ул. Флотская, д. 13, корп. 2, кв. 274. Кокорину О.Я.

Глава 1

МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОЙ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ В ПОМЕЩЕНИИ

1.1. Определение производительности приточно-вытяжных агрегатов

Окружающая воздушная среда является определяющим фактором сохранения здоровья и активной жизнедеятельности людей, животных, птиц и растений. Задачами комфортных по назначению систем вентиляции и кондиционирования является создание и поддержание в помещении благоприятных для жизнедеятельности параметров окружающего воздуха, главными из которых являются: температура воздуха $t_в$, °С; относительная влажность $\varphi_в$, %; запыленность $C_в$, мг/м^3; газовый состав, например, по содержанию кислорода и вредных для жизнедеятельности организма газов (например, углекислого газа CO_2).

Производительность по воздуху приточных и вытяжных систем вентиляции и кондиционирования определяются по условиям удаления из зоны обитания вредностей, влияющих на формирование определяющих воздушных параметров. В помещениях общественных и жилых зданий определяющими вредностями, как правило, являются тепловыделения $Q_{т\text{-}изб}$ Вт. Расчет требуемого расхода приточного воздуха для удаления теплоизбытков производится по формуле

$$L_п = \frac{Q_{т\text{-}изб} \times 3{,}6}{\rho_п (t_у - t_п) c_р}, \text{ м}^3/\text{ч}. \qquad (1.1)$$

Температуры приточного воздуха $t_п$ определяется выбранным режимом его приготовления и воздухораспределения. Температура удаляемого $t_у$ воздуха зависит от принятой схемы организации воздухообмена в помещении. Наиболее качественным по санитарно-гигиеническим требованиям является схема подачи приготовленного приточного воздуха $L_п$ непосредственно в рабочую оби-

таемую зону помещения и вытяжка отепленного, загазованного и пыльного воздуха из верхней зоны под потолком помещения. Условия организации воздухообмена удобно оценивать через показатель K_L, вычисляемый для условий удаления теплоизбытков по формуле

$$K_L = \frac{t_у - t_п}{t_в - t_п}, \tag{1.2}$$

где $t_п$, $t_в$, $t_у$ — температура соответственно приточного, в зоне обитания и удаляемого вытяжными системами воздуха в градусах Цельсия.

На рис. 1.1 представлена графическая зависимость показателя K_L от отношения теплоизбытков в рабочей зоне $Q_{т\text{-}изб.\,р.з.}$ к общим

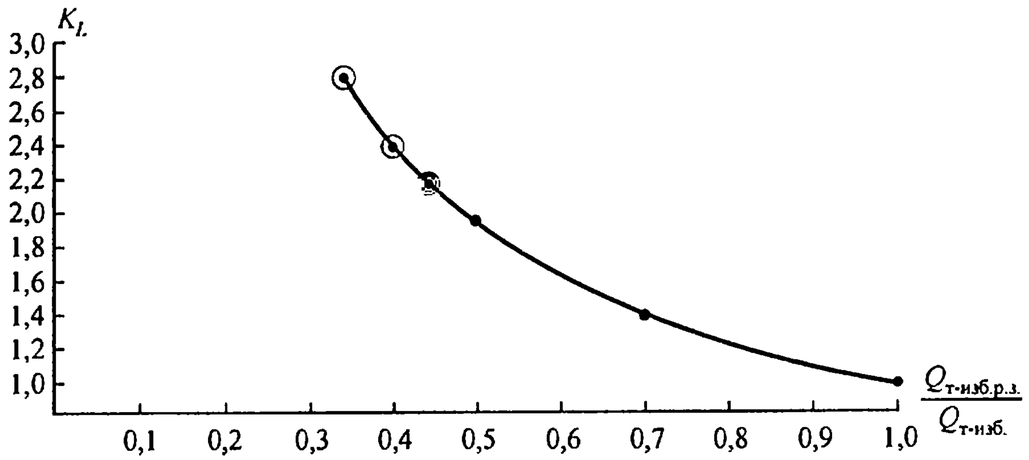


Рис. 1.1. Графическая зависимость показателя эффективности организации воздухообмена при подаче охлажденного воздуха в рабочую зону помещения — вытеснительная вентиляция: • — данные профессора Гримитлина М.И. [3]; ◎ — расчетные данные автора для административных помещений; ⊙ — натуральные наблюдения автора на текстильных предприятиях

теплоизбыткам в помещении $Q_{т\text{-}изб}$. Если все тепловыделения остаются в рабочей зоне, то отношения $Q_{т\text{-}изб.\,р.з.}/Q_{т\text{-}изб} = 1$ и показатель $K_L = 1$. При подаче приточного воздуха в рабочую зону жилых комнат отношения теплоизбытков имеет значение порядка 0,45 и показатель $K_L = 2{,}2$. В дальнейшем изложении приводятся данные о возможных величинах K_L.

При наличии в помещении преобладающих влаговыделений $W_{вл\text{-}изб}$ в кг/ч, что характерно например, для помещений плавательных бассейнов, количество приточного воздуха для удаления

влагоизбытков вычисляется по формуле

$$L_п = \frac{W_{вл\text{-}изб} \times 1000}{\rho_п(d_у - d_п)},\ м^3/ч \tag{1.3}$$

Влагосодержание приточного воздуха $d_п$, г/кг, определяется выбранным режимом его приготовления. Влагосодержание удаляемого воздуха $d_у$, г/кг, определяется принятой схемой организации воздухообмена. Для условий преобладающего удаления влагоизбытков показатель организации воздухообмена вычисляется по формуле

$$K_{Ld} = \frac{d_у - d_п}{d_в - d_п}. \tag{1.4}$$

Влагосодержание воздуха в рабочей зоне $d_в$ зависит от назначения помещения и нормируемых параметров $t_в$ и $\varphi_в$. В гл. 3 на примере выбора рациональной системы приточной вентиляции для помещения плавательного бассейна будут показаны особенности организации режимов приготовления приточного воздуха и возможные величины показателя K_{Ld}.

В животноводческих и птицеводческих помещениях определяющей вредностью является избыток углекислого газа $Г_{CO_2}$. В этих помещениях расход приточного воздуха вычисляется по формуле:

$$L_п = \frac{Г_{CO_2}}{C_у - C_п},\ м^3/ч, \tag{1.5}$$

где $Г_{CO_2}$ — количество выделяемого в в воздух помещения углекислого газа, л/ч; $C_у$ — концентрация углекислого газа в удаляемом воздухе, л/м^3; $C_п$ — концентрация углекислого газа в приточном воздухе, л/м^3.

Как правило, наименьшая концентрация вредного газа имеет место в наружном воздухе, который и используется в качестве приточного, т. е. $C_п = C_н$.

Углекислый газ выделяется от животных при температурах, превышающих температуру окружающего воздуха. Это обусловливает конвентивный подъем горячего углекислого газа под перекрытие. Поэтому рациональна организация воздухообмена с подачей приточного воздуха в рабочую зону и удаление загазованного воздуха из верхней зоны помещения с содержанием газа $C_у$, что оценивается через показатель организации воздухообмена:

$$K_{Lг} = \frac{C_у - C_н}{C_в - C_н}. \tag{1.6}$$

Обычно в помещении имеют место все три вида рассматриваемых выше вредностей. За расчетный расход приточного воздуха $L_{\text{п}}$ необходимо принимать наибольшую величину, вычисленную соответственно по формулам (1.1), (1.3) и (1.5). В зависимости от вида преобладающих вредностей в помещении применяются различные методы приготовления приточного воздуха для получения требуемых его параметров в рабочей зоне.

1.2. Режимы работы приточно-вытяжных систем в помещениях с преобладанием теплоизбытков

Наибольшие теплоизбытки в помещениях имеют место в расчетных условиях теплого периода года, которые вычисляется при параметрах Б [18]. Это характерно для условий формирования тепловых режимов в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий. Расчет составляющих расчетных теплопритоков в помещениях зданий проводится по известным методикам, приведенным, например, в учебнике [2] и нормативной литературе [18].

На рис. 1.2 показаны две принципиально различные схемы организации воздухообмена в помещении. Схема сверху-вверх (рис. 1.2*а*) является наиболее традиционной для устройства отечественных систем вентиляции и кондиционирования в общественных, административных и промышленных зданиях. Подача приточного воздуха сверху в рабочую зону приводит к перемешиванию воздуха по высоте помещения. Такой режим организации воздухообмена называют смесительной вентиляцией, что обусловливает температуру воздуха по высоте помещения $t_{\text{в}} = t_{\text{у}}$ и показатель $K_L = 1$. В натурных испытаниях в современных помещениях текстильных предприятий, где приточные и вытяжные устройства располагаются в цехах высотой до 8 м на потолке на расстоянии до 2 м между собой, отмечены более низкие температуры $t_{\text{у}}$ удаляемого воздуха по сравнению с температурой воздуха $t_{\text{в}}$ в рабочей зоне цеха. В этих наблюдениях получен показатель $K_L < 1$, что указывает на попадании части охлажденного приточного воздуха $t_{\text{п}}$ к вытяжным отверстиям, минуя рабочую зону и это значительно снижает эффективность отведения теплоизбытков в рабочей зоне. Кроме этого, методы смесительной вентиляции обусловливают подмешивание к приточной струе воздуха из верхней зоны помещения части вредностей, таких как водяные пары и легкие газы, которые поднимаются конвективными потоками под потолок. Возвращение в рабочую зону приточным воздухом части вредностей

из верхней зоны значительно ухудшает санитарно-гигиенические и энергетические качества от работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха [18].

При схеме подачи приточного воздуха $L_{\text{п}}$ непосредственно в рабочую зону (рис. 1.2*б*), такие вредности как тепло и влаговыделения, легкие газы и мелкая пыль вытесняются конвективными потоками под потолок и удаляются с вытяжным воздухом $L_{\text{у}}$.

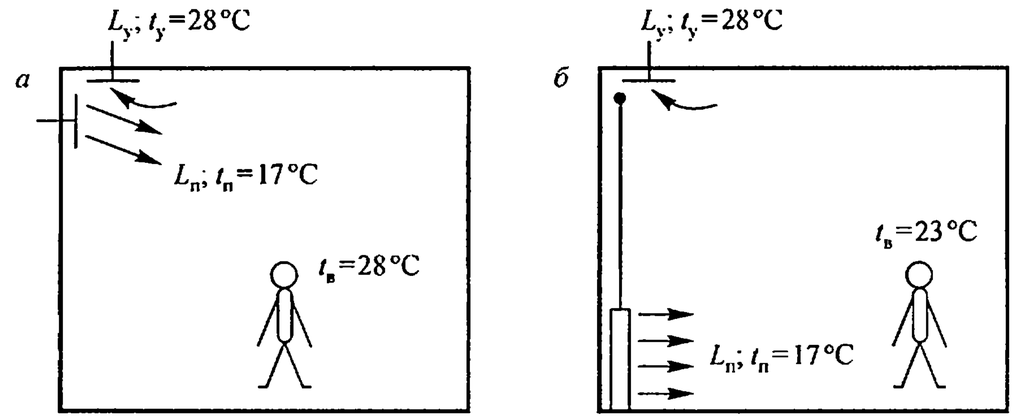


Рис. 1.2. Сравнительные показатели двух систем организации воздухообмена в помещении: а) схема сверху-вверх, $K_L = \dfrac{28-17}{28-17} = 1$; б) схема затопления рабочей зоны приточным воздухом и вытяжка под потолком, $K_L = \dfrac{28-17}{23-17} = 1{,}83$

Рабочая зона заполняется свежим приточным воздухом и под потолок вытесняются вредности, что называется методом вытеснительной вентиляции. Необходимо стремиться к массовому внедрению в практику проектирования и строительства систем вентиляции и кондиционирования методов подачи приточного воздуха в рабочую зону и вытяжку под потолком (вытеснительная вентиляция). Ограничительным условием для применения схем вытеснительной вентиляции является обязательное выполнение требований комфортности поступления приточного воздуха в рабочую зону обитания людей. По нормам СНиП [18] указывается, что в холодный период года отклонение температуры в приточной струе $t_{\text{п}}$ от нормируемой температуры воздуха в обитаемой или рабочей зоне $t_{\text{в}}$ не должно превышать 3 °C. В теплый период года этот температурный перепад может быть увеличен до 6 градусов, как это показано на схеме рис. 1.2*б*.

Температура воздуха в рабочей зоне $t_в$ по нормам СНиП [18] определяется в зависимости от назначения помещения и расчетной температуры наружного воздуха. Так, например, в теплый период года комфортная температура воздуха в климате Москвы в помещениях отвечает $t_в = 25\,°C$ при относительной влажности $\varphi_в = 60–40\%$. Газовый состав воздуха обеспечивается нормируемой подачей в помещения санитарной нормы приточного наружного воздуха. Для жилых помещений санитарная норма подачи приточного наружного воздуха определена в $l_{п.н} = 3\,м^3/(ч·м^2)$ обитаемой площади [18]. В общественных и административных зданиях саннорма приточного наружного воздуха составляет $l_{п.н} = 60\,м^3/(ч·чел)$, в помещениях больничных зданий $l_{п.н} = 80\,м^3/(ч·чел)$. В целях экономии энергии автором рекомендуется [8] расход приточного воздуха $L_п$, приготовляемый в центральном приточном агрегате, принимать равным минимально-необходимому по санитарным нормам:

$$L_п = L_{п.н(мин)} = Л l_{п.н},\ м^3/ч. \qquad (1.7)$$

Для жилых обитаемых помещений в формуле (1.7) вместо количества людей в помещениях Л используется величина обитаемой площади $f_{об}, м^2$. Количество отводимого избыточного тепла минимальным расходам приточного наружного воздуха $L_{п.н(мин)}$ вычисляется по формуле

$$Q_{т\text{-}изб.п.н} = \frac{L_{п.н(мин)}\,\rho_{п.н}\,c_р(t_у - t_{п.н})}{3{,}6},\ Вт \qquad (1.8)$$

Температура охлажденного приточного наружного воздуха $t_{п.н}$ выбирается из условий обеспечения комфортности воздухораспределения в рабочую зону и возможностей используемых средств охлаждения в приточном агрегате наружного воздуха. Для снижения температуры $t_{п.н}$ при подаче охлажденного наружного воздуха в рабочую зону успешно применяются отечественные конструкции воздухораспределителей со смешением охлажденного наружного $t_{п.н}$ и внутреннего $t_в$ воздуха [8, 9].

Температура приточного воздуха в смесительных эжекционных воздухораспределителях вычисляется по формуле

$$t_п = \frac{t_{п.н} + K_э t_в}{1 + K_э},\ °C, \qquad (1.9)$$

где $K_э = L_{в.э}/L_{п.н}$ — коэффициент эжекции в воздухораспределитель внутреннего воздуха $L_{в\,э}$ на единицу приточного наружного воздуха $L_{п.н}$.

В современных эжекционных воздухораспределительных аппаратах [8] достигается показатель $K_э = 2{,}8$.

1.3. Последовательность нахождения технических показателей систем кондиционирования

Расчет требуемой производительности приточных агрегатов начинают с теплого периода года, когда расчетные теплоизбытки имеют наибольшую величину. Для традиционных схем смесительного воздухораспределения (см. рис. 1.2*а*) в формуле (1.1) температура $t_у = t_в$ и $t_в, °C$ должны отвечать условиям теплового комфорта [18] или требованиям технологии производства. Температура приточного воздуха $t_п$ определяется рациональными способами охлаждения приточного воздуха и условиями комфортности поступления охлажденного воздуха в рабочую зону. В традиционных смесительных схемах воздухораспределения рабочий перепад температур принимается

$$\Delta t_{раб} = t_в - t_п = 8–10.\ °C.$$

В схемах вытеснительной вентиляции рабочий перепад температур по восприятию теплоизбытков может быть значительно больше и вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{раб} = t_у - t_п,\ °C. \qquad (1.10)$$

Путем применения эжекционных смесительных воздухораспределителей комфортность поступление охлажденного приточного воздуха может быть обеспечена при значительно более низких $t_п$. В теплый период года при температуре воздуха в рабочей зоне $t_в = 25\,°C$ температура приточного воздуха по условиям комфортности воздухораспределения может быть принята $t_п = 19\,°C$. Из преобразованного выражения (1.9) можно вычислить допустимую температуру охлажденного приточного наружного воздуха при применении эжекционного смесительного воздухораспределителя:

$$t_{п.н} = t_п(1 + K_э) - K_э t_в,\ °C. \qquad (1.11)$$

Или для принятых значений $t_в = 25\,°C$ и $t_п = 19\,°C$ по выражению (1.11) вычисляем возможную минимальную гемпературу охлажденного приточного наружного воздуха при $K_э = 2{,}8$:

$$t_{п.н(мин)} = 19(1 + 2{,}8) - 2{,}8 \times 25 = 2{,}2\,°C.$$

Осуществление охлаждения наружного воздуха до минимально-допустимой температуры $t_{\text{п.н(мин)}} = 2{,}2\,^{\circ}\text{C}$ энергетически не эффективно и. как правило, не применяется. Оценку и выбор энергетически рациональных режимов приготовления приточного воздуха удобно проводить с помощью графического построения процессов приготовления воздуха на $I{-}d$ диаграмме влажного воздуха. Подробное изложение особенностей построения и пользования $I{-}d$ диаграммой можно найти в различных литературных источниках, например в учебнике [2]. Принимаем условия, что охлаждение приточного наружного воздуха в приточном агрегате осуществляется от начального состояния (точка Н): $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$, $d_{\text{н}} = 10\,\text{г/кг}$ при расчетных параметрах Б теплого периода года в Москве [18]. Как правило, влаговыделения в помещениях административных зданий незначительны. Выделения влаги только от людей. Эти влаговыделения рационально поглощать количеством санитарной нормы охлажденного приточного наружного воздуха (процесс ПН-У на рис. 1.3).

На рис. 1.3 заштрихованным участком на $I{-}d$ диаграмма выделена область комфортных параметров воздуха в рабочей зоне административных и жилых зданий в теплый период года [18]. Поглотительная способность саннормы охлажденного наружного воздуха по восприятию влагоизбытков вычисляется по выражению

$$\Delta d_{\text{раб}} = \frac{W_{\text{вл-изб}}}{L_{\text{п.н}}\,\rho_{\text{п.н}}},\ \text{г/кг}. \qquad (1.12)$$

Количество влагоизбытков $W_{\text{вл-изб}}$, г/ч, вычисляется по известным методикам [2]. Применительно к административным зданиям при $t_{\text{в}} = 25\,^{\circ}\text{C}$ влаговыделения при работе средней тяжести от одного человека составляют 185 г/(чел·ч) [8]. По саннормам на одного человека подается $L_{\text{п.н}} = 60\,\text{м}^3/\text{ч}$. По формуле (1.12) получим

$$\Delta d_{\text{раб}} = \frac{185}{60 \times 1{,}2} = 2{,}6\ \text{г/кг}.$$

Энергетически наиболее рационально охлаждать приточный воздух при постоянном влагосодержании, когда весь холод затрачивается только на понижение температуры приточного воздуха. В расчетных условиях теплого периода года в Москве $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$; $d_{\text{н}} = 10\,\text{г/кг}$; температура точки росы $t_{\text{рн}} = 14\,^{\circ}\text{C}$. Это определяет максимальное охлаждение при постоянном влагосодержа-

нии 10 г/кг до $t_{\text{ох}} = 14{,}5\,^{\circ}\text{C}$. В приточном вентиляторе и воздуховодах нагрев приточного наружного воздуха составляет $1\,^{\circ}\text{C}$ и тогда $t_{\text{п н}} = 15{,}5\,^{\circ}\text{C}$. Для обеспечения комфортного поступления

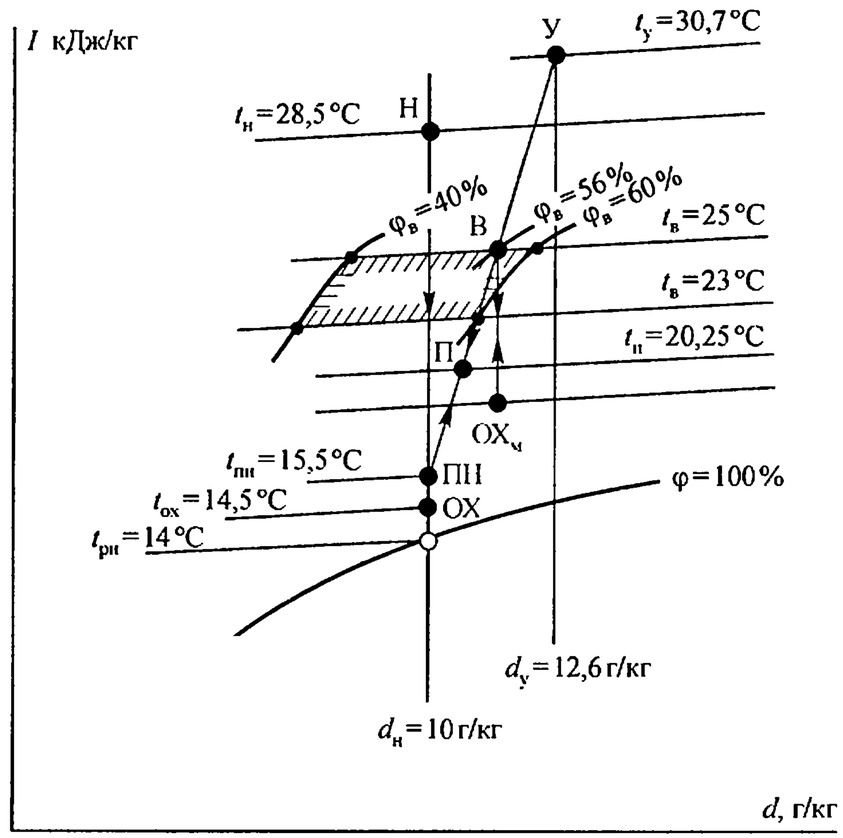


Рис. 1.3. Построение на $I{-}d$ диаграмме режима в теплый период года охлаждения санитарной нормы приточного наружного воздуха и отведение тепло- и влаговыделений в помещении. Условные обозначения режимов: Н–ОХ — охлаждение в приточном агрегате; ОХ–ПН — нагрев в приточном вентиляторе и воздуховодах; ПН–В–У — поглощение по высоте помещения тепло- и влаговыделений охлажденным приточным наружным воздухом, подаваемым в рабочую зону и удаляемым под потолком помещения; ПН–П–В — смещение в воздухораспределителе охлажденного и внутреннего воздуха; В–ОХм — охлаждение внутреннего воздуха в местном воздухоохладителе

охлажденного наружного воздуха в рабочую зону применяем эжекционный смесительный воздухораспределитель с коэффициентом эжекции $K_{\text{э}} = 1$ [8]. По формуле (1.9) вычисляем температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = \frac{15{,}5 + 1 \times 25}{1 + 1} = 20{,}25\,^{\circ}\text{C}.$$

Преобразуем выражения (1.2) относительно неизвестной температуры удаляемого воздуха $t_у$:

$$t_у = K_L(t_в - t_п) + t_п, \text{ °C}. \qquad (1.13)$$

На рис. 1.1 представлена графическая зависимость показателя K_L от отношения теплоизбытков, оставшихся в рабочей зоне, к общим теплоизбыткам. В современных административных зданиях применяется большое число служебных аппаратов, потребляющих электроэнергию, которая переходит в тепло, уносимое конвективными потоками под потолок. По натурным наблюдениям от общих теплопритоков в административном помещении в рабочей зоне остается не более 45% расчетных теплоизбытков. При таких условиях по графику на рис. 1.1. получаем $K_L = 2{,}2$. По выражению (1.13) вычисляем температуру удаляемого воздуха:

$$t_у = 2{,}2(25 - 20{,}25) + 20{,}25 = 30{,}7\,\text{°C}.$$

Охлажденный наружный воздух поступает в помещение при $d_{п.н} = 10\,г/кг$, а поглотительная способность по удалению влагоизбытков вычислена выше: $\Delta d_{раб} = 2{,}6\,г/кг$. Тогда влагосодержание удаляемого воздуха составит

$$d_у = d_{п.н} + \Delta d_{раб} = 10 + 2{,}6 = 12{,}6\,г/кг.$$

На I–d диаграмме (см. рис. 1.3) в месте пересечения изотермы $t_у = 30{,}7\,\text{°C}$ и влагосодержания $d_у = 12{,}6\,г/кг$ находим параметры удаляемого воздуха (точка У). Соединяем прямой линией точки ПН и У, получаем луч процесса поглощения в помещении постоянных гепло- и влаговыделений охлажденным приточным наружным воздухом.

Пересечение прямой ПН–У с изотермой $t_в = 25\,\text{°C}$ дает точку В — параметры воздуха в рабочей зоне помещения при комфортной влажности $\varphi_в = 56\%$.

Согласно построению на рис. 1.3 при подаче на одного человека в помещение саннормы приточного наружного воздуха $60\,м^3/ч$, воспринятые этим количеством приточного воздуха теплоизбытки вычисляются по выражению (1.8):

$$Q_{т\text{-}изб.\,п.н} = \frac{60 \times 1{,}2 \times 1(30{,}7 - 15{,}5)}{3{,}6} = 304\,Вт.$$

В современном административном здании один служащий, как правило, применяет для работы персональный компьютер, потребляющий до 200 Вт электроэнергии. При $t_в = 25\,\text{°C}$ явные тепловыделения от одного работающего на компьютере человека в комнате составляют: $200+70 = 270\,Вт/чел$. Постоянные тепловыделения рационально отводить охлажденным $L_{п.н(мин)}$ [8]. Оставшиеся в помещении теплоизбытки вычисляются по формуле

$$Q_{т\text{-}изб\text{-}мн} = Q_{т\text{-}изб} - Q_{т\text{-}изб.\,п.н.},\ Вт. \qquad (1.14)$$

По времени суток изменяются теплопритоки в помещении от солнечной радиации и трансмисионные теплопритоки через наружные ограждения, что рационально приравнивать левой части выражения (1.14). Это позволит в местном воздухоохладителе осуществить охлаждение внутреннего воздуха до температуры (процесс В–ОХ на рис. 1.3), обеспечивающей отведение переменных по времени суток теплоизбытков $Q_{t\text{-}изб\text{-}мн}$. Охладительная производительность местного агрегата легко автоматически регулируется, что позволяет изменять потребление холода в каждом помещении (или обслуживаемой зоне) по условиям изменения теплового режима и экономить энергию на выработку холода на центральной холодильной станции. Системы, в которых применяются центральные приточные и вытяжные агрегаты, а в помещениях установлены местных воздухоохладители, называются местно-центральными. В работе [8] подробно показано на значительные энергетические и экономические преимущества местно-центральных систем по сравнению с центральными традиционными системами. Для сравнения вычислим охладительную способность приточного воздуха в количестве $60\,м^3/ч$ от центрального агрегата, где наружный приточный воздух охлажден до $t_п = 17\,\text{°C}$ и подается традиционно сверху:

$$Q_{т\text{-}изб} = \frac{60 \times 1{,}2 \times 1(25 - 17)}{3{,}6} = 160\ Вт.$$

Для поглощения одинаковых теплоизбытков с $Q_{т\text{-}изб.\,п.н.} = 304\,Вт$, как вычислено выше для местно-центральной системы, применение традиционной центральной системы потребует следующего увеличения производительности приточного агрегата:

$$L_п = \frac{304 \times 3{,}6}{1{,}2 \times 1 \times (25 - 17)} = 114\ м^3/ч.$$

Полученное значение больше санитарной нормы наружного приточного воздуха в следующее количество раз:

$$\frac{L_{\text{п}}}{L_{\text{п.н(мин)}}} = \frac{114}{60} = 1{,}9.$$

Переменные по времени суток теплопритоки составляют не менее половины постоянных тепловыделений и для их отведения потребуется увеличение производительности приточного агрегата в традиционной центральной системе еще в два раза. Общее увеличение производительности приточного и вытяжного агрегатов в традиционный центральной системе будет не менее, чем в четыре раза по сравнению с местно-центральной системой, одинаковой способности по поглощению тепло- и влаговыделений.

Полученные данные позволяют сделать вывод о значительных энергетических и экономических преимуществах местно-центральных систем с подачей охлажденного воздуха в рабочую зону. Центральные приточные и вытяжные агрегаты рационально создавать на базе технологических блоков, разработанных по современной технологии приготовления требуемых параметров воздуха.

1.4. Особенности выбора оборудования и режимов работы приточно-вытяжных агрегатов в холодный период года

В холодный период года на преобладающей части территории России имеют место низкие отрицательные расчетные температуры наружного воздуха [18]. В традиционных центральных системах производительность по воздуху определяется для расчетных условий теплого периода года по выражению (1.1) и полученное $L_{\text{п}}$ значительное превышает минимально требуемый расход $L_{\text{п.н(мин)}}$ по санормам [18]. Для сокращения расхода тепла на нагрев приточного наружного воздуха в холодный период года в традиционных центральных системах прибегают к центральной рециркуляции. На рис. 1.4 показано построение расчетного режима работы традиционный центральной приточно-вытяжной системы в холодный период года в климате Москвы при $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$ и $d_{\text{н}} = 0{,}6\,\text{г/кг}$. На I d диаграмме заштрихованным сектором выделены возможные параметры воздуха в рабочей зоне помещения в холодной период года [8, 18].

Точкой В обозначены средние комфортные условия для холодного периода: $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 35\%$, $d_{\text{в}} = 5\,\text{г/кг}$. При $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$

влаговыделения от одного человека при работе средней тяжести 140 г/(ч·чел) [8]. Восприятие влаговыделений санормой приточного наружного воздуха составят

$$\Delta d_{\text{раб. п.н}} = \frac{140}{60 \times 1{,}23} = 1{,}9\ \text{г/кг}.$$

Для поддержания в рабочей зоне помещения комфортной влажности влагосодержание приточного наружного воздуха должно быть

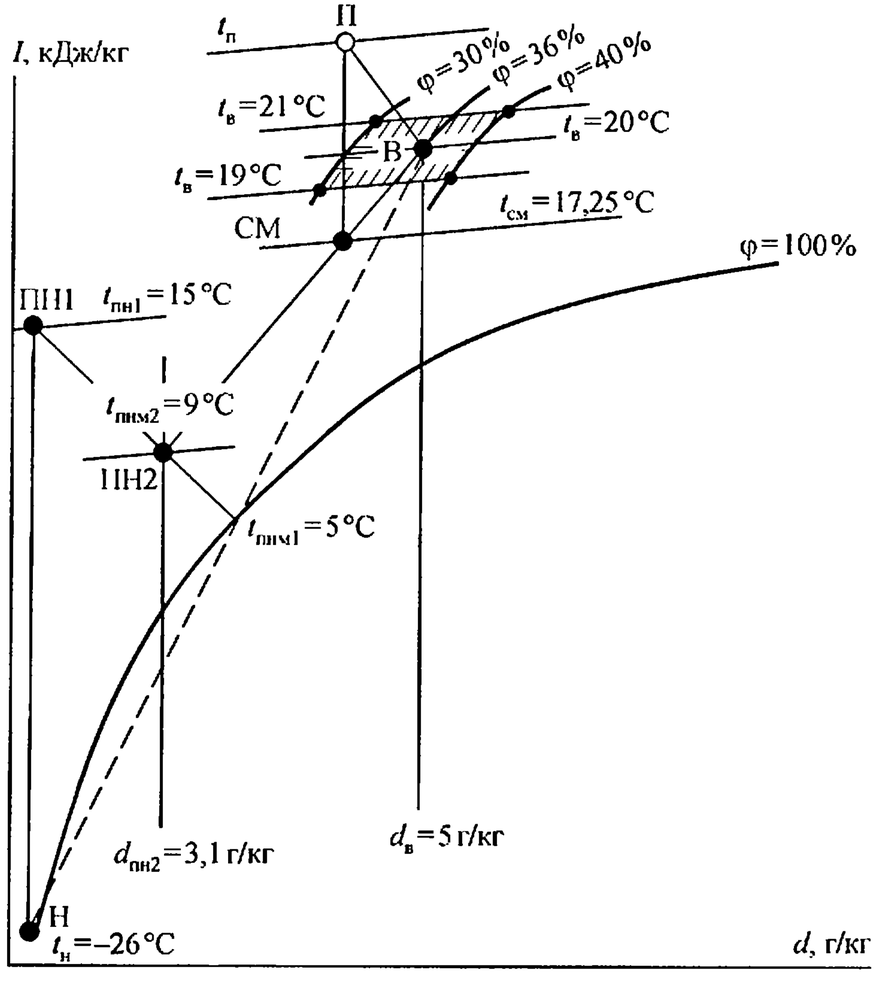


Рис. 1.4. Построение на I–d диаграмме режимов работы в холодный период года центральной приточно-вытяжной системы с рециркуляцией. Условные обозначения режимов обработки воздуха: Н–ПН1 — нагрев санормы наружного воздуха в воздухонагревателе; ПН1–ПН2 — адиабатное увлажнение наружного воздуха; ПН2–СМ–В — смешение в приточном агрегате приготовленного наружного и рециркуляционного внутреннего воздуха: СМ П — возможный регулируемый нагрев приточного воздуха в зональном подогревателе каждого помещения; Н В — штриховая линия смеси, при которой будет конденсация водяных паров

увеличено до значения

$$d_{\text{п.н}\,2} = d_{\text{в}} - \Delta d_{\text{раб. п.н}} = 5 - 1{,}9 = 3{,}1 \text{ г/кг}.$$

Энергетически целесообразно не допускать выпадения конденсата при смешении в приточном агрегате холодного наружного и рециркуляционного воздуха. На рис.1.4 проведено построение штриховой линии и показано прохождение части штриховой линии В–Н правей кривой $\varphi = 100\%$, что свидетельствует о возможности конденсации водяных паров из рециркуляционного воздуха при смешении с холодным воздухом и замерзании конденсата на конструктивных элементах камеры смешения. Для избежания этого проводится предподогрев саннормы приточного наружного воздуха до $t_{\text{п.н1}} = 15\,^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{п.н.м1}} = 5\,^{\circ}\text{C}$. Требуемое влагосодержание приточного наружного воздуха $d_{\text{п.н2}} = 3{,}1$ г/кг (точка ПН_2) достигается в функциональном блоке орошаемого гигроскопичного материала, где обеспечивается протекание режима адиабатного увлажнения саннормы приточного наружного воздуха. Требуемая эффективность режима адиабатного увлажнения вычисляется по выражению

$$E_{\alpha} = \frac{t_{\text{п.н1}} - t_{\text{п.н2}}}{t_{\text{п.н1}} - t_{\text{п.н.м1}}}. \qquad (1.15)$$

Для рассматриваемого режима по построению на рис. 1.4 по выражению (1.15) получим:

$$E_{\alpha} = \frac{15 - 9}{15 - 5} = 0{,}6.$$

Такое значения показателя E_{α} достижимо в современных конструкциях блоков адиабатного увлажнения с орошаемой насадкой [25]. Наружный подогретый и увлажненный приточный воздух с параметрами точки ПН_2 смешивается в приточном агрегате с рециркуляционным внутренним воздухом с параметрами точки В.

Температура смеси зависит от количества и параметров наружного и рециркуляционного воздуха в смеси и вычисляется по формуле:

$$t_{\text{см}} = \frac{L_{\text{п.н}} \times t_{\text{п.н2}} + L_{\text{в}} \times t_{\text{в}}}{L_{\text{п}}}, \ ^{\circ}\text{C}. \qquad (1.16)$$

Примем, что $L_{\text{п.н}} = 60\,\text{м}^3/\text{ч}$ и $L_{\text{в}} = 60 \times 3 = 180\,\text{м}^3/\text{ч}$. По (1.16) вычислим температуру смеси:

$$t_{\text{см}} = \frac{60 \times 9 + 180 \times 20}{60 + 180} = 17{,}25\,^{\circ}\text{C}. \qquad (1.17)$$

Точка смеси СМ находится в месте пересечения изотермы $t_{\text{см}} = 17{,}25\,^{\circ}\text{C}$ с прямой ПН2–В. Приточный воздух с параметрами точки СМ подводится к каждому обслуживаемому помещению. На отводе к каждому помещению устанавливается зональный воздухонагреватель, через трубки которого проходит горячая вода от центрального источника. Расход горячей воды через зональный воздухонагреватель регулируется по датчику, настроенному на поддержание в рабочей зоне помещения $t_{\text{в}} = 20 - 1\,^{\circ}\text{C}$. По результатом анализа режимов приготовления приточного воздуха в теплый и холодный периоды года выбирается следующее оборудование в составе приточного и вытяжного агрегатов центральной традиционной системы (см. рис. 1.5): *1* — воздушный клапан в камере

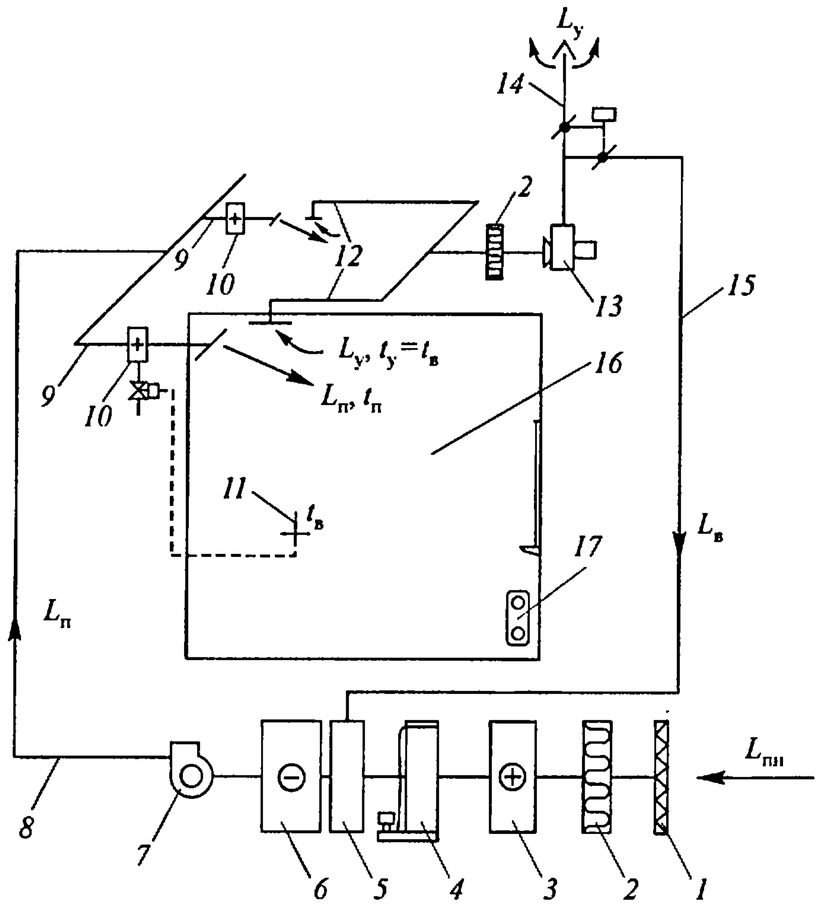


Рис. 1.5. Характерный состав оборудования приточно-вытяжных центральных систем с рециркуляцией при традиционной схеме организации воздухообмена сверху-вверх и с периметральной системой отопления здания

забора наружного воздуха с переменным количеством от $L_{\text{п.н}} = L_{\text{п}}$ летом, до $L_{\text{п.н(мин)}}$ зимой; *2* — воздушный фильтр; *3* — воздухона-

греватель для приточного наружного воздуха; *4* — секция адиабатного увлажнения; *5* — смесительная камера; *6* — воздухоохладитель; *7* — приточный вентилятор; *8* — приточный воздуховод для транспортирования $L_{\text{п}}$; *9* — отвод приточного воздуха в каждое обслуживаемое помещение; *10* — зональный подогреватель приточного воздуха в каждое обслуживаемое помещение; *11* — датчик контроля температуры воздуха $t_{\text{в}}$ в рабочей зоне каждого обслуживаемого помещения, управляющий нагревом приточного воздуха в зональном подогревателе; *12* — вытяжка из каждого обслуживаемого помещения; *13* — вытяжной вентилятор; *14* — выброс удаляемого воздуха в атмосферу; *15* — воздуховод рециркуляции; *16* — обслуживаемое помещение; *17* — нагревательный прибор центральной системы отопления по периметру здания.

Создание приточного и вытяжного агрегатов по требуемой технологии круглогодового приготовления приточного воздуха рекомендуется осуществлять с использованием современных технологических блоков, которые по принципу работы практически одинаковы у всех фирм. Можно отметить оборудование фирмы «York Россия» [25], которое может поставляется с наиболее желаемыми рациональными размерами поперечного сечения. В суровом климате России обеспечение комфортных условий в помещениях требует установки по периметру здания, как правило, под окнами нагревательных приборов *17*. Наибольшее распространение получили системы отопления с подачей горячей воды в нагревательные приборы от центральных источников теплоснабжения. По рекомендациям СНиП [18] у нагревательных приборов на трубопроводах подачи горячей воды устанавливаются терморегуляторы. Наличие у нагревательных приборов *17* терморегуляторов позволяет находящимся в помещениях людям настраивать желаемою температуру нагрева внутреннего воздуха.

Зональный подогреватель *10* на отводе поступающего в помещение приточного воздуха может настраиваться на поддержание в рабочей зоне помещения минимального комфортного уровня температуры внутреннего воздуха. Дальнейшее желаемое повышение температуры воздуха в помещении будет обеспечиваться индивидуальной настройкой терморегулятора у нагревательного прибора. В ночные часы, когда в помещениях нет людей, приточно-вытяжные агрегаты могут останавливаться и нагревательные приборы системы отопления обеспечивают режимы дежурного отопления при более низких $t_{\text{в}}$. В теплый период года воздухоохладитель *6* в приточном агрегате регулируется на поддержании постоянной

температуры охлажденного воздуха $t_{\text{ох}}$. При выбранной температуре охлаждения в каждом помещении от работы центральной системы поддерживается постоянный расчетный рабочий перепад температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})$, обеспечивающий отведения расчетных теплоизбытков в каждом помещении.

Расчеты и наблюдения за работой центральных систем в теплый период года показывают, что даже в расчетный период работы приточно-вытяжных систем теплопритоки в помещении значительно изменяются по времени суток. Наиболее значительны изменения расчетных теплоизбытков наблюдаются в помещениях. окна которых имеют южную и восточную ориентацию. Воздействие солнечной радиации на остекленные ограждающие конструкции зданий оказывает решающее влияние на формирование теплового режима в помещении. Для центральных приточно-вытяжных систем характерна подача приточным вентилятором *7* по приточному воздуховоду *8* приточного воздуха с одинаковой температурой охлаждения, например $t_{\text{п}} = 17\,^{\circ}\text{C}$, как это принято выше. В помещениях со значительными поступлениями солнечной радиации доля этих теплопритоков в расчетных теплоизбытках достигает 60%. Как известно, интенсивность воздействия солнечной радиации на окна южной и западной ориентации в течение рабочего дня изменяется от 0 до 100%. Наибольшая интенсивность солнечной радиации в климате Москвы летом на окна южной ориентации имеет место с 11 до 14 часов дня, на окна юго-восточной ориентации наибольшая интенсивность солнечной радиации имеет место утром в 10 -11 часов и после полудня в 14–15 часов [19]. В помещениях на этих фасадах здания для поддержания температуры воздуха на уровне теплого комфорта необходимо в часы отсутствия солнечной радиации на окна сократить охладительную способность приточного воздуха более чем в два раза. В рассмотренном выше примере рабочий перепад температур в теплый период года в традиционный центральной системе принят $\Delta t_{\text{раб.}} = 25 - 17 = 8\,^{\circ}\text{C}$. При снижении расчетных $Q_{\text{т-изб}}$ на 60% (нет солнечной радиации) при постоянном расходе приточного воздуха с температурой притока $t_{\text{п}} = 17\,^{\circ}\text{C}$ в помещениях в рабочей зоне температура воздуха понизится до $t_{\text{в}} = 21\,^{\circ}\text{C}$, что недопустимо по условиям теплого комфорта в теплый период года [18].

Для сохранения температуры воздуха в помещениях, обслуживаемых от центральных приточно-вытяжных систем, на требуемом уровне теплого комфорта применяются два метода регулирования:

1. *Качественное регулирование* путем изменения температуры приточного воздуха от его нагрева в зональном подогревателе *10* по команде датчика *11* контроля температуры воздуха $t_в$ в рабочей зоне помещения. Такой метод регулирования показан на схеме рис. 1.5 и нашел широкое применение в отечественной практике проектирования центральных систем [1]. Серьезным недостатком метода использования зональных подогревателей в теплый период года является то, что первоначально в воздухоохладителе *6* центрального приточного агрегата затрачиваются холод для снижения температуры приточного воздуха t_{ox}. Затем в помещениях, где понизились расчетные теплоизбытки, в зональных подогревателях *10* затрачивается тепло на повышение температуры приточного воздуха до уровня, отвечающего режиму поглощения сниженных тепловыделений для поддержания заданной температуры воздуха в помещении $t_в$ на комфортном уровне.

2. *Количественное регулирование* путем сокращения расхода охлажденного приточного воздуха. поступающего в помещение со сниженными по времени суток теплоизбытками при постоянной температуре $t_п$. В центральных системах с количественным регулированием расхода приточного воздуха вместо зональных подогревателей на отводных воздуховодах *9* к каждому помещению устанавливаются регуляторы расхода приточного воздуха, управляемые от датчика *11* контроля температуры $t_в$. Регуляторы расхода снабжаются специальными устройствами, обеспечивающими примерно одинаковое воздухораспределение в помещении, независимо от сокращения расхода приточного воздуха. Такие регуляторы дороги и требуют хорошей наладки и постоянного обслуживания.

Для сокращения расхода электроэнергии на привод приточного и вытяжного вентилятора при изменяющихся их производительностях при количественном регулировании применяются дополнительные устройства для контроля создаваемого вентиляторами давления. При повышении давления в сети, обусловленного снижением производительности вентилятора, датчик контроля давления в сети воздействует на автоматический регулятор изменения числа оборотов приводного электродвигателя вентилятора. Такие автоматические устройства значительно удорожают и усложняют эксплуатационное обслуживание систем.

Глава 2

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ АДМИНИСТРАТИВНЫХ ЗДАНИЙ

2.1. Центральные СКВ для административных зданий

Для административных зданий характерно многокомнатное расположение служебных помещений. Поэтому прежним традиционным решением систем кондиционирования воздуха явилось сооружение перимстральной системы отопления с расположением под окнами радиаторов или конвекторов. Центральной приточный агрегат обеспечиваст подачу по помещениям смеси приточного наружного и рециркуляционного воздуха с устройством зональных воздухонагревателей для регулирования общей группы помещений температуры приточного воздуха.

За последнис годы наметилась тенденция строительства административных зданий для сдачи их помещений в аренду отдельным фирмам. Арендующая фирма занимает целый или часть этажа. Режимы по времени работы и насыщенности электронным оборудованием различных фирм не совпадают, что невозможно учесть при разработке проскта. Автор знакомился с режимами работы центральной СКВ в новом многоэтажном административном здании, построенном фирмой «Макдональдс» на ул. Тверской напротив здания Центрального телеграфа в Москве. В здании применена центральная система с рециркуляцией и подачей приточного воздуха через щелевые воздухораспределители на потолке и вытяжка через плафоны, расположенные, на потолке на расстоянии 1,5 м от приточных устройств. По периметру здания установлены стальные радиаторы, имеющие на подводящем трубопроводе терморегулирующие вентили, которые обеспечивают изменение расхода горячей воды по уровню настройки желаемой температуры воздуха в зоне около нагревательного прибора. На этажах нет постоянных строительных перегородок для образования служебных помещений.

При обслуживании здания было отмечено перетекание части охлажденного приточного воздуха в вытяжные устройства, что определяет получение показателя эффективности воздухораспределителя $K_L < 1$. В некоторых этажах отмечено размещение внутренних алюминиевых перегородок так, что в выделенное помещение попали только приточные воздухораспределители, а в соседнем служебном помещении располагается только вытяжные устройства. Это нарушает воздушный режим и создает неблагоприятные параметры воздуха в тех помещениях, где функционируют только вытяжные устройства.

Отмечено наличие двух свободных этажей, которые еще не сданы в аренду, но они обслуживаются от единой на здание центральной СКВ, что приводит к переходу электроэнергии. Из-за наличия центральной рециркуляции в СКВ не применена установка утилизации, что приводит к повышенным расходам тепла. Наличие общих на этаже зональных воздухонагревателей не позволяет осуществлять регулирование температуры воздуха в каждом помещении.

2.2. Местно-центральные системы в административных зданиях с расположением в помещениях вентиляторных доводчиков и нагревательных приборов периметральных систем отопления

Под активным влиянием зарубежных производящих и строящих фирм за последние годы получали широкое применение в России местно-центральные системы с установкой в помещениях вентиляторных доводчиков (часто называемых фен-койл). Зарубежным производителем вентиляторных доводчиков весьма выгодна их поставка, так как через 8–10 лет электровентиляторная группа вырабатывает свой ресурс качественной малошумной работы и необходима их замена. Стоимость замены составит не менее 70% первоначальной стоимости, которая составляет порядка 360$.

В условиях мягких зим, которые характерны для стран Европы, вентиляторные агрегаты успешно выполняют роль нагревательных приборов, когда в их теплообменники от работы насоса подается горячая вода. Расчетные теплопотери в зданиях на 80% меньше расчетных теплопотерь для помещений в климате России. Поэтому поломка вентиляторов или неисправность их привода электродвигателя приводят к снижению теплопроизводительности агрегатов, но ее хватает для стран с мягкими зимами. В отечественной практике из-за суровых зим на вентиляторные агрегаты возлагаются только функции охлаждения внутреннего воздуха, а для целей отопления помещений здания применяются местные нагревательные приборы периметральной системы отопления, с установкой отопительных приборов под окнами. Для подачи в помещения минимально-требуемого расхода наружного воздуха $L_{\text{п.в(мин)}}$ используется отдельная приточная система. В работе [16] приводятся данные об опыте последних лет по проектированию в России систем кондиционирования офисных зданий. В работе отдается предпочтение местно-центральным системам с вентиляторными агрегатами (фен-койлами или сплит системами). При этом отмечается, что применение вентиляторных агрегатов связано с существенным недостатком: высокая скорость движения воздуха и недопустимо низкая (при охлаждении) температура в воздушной струе на входе в обслуживаемую зону. Поэтому при проектировании вентиляторные агрегаты следует размещать в помещении таким образом, чтобы в зоне их непосредственного воздействия не находились постоянные рабочие места. Приведенная из работы [16] выдержка объясняет то, что основным местом размещения в отечественной практике вентиляторных доводчиков является подвесное положение под потолком помещения. На охлаждение в теплообменнике вентиляторного агрегата засасывается воздух из верхней зоны помещения. Это делает энергетически неэффективной применение схемы подачи саннормы наружного воздуха в рабочую зону, так как под потолком помещения будет собираться воздух более высокой температуры по сравнению с температурой воздуха в рабочей зоне. На рис. 2.1*а* показана конструктивная схема вентиляторного доводчика, включающего: *1* — декоративный кожух; *2*— диаметральный или радиальный вентилятор с непосредственным приводом от электродвигателя, число оборотов которого может вручную устанавливаться в три положения, что обеспечивает максимальную, среднюю или низкую производительность по воздуху; *3* — теплообменник, соединяемый подающими и обратными трубопроводами с центральным источником приготовления холодной воды. На рис. 2.1*б*, *в* показаны возможные схема забора на охлаждение внутреннего воздуха в верхней зоне и выпуск в помещение охлажденного воздуха. Внутренний воздух на охлаждение поступает из верхней зоны помещения, куда естественные конвективные потоки поднимают испаряющуюся от

людей влагу, запахи, табачный дым и др. вредности. которые должны удалятся вытяжной вентиляцией.

Работа вентилятора *2* доводчика возвращает часть этих вредностей с охлаждсннным воздухом в рабочую зону помещения, что

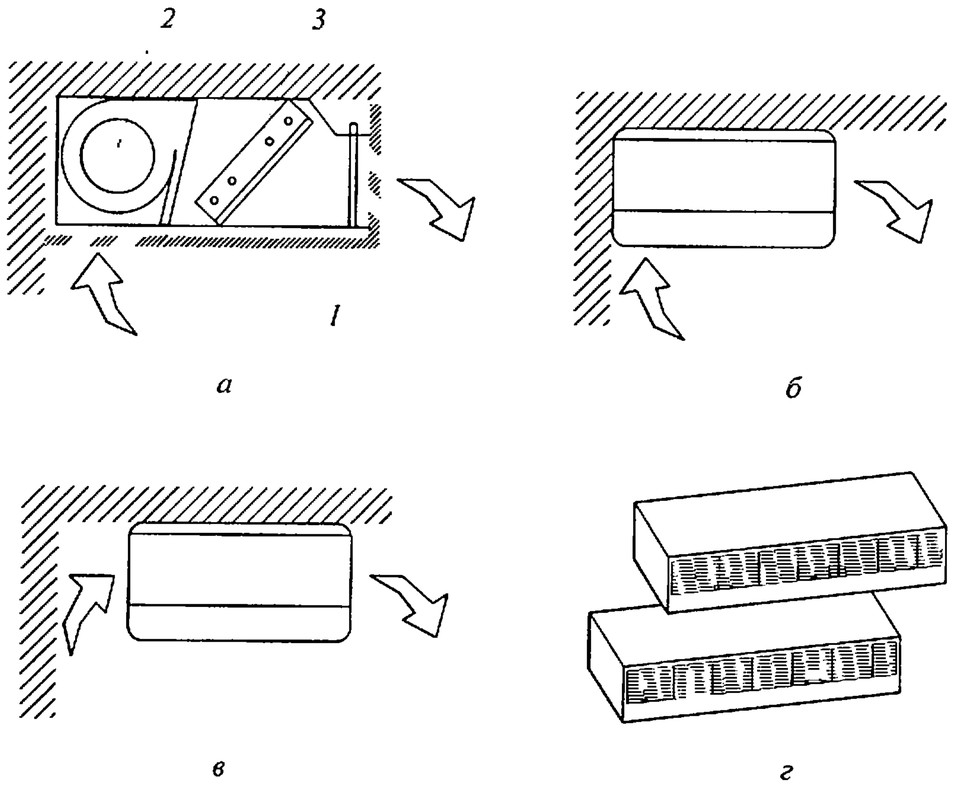


Рис. 2.1. Вентиляторные доводчики (фан-койл) и их монтажное расположение при применении для охлаждения внутреннего воздуха в климате России: *а*) конструктивная схема: *1* — декоративный кожух с заборными и приточными решетками; *2* — центробежный вентилятор; *3* — теплообменник, присоединяемый подающим и обратным трубопроводами к центральному источнику снабжения холодной водой; *б*) подвесное монтажное положение с забором внутреннего воздуха на охлаждение через нижнее заборное отверстие в кожухе; *в*) подвесное монтажное положение при заборе внутреннего воздуха с торцевой части кожуха; *г*) внешний вид подвесных вентиляторных доводчиков

значительно ухудшает санитарно-гигиенические качества работы системы.

На рис. 2.2 представлено построение на $I-d$ диаграмме режимов работы местно-центральной приточно-вытяжной системы с вентиляторными доводчиками в расчетных условиях теплого периода года. В центральном приточном агрегате круглый год приготовляется минимально-необходимое по санитарным нормам количество приточного наружного воздуха $L_{\text{п н(мин)}}$ для всех обслу-

живаемых помещений. В теплый период года в рабочей зоне помещения по условиям теплового комфорта для людей могут поддерживаться $t_{\text{в}} = 25\,^{\circ}\text{C}$ и максимальная относительная влажность $\varphi = 60\%$ при $d_{\text{в}} = 11{,}8\,\text{г/кг}$ (точка В). При параметрах Б в климате

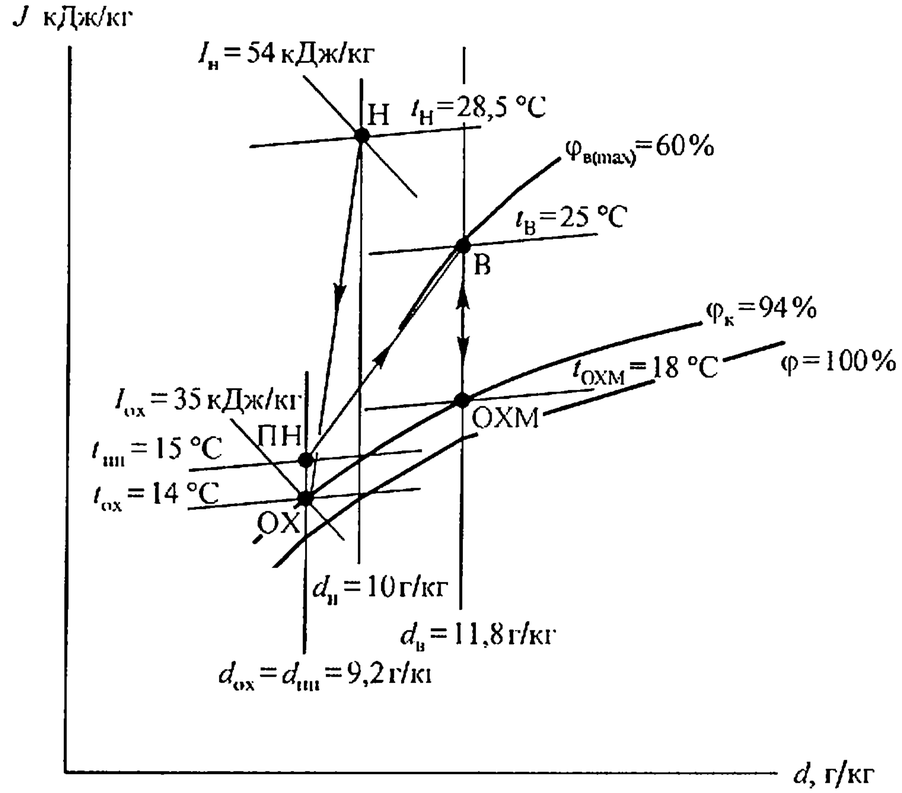


Рис. 2.2. Построение на $I-d$ диаграмме расчетного режима работы в теплый период года местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками в обслуживаемых помещениях: Н–ОХ — охлаждение и осушение саннормы приточного наружного воздуха в воздухоохладителе центрального приточного агрегата; ОХ–ПН — нагрев в вентиляторе и приточных воздуховодах; ПН–В — поглощение тепло- и влаговыделений приготовленным приточным наружным воздухом; В–ОХм — охлаждение внутреннего воздуха в теплообменнике местного вентиляторного доводчика; ОХм -В — поглощение тепловыделений, охлажденным в вентиляторном доводчике внутренним воздухом

Москвы в теплый период года расчетное влагосодержание наружного воздуха составляет $d_{\text{п}} = 10\,\text{г/кг}$. Как было отмечено выше, энергетически наиболее целесообразно охлаждать приточный наружный воздух при постоянном влагосодержании $d_{\text{п}}$. В таком режиме охлаждения поглотительная способность приточного наружного воздуха по восприятию влаговыделений в рассматриваемой системе составит:

$$\Delta d_{\text{раб}} = d_{\text{в}} - d_{\text{п.н}} = 11{,}8 - 10 = 1{,}8\ \text{г/кг}.$$

На одного работающего в офисном помещении подается 60 м^3/ч приготовленного наружного воздуха. При работе средней тяжести при $t_в = 25\,°C$ один человек выделяет 185 г/(чел·ч) влаги. Для поддержания комфортных условий по влажности воздуха в рабочей зоне приточный наружный воздух должен обладать следующей способностью по влагопоглощению:

$$\Delta d_{раб.тр} = \frac{W_{вл\text{-}изб}}{L_{пи}\,\rho_{пи}} = \frac{185}{60 \times 1{,}2} = 2{,}6 \text{ г/кг}.$$

Этот расчет показывает, что необходимо в центральном приточном агрегате реализовывать режим охлаждения и осушения приточного наружного воздуха до влагосодержания:

$$d_{раб.итр} = d_в - \Delta d_{раб.гр} = 11{,}8 - 2{,}6 = 9{,}2 \text{ г/кг}.$$

Принципиально возможно осушение воздуха осуществлять в теплообменнике вентиляторного доводчика. Это потребует подачи в теплообменнике холодной воды с температурой t_{w1} на 6–8 градусов ниже температуры точки росы внутреннего воздуха $t_{в.р} = 16{,}5\,°C$. Технически это легко реализуется, но в конструкции вентиляторного доводчика должен быть добавлен поддон, который необходимо соединить трубопроводом с канализацией для отвода выпадающего при осушке воздуха конденсата. Эти дополнительные устройства для возможности осуществления режимов осушки внутреннего воздуха в вентиляторном доводчике трудно выполнимы и предпочтение отдается реализации режима охлаждения и осушения (процесс Н-ОХ на рис. 2.2) в воздухоохладителе центрального приточного агрегата.

В вентиляторе и приточных воздуховодах приточный наружной воздух нагревается на 1 градус и с $t_{пн} = 15\,°C$ и $d_{пн} = 9{,}2$ г/кг поступает в помещение. Луч процесса поглощения тепло- и влаговыделений приточным наружным воздухом отвечает режиму ПН–В.

Охладительная способность по явному теплу приточного наружного воздуха, подаваемого по санноpме на одного человека, согласно построению на рис. 2.2 составляет:

$$Q_{т\text{-}изб.пн} = \frac{60 \times 1{,}2 \times 1(25 - 15)}{3{,}6} = 200 \text{ Вт}.$$

В теплообменнике вентиляторного доводчика охлаждение при постоянном влагосодержании может осуществляться до температуры

$t_{ох.м} = 18\,°C$ (см. рис. 2.2). На 1 м^3/ч производительности вентиляторного агрегата возможно достижение следующей охладительной способности:

$$q_{т\text{-}изб.м} = \frac{1 \times 1{,}2 \times 1(25 - 18)}{3{,}6} = 2{,}3 \text{ Вт/(м}^3\text{/ч)}.$$

Требуемая охладительная способность местного вентиляторного доводчика вычисляется по формуле

$$Q_{т\text{-}изб.м.вн} = Q_{т\text{-}изб} - Q_{т\text{-}изб.пн}, \text{ Вт}. \qquad (2.1)$$

Требуемая производительность по воздуху местного вентиляторного доводчика вычисляется по формуле

$$L_{вн.м} = \frac{Q_{т\text{-}изб.м.вн}}{q_{т\text{-}изб.м}}, \text{ м}^3\text{/ч}. \qquad (2.2)$$

Поддержание комфортной температуры воздуха в рабочей зоне помещения $t_в$ достигается автоматическим регулированием работы местного вентиляторного доводчика.

В холодный период года поддержание $t_в = 20\,°C$ в помещении осуществляется от работы отопительных приборов центральной перимстральной системы отопления. Вентиляторные доводчики зимой в климате России, как правило, не работают.

Поддержание комфортного значения относительной влажности внутреннего воздуха на минимальном допустимом уровне $\varphi_{в(мин)} = 30\%$ достигается соответствующим приготовлением санитарной нормы приточного наружного воздуха в приточном агрегате.

2.3. Место-центральные системы для административных зданий с размещением в помещениях доводчиков эжекционного типа

Местно-центральные системы с размещением в помещениях доводчиков эжекционного типа начали применяться в нашей стране с 1964 г. Одна из наиболее совершенных таких систем осуществлена в административном здании в Москве, ул. Б. Дмитровка, 26 (здание ныне занимает Совет Федерации) и успешно работает с 1983 г.

Конструкция современного отечественного доводчика типа ДЭ.2.6. 140/180 показана на рис. 2.3. Доводчики эжекционные разработаны и производятся отечественной фирмой «Обитель»

(тел. (095) 775-55-27). Цифра 2 в названии типа — размера доводчика эжекторного (ДЭ) — указывает на наличие двух теплообменников, что позволяет их применять в четырехтрубных схемах снабжения горячей и холодной водой: присоединяются подающий

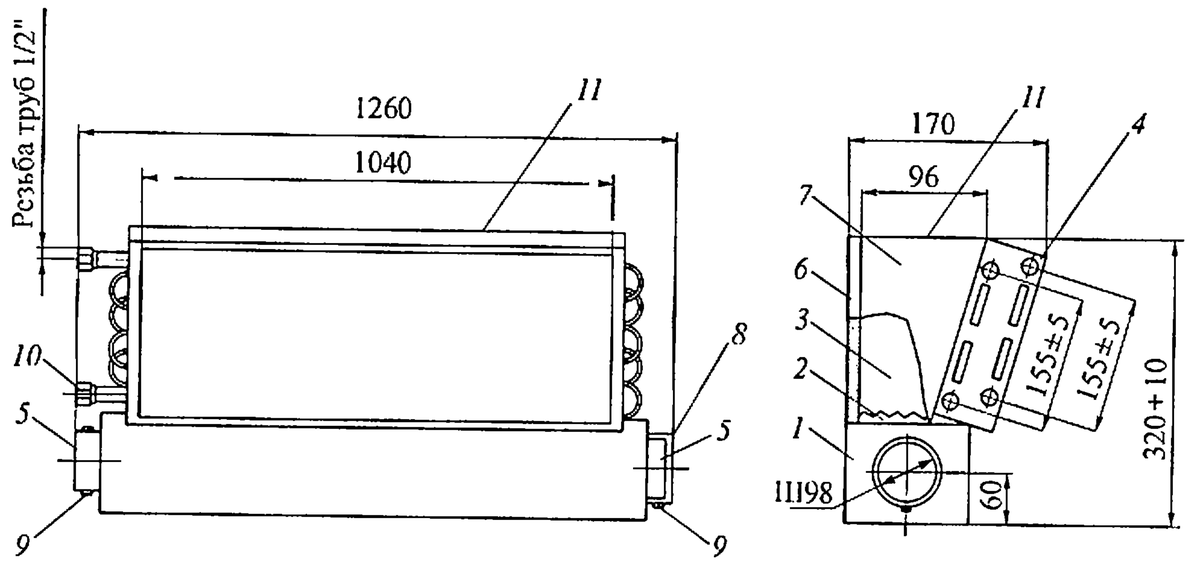


Рис. 2.3. Конструкция доводчика эжекционного ДЭ.2.6.140/180: *1* — камера первичного воздуха; *2* — сопловой элемент; *3* — камера смешения; *4* — теплообменник: *5* — патрубок, *6* — задняя стенка; *7* — боковые стенки; *8* — заглушка; *9* — хомут; *10* — транспортная пробка; *11* — выходное сечение

и обратный трубопроводы к переднему теплообменнику, что создает двухтрубный независимый контур циркуляции горячей воды системы отопления здания; подающий и обратный трубопроводы холодной воды присоединяются ко второму теплообменнику. Наличие двух независимых двухтрубных контуров циркуляции горячей и холодной воды позволяет одновременно подавать холод в помещения с наличием солнечной радиации на окна фасада здания, где создаются значительные теплоизбытки, а в помещения на теневых фасадах, где имеются теплопотери, подавать горячую воду на цели отопления. Особенно необходимы такие режимы работы системы кондиционирования воздуха в переходный период года при температурах наружного воздуха от 0 до 12 °С. Цифра 6 в названии отвечает диаметру сопла в 6 мм в сопловом элементе. При паспортной производительности по первичному (наружному) воздуху от 140 до 180 м^3/ч, о чем указывают конечные цифры в названии ДЭ, скорость выхода первичного воздуха из сопел обеспечивает малошумность ниже 30 дБ,что отвечает нормам спальных комнат.

Для обеспечения работы ДЭ к его патрубку *5* подводится гибкий отвод диаметром 100 мм от приточного воздуховода центрального приточного агрегата, в котором круглый год приготовляется суммарное количество саннормы наружного воздуха для всех обслуживаемых от этого агрегата помещений. Теплообменники ДЭ трубопроводами соединяются с центральными источниками выработки холода и тепла. Для удешевления системы применяются ДЭ с одним теплообменником, соединенным по двухтрубной схеме с водонагревателем и водоохладителем. В холодный и переходный периоды года в теплообменники ДЭ подается горячая вода. Подача к помещениям холода обеспечивается подведением к камере первичного воздуха *1* от центрального агрегата приточного наружного воздуха с низкой температурой до $t_{\text{пн(мин)}} = 8{,}6\,^\circ\text{С}$.

Первичный воздух выходит из сопел элементов *2* и эжектирует через оребренные трубки теплообменника *4* внутренний воздух. Для конструкции ДЭ.2.6.140/180 в испытаниях получен $K_\text{э} = 2{,}8$ [8]. Поэтому температура смеси приточного воздуха на выходе из сечения *11* вычисляется по формуле (1.9). Для условий отсутствия подачи горячей воды в теплообменник *4* при наличии теплопритоков в помещении от людей. оборудования и солнечной радиации в помещениях в холодный период года поддерживается комфортная температура $t_\text{в} = 21\,^\circ\text{С}$, что свидетельствует об отсутствии теплопотерь и наличии тепловыделений. В этом режиме в помещение необходимо подводить холод, что достигается выходом через сопла первичного воздуха $t_\text{пн} = 8{,}6\,^\circ\text{С}$. Температура притока в этом режиме в помещении по формуле (1.9) составит

$$t_\text{п} = \frac{8{,}6 + 2{,}8 \times 21}{1 + 2{,}8} = 17{,}7\,^\circ\text{С}.$$

Градиент температур между приточным воздухом и воздухом помещения составляет $\Delta t_\text{раб} = 21 - 17{,}7 = 3{,}3$ градуса, что отвечает комфортным условиям воздухораспределения в холодный период года. Подача к ДЭ приточного наружного воздуха с температурой $t_\text{пн} = 8{,}6\,^\circ\text{С}$ позволяет в холодный период года экономить тепло на нагрев приточного воздуха в центральном приточном агрегате и одновременно располагать источником холода в каждом помещении для отведения внутренних теплоизбытков. На входе горячей воды в теплообменники устанавливается терморегулирующий клапан, обеспечивающий изменение расхода горячей воды в теплообменнике ДЭ в зависимости об настроенного уровня

внутренней температуры $t_в$. При необходимости увеличения охладительной способности ДЭ в его теплообменник подается холодильная вода, что достигается соответствующим переключением вентилей на трубопроводах у центральных водонагревательных и водоохладительных теплообменников.

Отсутствие в ДЭ движущихся частей (вентилятора и электродвигателя) делает этот аппарат самым надежным в эксплуатации и простым в обслуживании. В отечественной практике имеется опыт 30-летней надежной работы отечественных ДЭ в системах кондиционирования административных зданий [8].

Современные административные здания строятся со свободной планировкой внутренних помещений. Поэтому системы приточно-вытяжной вентиляции должны сохранять эффективную работу и обслуживать все помещение на этаже, независимо от изменения мест установки внутренних перегородок. В качестве постоянного строительного модуля можно рассматривать наружные окна, которые не перекрываются меняющимися внутренними перегородками.

Для создания модульного принципа работы в здании приточно-вытяжных систем наиболее подходят местно-центральные системы с ДЭ. На рис. 2.4 показан пример встраивания ДЭ в подоконную

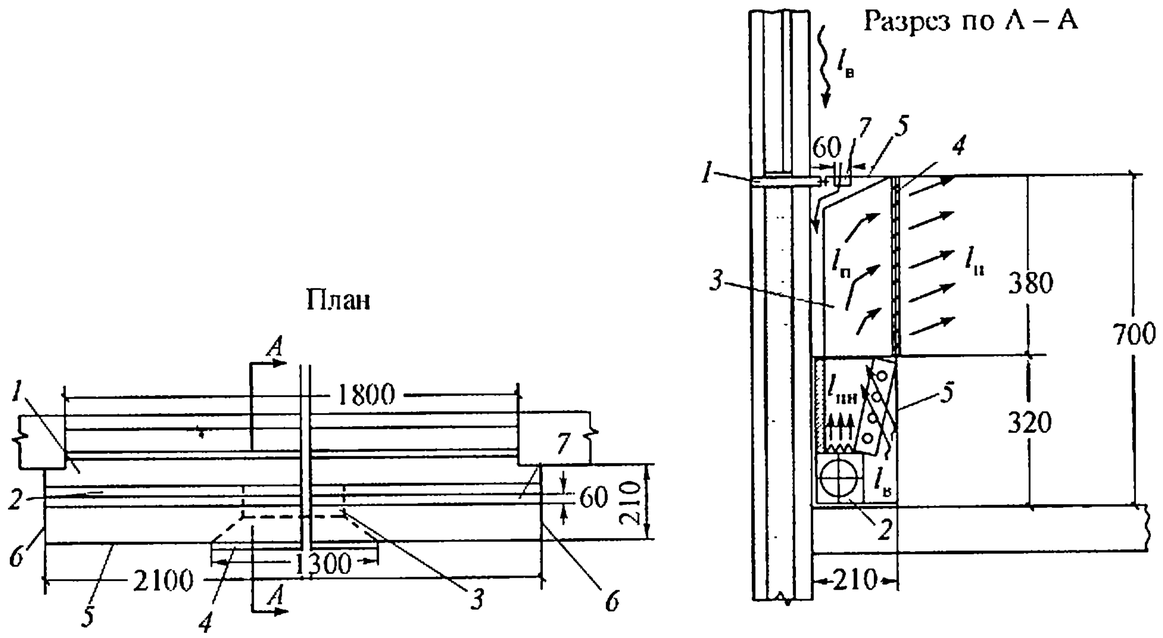


Рис. 2.4. Встраивание ДЭ.1.6.140/180 в нишу с подачей приточного воздуха в рабочую зону помещения

нишу, где местный аппарат одновременно выполняет следующие функции: смеситель охлажденного наружного $L_{пн}$ и внутреннего

$L_в$ воздуха; высокоэффективный отопительный агрегат, обеспечивающий нагрев внутреннего воздуха при подаче к теплообменнику горячей воды с температурой не выше 40 °С; дежурное отопление в ночные часы при остановленных приточных и вытяжных агрегатах, когда в помещениях нет людей; высокоэффективное охлаждение внутреннего воздуха при подаче к теплообменнику холодной воды; воздухораспределитель с подачей приточного воздуха в рабочую зону помещения при комфортном перепаде температур и скоростей движения в рабочей зоне.

Перечисленные функции не могут выполняться другими известными конструкциями местных доводчиков. На рис. 2.4 показаны следующие конструктивные элементы:

1 — короткая подоконная плита, соединенная с торца с щелью *7* шириной до 60 мм по всей длине остекления, что обеспечивает засасывание в ДЭ ниспадающих холодных потоков $l_в$ от остекления окна и устраняет холодное дутье от окна;

2 — доводчик эжекционный ДЭ с одним теплообменником, соединенным подающим и обратным трубопроводами с центральным источником приготовления горячей и холодной воды в зданий;

3 — переходной патрубок, устанавливаемый по выходному сечению ДЭ и соединенный с выходным отверстием *4* в декоративной панели *5*;

6 — боковые декоративные стенки ограждения.

К камере первичного воздуха ДЭ через гибкий воздуховод диаметром 100 мм подводится санитарная норма наружного воздуха.

Обычно на площади строительного модуля шириной 3,4 м и глубиной 6 м с окном шириной 1800 мм размещается три рабочих места с наличием у каждого работающего персонального компьютера и другого служебного оборудования, потребляющего электроэнергию, переходящую в тепло. Постоянные тепловыделения от трех работающих и их служебного оборудования составляют порядка 800 Вт. Рационально постоянные тепловыделения воспринимать охлажденным приточным наружным воздухом, который в рассматриваемый строительный модуль подается в количестве

$$l_{пн(мин)} = 3 \times 60 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Влаговыделения от трех человек рационально воспринимать приточным наружным воздухом. При $t_в = 25\,°\text{С}$ и работе средней тяжести один человек выделяет влаги 185 г/ч. Для отведения

влаговыделений от трех человек удаляемый воздух должен иметь следующие влагосодержание:

$$d_{\text{у}} = d_{\text{пн}} + \frac{W_{\text{вл.изб}}}{l_{\text{пн}}\,\rho_{\text{пн}}} = 10 + \frac{185 \times 3}{180 \times 1{,}2} = 12{,}6 \text{ г/кг}.$$

Для поглощения постоянных теплоизбытков в 800 Вт в строительном модуле только охлажденным наружным воздухом требуется обеспечить в помещении следующее увеличение его температуры:

$$\Delta t_{\text{пн}} = \frac{800 \times 3{,}6}{180 \times 1{,}2 \times 1} = 13{,}3\,^{\circ}\text{C}.$$

Как было показано выше, в климате Москвы при постоянном влагосодержании в расчетных условиях теплого периода года можно достигнуть охлаждением температуры $t_{\text{пн}} = 15{,}5\,^{\circ}\text{C}$ (см. построение на рис. 1.3). В теплообменнике ДЭ примем температуру охлажденного воздуха $t_{\text{в ДЭ}} = 21\,^{\circ}\text{C}$. При подаче в рабочую зону от ДЭ (см. рис. 2.4) температура приточного воздуха по формуле (1.9) должна определяться с учетом охлаждения внутреннего воздуха:

$$t_{\text{п}} = \frac{15{,}5 + 2.8 \times 21}{1 + 2{,}8} = 19{,}6\,^{\circ}\text{C}.$$

Для современного административного помещения можно принять показатель $K_L = 2{,}2$. Тогда температура удаляемого из верхней зоны помещения отепленного воздуха по формуле (1.3) составит

$$t_{\text{у}} = 2{,}2(25 - 19{,}6) + 19{,}6 = 31{,}5\,^{\circ}\text{C}.$$

Поглотительная способность по восприятию явных тепловыделений охлажденным приточным наружным воздухом составит

$$Q_{\text{т-изб.пн}} = \frac{180 \times 1.2 \times 1(31{,}5 - 15{,}5)}{3{,}6} = 960 \text{ Вт}.$$

Полученное значение больше величины постоянных тепловыделений 800 Вт, и энергетически рационально повысить температуру охлажденного приточного наружного воздуха.

Примем $t_{\text{п}} = 18\,^{\circ}\text{C}$ и по формуле (1.9) получим:

$$t_{\text{п}} = \frac{18 + 2{,}8 \times 21}{1 + 2{,}8} = 20{,}2\,^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{у}} = 2.2(25 - 20{,}2) + 20.2 = 30{,}8\,^{\circ}\text{C}.$$

Воспринимаемые тепловыделения составят

$$Q_{\text{т-изб.пн}} = \frac{180 \times 1{,}2 \times 1(30{,}8 - 18)}{3{,}6} = 768 \text{ Вт}.$$

Полученная расчетная величина поглощения тепловыделений охлажденным приточным наружным воздухом только на 32 Вт меньше расчетных постоянных тепловыделений в 800 Вт. Поэтому можно не проводить дальнейших уточнений температуры $t_{\text{пн}}$ и недостающие 32 Вт прибавить к требуемой расчетной холодопроизводительности теплообменника ДЭ.

В теплый период года наибольшая величина переменных теплопритоков через наружные ограждения здания определяется проникающей через остекление в помещение солнечной радиации. В рассматриваемом строительном модуле административного здания оконный проем имеет размеры $1{,}8 \times 1{,}8 = 3{,}24\,\text{м}$. С учетом двойных рамных переплетов размер остекления в окне составляет $f_{\text{ок}} = 1{,}7 \times 1.7 = 2{,}89\,\text{м}$. Наиболее интенсивная солнечная радиация в климате Москвы наблюдается на окна юго-восточного фасада и составляет $q_{\text{с.р}} = 586\,\text{Вт/м}^2$. Современные окна имеют солнцезащитные устройства с коэффициентом солнцезащиты $\beta_{\text{с.р}} = 0{,}4$. Количество теплоты солнечной радиации, поступающей через окно строительного модуля, вычисляется по формуле

$$Q_{\text{т.с.р}} = f_{\text{ок}}\, q_{\text{с.р}}\, \beta_{\text{с.р}}, \text{ Вт}, \tag{2.3}$$

или для рассматриваемого модуля

$$Q_{\text{т.с.р}} = 2{,}89 \times 586 \times 0{,}4 = 677{,}4 \text{ Вт}.$$

Современные трехслойные стены имеют коэффициент термического сопротивления не менее $R_{\text{ст}} = 3\,\text{м}^2\cdot\text{град/Вт}$. Поступающее тепло через наружные стены модуля под воздействием перепадов температур вычисляется по формуле

$$Q_{\text{т.тр}} = \frac{f_{\text{ст}}(t_{\text{н}} - t_{\text{в}})}{R_{\text{ст}}}, \text{ Вт}. \tag{2.4}$$

Площадь стены за вычетом площади оконного проема в строительном модуле $3{,}4 \times 3\,\text{м}$ составляет

$$f_{\text{ст}} = (3{,}4 \times 3) - (1{,}8 \times 1.8) = 7\ \text{м}^2.$$

По формуле (2.4) для рассматриваемого модуля получим:

$$Q_{\text{т.тр}} = \frac{7(28{,}5 - 25)}{3} = 8{,}2 \text{ Вт}.$$

В угловых помещениях и помещениях на верхнем этаже величина трансмиссионных теплопритоков будет больше, так как в формуле (2.4) возрастает величина поверхности стен и потолка.

Для рассматриваемого среднего строительного модуля теплообменник ДЭ в расчетных условиях теплого периода года должен обеспечить следующую охладительную способность:

$$Q_{\text{х ДЭ}} = 677{,}4 + 32 + 8{,}2 = 717.6 \text{ Вт}.$$

Через теплообменник ДЭ проходит следующее количество охлажденного внутреннего эжектируемого воздуха:

$$l_{\text{в ДЭ}} = K_{\text{э}} \times l_{\text{пн}} = 2{,}8 \times 180 = 504 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для обеспечения требуемой холодопроизводительности теплообменника ДЭ на выходе из него температура эжектируемого внутреннего воздуха вычисляется по формуле

$$t_{\text{в ДЭ}} = t_{\text{в}} - \frac{Q_{\text{х ДЭ}} \times 3{,}6}{l_{\text{в ДЭ}}\, \rho_{\text{в}}\, c_p}, \text{ °С}. \qquad (2.5)$$

Или для рассматриваемого строительного модуля по формуле (2.5) получим:

$$t_{\text{в ДЭ}} = 25 - \frac{717{,}6 \times 3{,}6}{504 \times 1.2 \times 1} = 20{,}8\,^\circ\text{С}.$$

Полученное значение близко к принятому выше $t_{\text{в ДЭ}} = 21\,^\circ\text{С}$.

На рис. 2.5 представлено построение на I–d диаграмме расчетного режима работы местно-центральной системы с ДЭ. В воздухоохладителе центрального приточного агрегата санитарная норма наружного воздуха $l_{\text{пн}}$ охлаждается при постоянном влагосодержании до $t_{\text{ох}} = 17\,^\circ\text{С}$. В вентиляторе и приточных воздуховодах охлажденный воздух нагревается до $t_{\text{пн}} = 18\,^\circ\text{С}$. В помещении должен сохраняться воздушный баланс:

$$l_{\text{пн}} \geqslant l_{\text{у}}. \qquad (2.6)$$

Поглощение влаговыделений происходит только от восприятия влаги удаляемым воздухом. Поэтому в месте пересечения $d_{\text{у}} = 12{,}6$ г/кг и изотерма $t_{\text{у}} = 30.8\,^\circ\text{С}$ находим точку У. Соединяем точки ПН и У прямой линией, отвечающей лучу процесса поглощения тепло- и влаговыделений охлажденным приточным наружным воздухом. В месте пересечения прямой ПН–У с изотермой

$t_{\text{в}} = 25\,^\circ\text{С}$ находим точку В, которая имеет относительную влажность внутреннего воздуха $\varphi_{\text{в}} = 56\%$, что отвечает комфортным параметрам воздуха в теплый период года [18]. В теплообменнике ДЭ внутренний воздух охлаждается при постоянном влагосодержании $d_{\text{в}} = 11{,}3$ г/кг до $t_{\text{в ДЭ}} = 20.8\,^\circ\text{С}$. Соединяем прямой линией точки В.ДЭ и ПН. Получаем условное изображение процесса смеше-

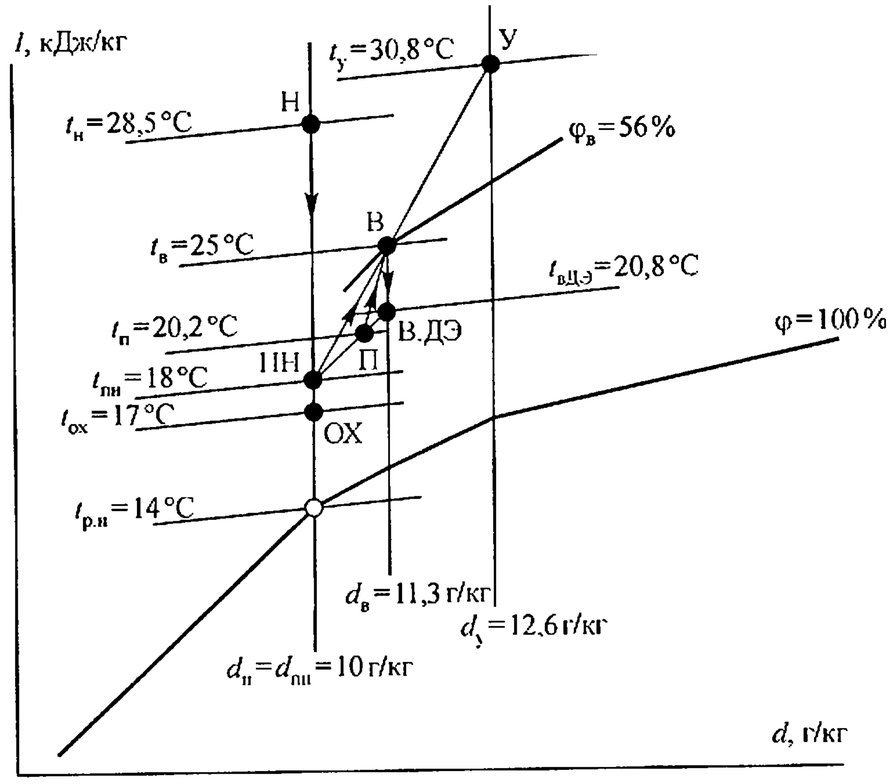


Рис. 2.5. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы местно-центральной системы с доводчиками эжекционными в обслуживаемых модулях здания в теплый период года: Н–ОХ — охлаждение санитарной нормы приточного наружного воздуха в воздухоохладителе центрального агрегата; ОХ–ПН — нагрев в вентиляторе и приточных воздуховодах; ПН-В–У — поглощение тепло- и влаговыделений приточным наружным воздухом по высоте помещения; В–В.ДЭ — охлаждение внутреннего воздуха в теплообменнике доводчика эжекционного; В.ДЭ–В — поглощение тепловыделений в помещении охлажденным внутренним воздухом; В.ДЭ–П–ПН — смешение в камере смешения ДЭ охлажденного внутреннего эжектируемого и приточного наружного воздуха; П–В — поглощение в рабочей зоне тепло- и влаговыделений приточным от ДЭ воздухом; В–У — поглощение в верхней зоне помещения тепло- и влаговыделений, удаляемым вытяжным воздухом

ния в смесительной камере ДЭ — точку П с параметрами приточного воздуха $t_{\text{п}} = 20{,}2\,^\circ\text{С}$. Соединяем точку П и В и получаем луч процесса П–В поглощения приточным воздухом $l_{\text{п}}$ тепло- и влаго-

выделений в рабочей зоне помещения. В верхней зоне помещения поглощение тепло- и влаговыделений отвечает лучу процесса В–У и осуществляется удаляемым воздухом $l_{\text{у}}$.

2.4. Сравнительные показатели местно-центральных СКВ

Для реализации выбранного по построению на рис. 2.5 режима работы местно-центральной системы с ДЭ на охлаждение санитарной нормы приточного наружного воздуха для всех помещений затрачивается холод в воздухоохлодителе центрального приточного агрегата. количество которого вычисляется по формуле

$$Q_{\text{х.пн}} = \frac{L_{\text{пн}}\,\rho_{\text{пн}}\,c_p(t_{\text{н}} - t_{\text{ох}})}{3{,}6},\ \text{Вт}. \qquad (2.7)$$

Применительно к рассматриваемому строительному модулю по формуле (2.7) получим:

$$Q_{\text{х.пн}} = \frac{180 \times 1{,}2 \times 1(28{,}5 - 17)}{3{,}6} = 690\ \text{Вт}.$$

Второй составляющий расхода холода в системе является охлаждение внутреннего эжектируемого воздуха в теплообменнике ДЭ, количество которого на строительный модуль вычисляется по формуле

$$Q_{\text{х дэ}} = \frac{l_{\text{в дэ}}\,\rho_{\text{в}}\,c_p(t_{\text{в}} - t_{\text{в дэ}})}{3{,}6},\ \text{Вт}. \qquad (2.8)$$

Для рассматриваемого строительного модуля по формуле (2.8) получим:

$$Q_{\text{х дэ}} = \frac{504 \times 1{,}2 \times 1 \times (25 - 20{,}8)}{3{,}6} = 705{,}6\ \text{Вт}.$$

Общий расход холода на обеспечение требуемого комфортного климата от работы местно-центральной системы с ДЭ в рассматриваемом строительном модуле состоит из следующих частей:

$$Q_{\text{х дэ}} = Q_{\text{х.пн}} + Q_{\text{х дэ}},\ \text{Вт}. \qquad (2.9)$$

Или для рассматриваемого модуля по (2.9) получим:

$$Q_{\text{х дэ}} = 690 + 705{,}6 = 1395{,}6\ \text{Вт}.$$

Площадь обслуживаемого строительного модуля в административном здании составляет:

$$F_{\text{пл.зд}} = 3{,}4 \times 6 = 20{,}4\ \text{м}^2.$$

Для проведения оценки систем по удельным показателям используются четыре величины:

1) удельный показатель по теплоизбыткам

$$q_{\text{т.изб}} = \frac{Q_{\text{т.изб}}}{F_{\text{пл.зд}}},\ \text{Вт/м}^2; \qquad (2.10)$$

2) Удельный показатель затраты холода

$$q_{\text{ох.сист}} = \frac{Q_{\text{х.СКВ}}}{F_{\text{пл.зд}}},\ \text{Вт/м}^2; \qquad (2.11)$$

3) удельной показатель затрат электроэнергии на функционирование системы

$$n_{\text{эл.сист}} = \frac{N_{\text{сист}}}{F_{\text{пл.зд}}},\ \text{Вт} \cdot \text{ч/м}^2; \qquad (2.12)$$

4) удельный показатель затраты тепла

$$q_{\text{т.сист}} = \frac{Q_{\text{т.сис}}}{F_{\text{пл.зд}}},\ \text{Вт} \cdot \text{ч/м}^2. \qquad (2.13)$$

Для построенного на рис. 2.5 режима работы местно-центральной системы с ДЭ на строительный модуль площадью 20.4 м^2 по (2.10) и (2.11) получим:

$$q_{\text{т.изб}} = \frac{1485{,}6}{20{,}4} = 72{,}8\ \text{Вт/м}^2;$$

$$q_{\text{ох.сист}} = \frac{1395{,}6}{20{,}4} = 68{,}4\ \text{Вт/м}^2.$$

Выше по построению на рис. 2.2 установлены расчетные режимы работы местно-центральной системы с вентиляторным доводчиками. Принимаем условия, что в сравниваем строительном модуле создание комфортного микроклимата производится от работы местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками по

режиму на рис. 2.2. Общие теплоизбытки в сравниваемых системах одинаковы: $Q_{\text{т.изб}} = 1485{,}6$ Вт.

По данным построения на рис. 2.2 определим расходы холода на приготовление приточного наружного воздуха в режиме его охлаждения и осушения по формуле

$$Q_{\text{х.пн}} = \frac{L_{\text{пн}}\,\rho_{\text{пн}}(I_{\text{н}} - I_{\text{ох}})}{3{,}6},\ \text{Вт}. \qquad (2.14)$$

По формуле (2.14) для строительного модуля получим:

$$Q_{\text{х.пн}} = \frac{180 \times 1{,}2 \times (54 - 35)}{3{,}6} = 1140\ \text{Вт}.$$

Охлажденный и осушенный приточный наружный воздух воспринимаст в помещении следующее количество явных тепловыделений:

$$Q_{\text{т.изб.пн}} = \frac{180 \times 1{,}2 \times (25 - 15)}{3.6} = 600\ \text{Вт}.$$

Для отведения оставшихся тепловыделений путем охлаждения внутреннего воздуха в вентиляторном доводчике необходимо затратить следующее количество холода:

$$Q_{\text{х.вн}} = Q_{\text{т.изб}} - Q_{\text{т.изб.пн}} = 1485{,}6 - 600 = 885{,}6\ \text{Вт}.$$

Общий расход холода на работу местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками на охлаждение и вентиляцию строительного модуля составит:

$$Q_{\text{х.с.вн}} = Q_{\text{х.пн}} + Q_{\text{хвн}} = 1140 + 885{,}6 = 2025{,}6\ \text{Вт}.$$

Перерасход холода в местно-центральной системе с вентиляторными доводчиками по сравнению с системой с доводчиками эжекционными вычисляются по формуле

$$\frac{Q_{\text{х.с.вн}} - Q_{\text{х.с ДЭ}}}{Q_{\text{х.с ДЭ}}} \times 100,\ \%. \qquad (2.15)$$

Отсюда для анализируемого примера по формуле (2.15) получим:

$$\frac{2025{,}6 - 1395{,}6}{1395.6} \times 100 = 45\%.$$

На выработку холода на центральной холодильной станции затрачивается электроэнергия на работу холодильных агрегатов и

насосов, транспортирующих холодную воду к воздухоохладителям центральных приточных агрегатов и к теплообменникам местных доводчиков. Расход электроэнергии на получение холода в системах кондиционирования удобно оценивать через показатель энергетической эффективности получения холода на один кВт·ч затраченной электроэнергии, который для сравниваемых систем может быть принят $\eta_{\text{э.х}} = 2{,}4$. [8].

На рассматриваемый строительный модуль в местно-центральной системе с вентиляторными доводчиками затрачивается на холодоснабжение следующее количество электроэнергии:

$$\eta_{\text{эл.х.с.вн}} = \frac{Q_{\text{х.с.вн}}}{\eta_{\text{э.х}}} = \frac{2025{,}6}{2{,}4} = 844\ \text{Вт}.$$

В местно-центральной системе с ДЭ затрата электроэнергии на холодоснабжение составит:

$$\eta_{\text{эл.х.с ДЭ}} = \frac{Q_{\text{хс ДЭ}}}{\eta_{\text{э.х}}} = \frac{1395{,}6}{2{,}4} = 581{,}5\text{Вт}.$$

На транспортировку первичного воздуха в количестве 180 м^3/ч к ДЭ в помещении доля затрат электроэнергии приточного вентилятора по данным работы [8] составляет $\eta_{\text{вн.пн}} = 94$ Вт. На работу вытяжного агрегата доля затрачиваемой электроэнергии на строительный модуль по данным работы [8] составляют $\eta_{\text{вн.у}} = 47$ Вт. В местно-центральной системе с вентиляторными доводчиками доля затрат электроэнергии приточного вентилятора центрального агрегат $\eta_{\text{вн.пн}} = 78$ Вт, но добавляется доля затрат электроэнергии на привод вентилятора местного доводчика, что оценивается $\eta_{\text{вн.в}} = 60$ Вт.

Общая затрата электроэнергии на работу местно-центральной системы с ДЭ в расчетных условиях теплого периода года на рассматриваемый строительный модуль составит:

$$\sum N_{\text{с ДЭ}} = 581{,}5 + 94 + 47 = 722{,}5\ \text{Вт}.$$

По формуле (2.12) вычисляем удельный показатель расхода электроэнергии в рассматриваемой системе:

$$n_{\text{эл.с ДЭ}} = \frac{722{,}5}{20{,}4} = 35{,}4\ \text{Вт/м}^2.$$

Для местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками общие затраты электроэнергии на рассматриваемый строительный модуль составят:

$$\sum N_{\text{с.вн}} = 844 + 78 + 47 + 60 = 1029 \text{ Вт}.$$

Удельный показатель расхода электроэнергии составляет:

$$n_{\text{эл.с.вн}} = \frac{1029}{20{,}4} = 50{,}4 \text{ Вт/м}^2.$$

Вычислим % увеличения расхода электроэнергии на функционирование в расчетных условиях теплого периода года местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками по сравнению с системой с ДЭ:

$$\frac{50{,}4 - 35{,}4}{35{,}4} \times 100 = 42\%.$$

Проведенный расчет показывает на значительные энергетические преимущества местно-центральный системы с ДЭ.

Оценим стоимость оборудования систем для рассматриваемого строительного модуля административного здания.

Для местно-центральной системы с ДЭ характерные следующие затраты на местное оборудование:

стоимость доводчика ДЭ.1.2 140/180	260 у.е.;
стоимость декоративного ограждения у подоконной ниши	90 у.е.;
стоимость вытяжной решетки	8 у.е.;
Итого:	348 у.е.

Для местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками характерны следующие затраты на местное оборудование:

стоимость вентиляторного доводчика	380 у.е.:
стоимость нагревательного прибора с терморегулятором	100 у.е ;

стоимость вытяжной решетки	8 у.е.;
Итого:	488 у.е.

Долевая стоимость оборудования центральных систем, обслуживающих модули в теплый период года, состоит из следующих величин. Удельная стоимость холодильной установки средней мощности составляет порядка 400 у.е./кВт·ч холода. Стоимость доли холодильной станции для местно-центральной системы с ДЭ $K_{\text{х.с дэ}} = 400 \times 1{,}396 = 558{,}4$ у.е. Стоимость доли холодильной станции для местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками $K_{\text{х.с.вн}} = 400 \times 2{,}026 = 810{,}4$ у.е. Стоимость центральных приточно-вытяжных агрегатов, приточных и вытяжных воздуховодов в сравниваемых системах может рассматриваться одинаковой и подлежит уточнению по реальным стоимостям применяемого фирменного оборудования.

Оценим сравниваемые местно-центральные системы по стоимости местного оборудование и холодильной станции.

Для местно-центральной системы с ДЭ:

$$K_{\text{с дэ}} = 348 + 558{,}4 = 906{,}4 \text{ у.е.},$$

удельный показатель стоимости

$$\overline{K}_{\text{с дэ}} = \frac{906{,}4}{20{,}4} = 44{,}4 \text{ у.е./м}^2.$$

Для местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками:

$$K_{\text{с.вн}} = 488 + 810{,}4 = 1298{,}4 \text{ у.е.};$$

$$\overline{K}_{\text{с.вн}} = \frac{1298{,}4}{20{,}4} = 63{,}65 \text{ у.е./м}^2.$$

Стоимость местного оборудования системы с вентиляторными доводчиками и периметральный системой отопления по сравнению с системой с ДЭ дороже на

$$\frac{1298{,}4 - 906{,}4}{906{,}4} \times 100 = 43\%.$$

Проведенный анализ показываст на значительные энергетические и экономические преимущества местно-центральных систем с ДЭ.

По аналогичной методике могут сравниться между собой и другие варианты систем кондиционирования воздуха.

2.5. Особенности режимов работы местно-центральных систем в административных зданиях в холодный период года

В холодный период года в сравниваемых местно-центральных системах приточные и вытяжные агрегаты имеют одинаковую производительность по приточному наружному и удаляемому воздуху $L_{\text{пн(мин)}} = L_y$. Однако в технологии приготовления приточного воздуха и методах обеспечения требуемых параметров внутреннего воздуха, имеются значительные различия.

На рис. 2.6 представлено построение на $I{-}d$ диаграмме расчетного режима работы местно-центральной системы с вентиля-

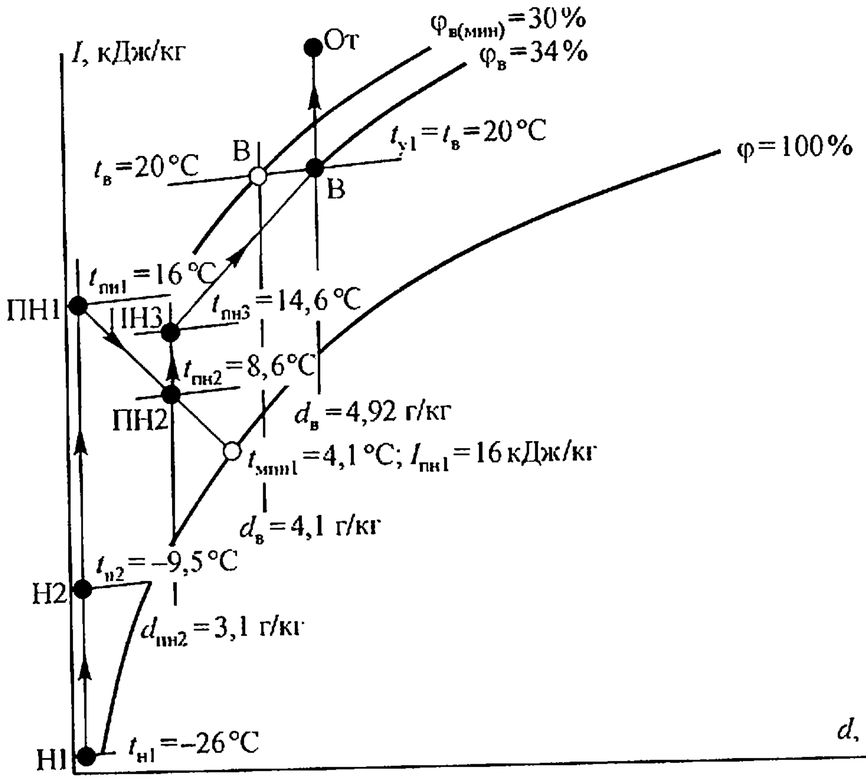


Рис. 2.6. Построение расчетного режима работы местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками и периметральной системой отопления в холодный период года: В–От — нагрев в системе отопления в помещении; Н2–ПН1 — нагрев наружного воздуха в калорифере приточного центрального агрегата; ПН1–ПН2 — адиабатное увлажнение в центральном агрегате; ПН2–ПН3 — нагрев в калорифере второго подогрева; ПН3–В — восприятие тепло- и влаговыделений в помещении: Н1–Н2 — нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации теплоты вытяжного воздуха

торными доводчиками и местными нагревательными приборами периметральной системы отопления. В холодный период года вен-

тиляторные доводчики не работают. В рабочей зоне помещения поддерживается комфортная температура $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$, что обеспечивается регулированием теплоотдачи нагревательного прибора, установленного под окном строительного модуля. Процесс В–От отвечает нагреву внутреннего воздуха в нагревательном приборе. Тепловые конвективные потоки от нагревательного прибора поднимаются вдоль остекления окна и под потолком создается тепловая подушка. От центральной приточной системы санитарная норма в $l_{\text{пн(мин)}} = 180\,\text{м}^3/\text{ч}$ поступает в верхнюю зону помещения. Воздушные приточные струи подмешивают собравшиеся под потолком тепловые потоки, водяные пары и газы. С приточной струей вредные выделения возвращаются в рабочую зону помещения и происходит выравнивания температуры по высоте (перемешивающая вентиляция). Возвращение в рабочую зону части вредностей, подлежащих удалению с вытяжным воздухом $L_{\text{у}}$, значительно ухудшают санитарно-гигиенические качества работы этой системы вентиляции.

На рис. 2.6 точка В отвечает комфортной температуре $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$, относительной влажности $\varphi_{\text{в(мин)}} = 30\,\%$ и влагосодержанию $d_{\text{в}} = 4{,}1\,\text{г/кг}$. От трех человек, находящийся в строительном модуле при работе средней тяжести выделяется $105\,\text{Вт/(чел}\cdot\text{ч)}$ явного тепла и 140 г/чел. час влаги. Общие тепло- и влаговыделения в рассматриваемом строительном модуле составляют:

$$Q_{\text{т-изб.л}} = 105 \times 3 = 315\,\text{Вт};$$

$$W_{\text{вл-изб.л}} = 140 \times 3 = 420\,\text{г/ч}.$$

На кг приточного наружного воздуха должно поглощаться следующее количество влаги, вычисляемое по формуле (1.12):

$$\Delta d_{\text{раб}} = \frac{420}{180} \times 1{,}22 = 1{,}91\,\text{г/кг}.$$

Для поглощения этих влаговыделений приготовленный приточный воздух должен иметь влагосодержание:

$$d_{\text{пн}} = 4.1 - 1{,}91 = 2{,}19\,\text{г/кг}.$$

В расчетных условиях холодного периода года в Москве $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$ и $d_{\text{н}} = 0{,}6\,\text{г/кг}$. Это показывает, что в приточном агрегате необходимо увеличить влажность приточного наружного воздуха. Для реализации этого процесса рационально использовать

блок адиабатного увлажнения с орошаемой насадкой с $E_a = 0{,}6$ [25]. Первоначально в приточном агрегате наружный воздух нагревается до $t_{пн} = 16\,°C$ (точка $П Н_1$) с температурой по мокрому термометру $t_{мпн} = 4{,}1\,°C$. Из преобразованного выражения (1.15) вычислим достигаемую температуру $t_{пн2}$ в режиме адиабатного увлажнения при $E_a = 0{,}6$:

$$t_{пн2} = t_{пн1} - E_a(t_{пн1} - t_{мпн1}) = 16 - 0{,}6(16 - 4{,}1) = 8{,}8\,° C.$$

На $I{-}d$ диаграмме на линии $I_{пн1} = 16$ кДж/кг в месте пересечения с изотермой $t_{пн2} = 8{,}8\,°C$ находим точка $П Н_2$ с влагосодержанием $d_{пн2} = 3{,}1$ г/кг. Вычисляем достигаемое влагосодержание внутреннего воздуха в этом режиме:

$$d_в = d_{пн2} + \Delta d_{раб} = 3{,}1 + 1{,}91 = 4{,}92\,г/кг.$$

В месте пересечения с изотермой $t_в = 20\,°C$ находим новую точку В при $\varphi_в = 34\,\%$, что отвечает комфортным параметрам [18].

В холодный период года в верхнюю зону помещения можно подавать саннорму приточного наружного воздуха с рабочим перепадом до 6 градусов. Тогда температура приточного воздуха будет

$$t_{пн3} = t_{пн2} + 6\,°C = 8{,}6\,°C + 6\,° C = 14{,}6\,°C.$$

Для нагрева до $t_{пн3} = 14{,}6\,°C$ в приточном агрегате необходимо иметь калорифер второго подогрева. При температуре $t_{пн3} = 14{,}6\,°C$ приточный наружной воздух может воспринять следующее количество тепловыделений в модуле служебного помещения:

$$Q_{т\text{-}изб.ас} = \frac{l_{пн}\rho_{пн}c_p(t_в - t_{пн3})}{3{,}6},\ Вт. \qquad (2.16)$$

Или для рассматриваемого примера по формуле (2.16) получим:

$$Q_{т\text{-}изб.ас} = \frac{180 \times 1.22 \times 1(20 - 14{,}6)}{3{,}6} = 330\,Вт.$$

Только для трех работающих людей тепловыделения в помещении модуля определены выше 315 Вт. Кроме этого, до 450 Вт тепловыделений будет от работы персональной служебной техники.

В работе [8] показано, что в солнечные дни зимой при наличии солнечной радиации на окна в служебных помещениях имеет

место преобладание теплопритоков над трансмиссионными теплопотерями через наружные ограждения. В этих режимах терморегулятор у нагревательного прибора полностью перекроет поступления горячей воды, а недостаточная охладительная способность приточного наружного воздуха обусловит повышение $t_в$ выше нормируемого комфортного уровня в холодный период года. Следовательно, в калорифере второго подогрева будет перерасходоваться тепло, так как его работа не может быть автоматизирована от контроля температуры во многих обслуживаемых строительных модулях, часть из которых находится в это время суток на теневом фасаде и не имеет теплоизбытков. В целях снижения расхода тепла на нагрев приточного наружного воздуха в современных приточно-вытяжных системах обязательным элементом является применение оборудования для утилизации теплоты вытяжного воздуха $L_у$ на нагрев приточного наружного воздуха. В работе [8] показано, что в климате России с длительным стоянием низких отрицательных температур наружного воздуха наиболее энергетически целесообразно применять установки утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя-антифриза $G_{аф}$. Для извлечения теплоты вытяжного воздуха в вытяжном агрегате после фильтра устанавливается теплообменник с поддоном, обеспечивающий извлечение теплоты из вытяжного воздуха (теплоизвлекающий теплообменник) в режиме охлаждения и осушения вытяжного выбросного воздуха до конечной температуры не ниже $t_{у2} = +3\,°C$. Методика расчета установки утилизации подробно излагается выше в § 2.6. Отепленный в теплоизвлекающем теплообменнике антифриз с температурой $t_{аф1}$ от работы насоса по соединительным трубопроводам подастся по противоточной схеме в теплообменник, смонтированный в приточном агрегате первым после фильтра.

Теплотехническая эффективность режима утилизации теплоты вытяжного воздуха оценивается показателем отношение температур:

$$\theta_{ty} = \frac{t_{н2} - t_{н1}}{t_{у1} - t_{н1}}. \qquad (2.17)$$

В климате России рационально значение показателя θ_{ty} принимать равным 0,36–0,38. Из преобразованного выражения (2.17) вычисляется неизвестная температура приточного наружного воздуха $t_{н2}$ после нагрева утилизируемым теплом вытяжного воздуха. Для рассматриваемого по построению на рис. 2.6 режима темпе-

ратуру $t_{н2}$ вычисляем по формуле

$$t_{н2} = \theta_{t\,у}(t_{у1} - t_{н1}) + t_{н1}. \qquad (2.18)$$

Или для рассматриваемого примера в климате Москвы по (2.18) получим:

$$t_{н2} = 0{,}36(20 + 26) - 26 = -9{,}5\,^{\circ}\mathrm{C}.$$

Для рассматриваемого строительного модуля расход тепла на нагрев приточного наружного воздуха вычисляется по формулам:

нагрев теплом вытяжного воздуха в установке утилизации в приточном и вытяжном агрегатах

$$Q_{т.у.пн} = \frac{L_{пн}\rho_{пн}c_p(t_{п2} - t_{н1})}{3{,}6} = L_у\rho_у(I_{аф1} - I_{аф2}),\ \text{Вт}; \qquad (2.19)$$

нагрев горячей водой в калорифере первого подогрева в приточном агрегате:

$$Q_{тI} = \frac{L_{пн}\rho_{пн}c_p(t_{пн2} - t_{н1})}{3{,}6},\ \text{Вт}; \qquad (2.20)$$

нагрев горячей водой в калорифере второго подогрева в приточном агрегате:

$$Q_{тII} = \frac{L_{пн}\rho_{пн}c_p(t_{пн3} - t_{пн2})}{3{,}6},\ \text{Вт}. \qquad (2.21)$$

Для построения на рис. 2.6 применительно к рассматриваемому строительному модулю по перечисленным выше формулам получим:

$$Q_{т.у.пн} = \frac{180 \times 1{,}32 \times 1(-9{,}5 + 26)}{3{,}6} = 1089\ \text{Вт};$$

$$Q_{тI} = \frac{180 \times 1{,}24 \times 1(16 + 9{,}5)}{3{,}6} = 1581\ \text{Вт};$$

$$Q_{тII} = \frac{180 \times 1{,}21 \times 1(14{,}6 - 8{,}6)}{3{,}6} = 363\ \text{Вт}.$$

Общий расход количества теплоты горячей воды в калориферах первого и второго подогрева составляет:

$$Q_{тI} + Q_{тII} = 1581 + 363 = 1944\ \text{Вт}.$$

Удельный расход тепла на цели вентиляции рассматриваемого строительного модуля по формуле (2.13) составляет:

$$q_{т.сист} = \frac{1944}{20{,}4} = 95{,}3\ \text{Вт/м}^2.$$

Без применения установки утилизации удельный расход составляет:

$$q_{т.сист} = \frac{1944 + 1089}{20{,}4} = 148\ \text{Вт/м}^2.$$

Благодаря применению установки утилизации в расчетных условиях холодного периода года удастся снизить расход тепла от центрального источника на следующий %:

$$\frac{Q_{т.у.пн}}{Q_{тI} + Q_{тII} + Q_{т.у.пн}} \times 100,\ \%. \qquad (2.22)$$

Или для рассматриваемого модуля по (2.22) получим:

$$\frac{1089}{1944 + 1089} \times 100 = 36\,\%.$$

На рис. 2.7 представлена принципиальная схема местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками и нагревательными приборами периметральной системы отопления в помещении. В состав приточного и вытяжного агрегатов включена установка утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха.

По ходу санитарной нормы наружного приточного воздуха $L_{пн(мин)}$ через центральный приточный агрегат предусмотрено наличие следующего функционального оборудования:

1 — многостворчатый воздушный клапан для отключения от наружного воздуха при остановленном приточном вентиляторе;
2 — карманный воздушный фильтр;
3 — теплоотдающий теплообменник установки утилизации;
4 — калорифер первого подогрева;
5 — секция адиабатного увлажнения;

6 — воздухоохладитель и осушитель с наличием поддона и сепаратора:

7 — калорифер второго подогрева;

8 — приточный вентилятор от приточного агрегата;

9 — магистральный приточный воздуховод;

10 — отводы приточного воздуховода $l_{\text{пн}}$ в помещения здания.

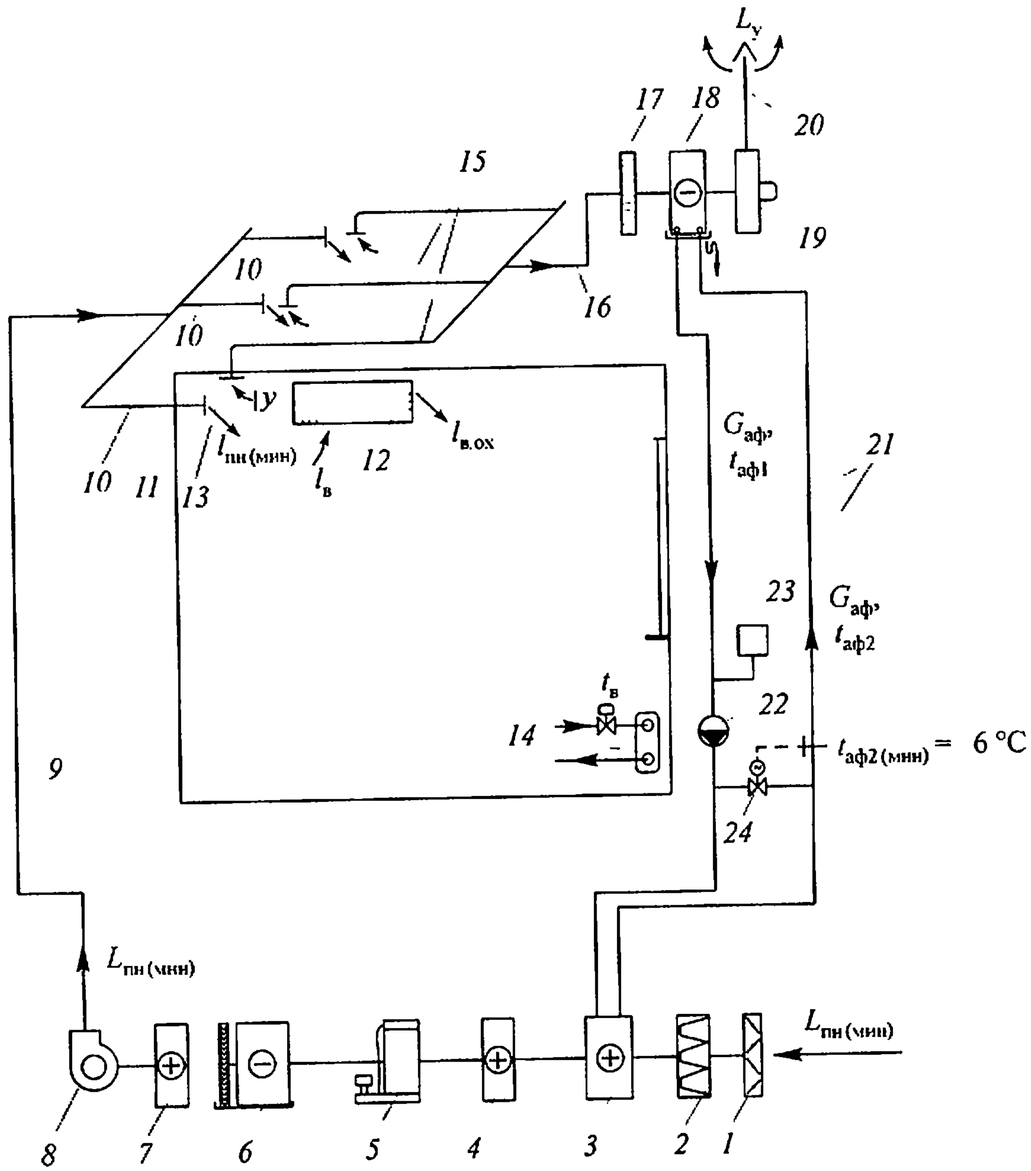


Рис. 2.7. Принципиальная схема местно-центральной системы с вентиляторными доводчиками и периметральной системой отопления

В обслуживаемом помещении установлены:

11 — приточная решетка;

12 — местный вентиляторный агрегат;

13 — вытяжная решетка;

14 — отопительный прибор с терморегулятором, смонтированный под окном помещения.

Вытяжная система включает:

15 — всасывающие отводы из каждого помещения для удаления $l_{\text{у}}$;

16 — вытяжной магистральный воздуховод;

17 — воздушный фильтр;

18 — теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации с поддоном для удаления в канализацию сконденсированной влаги;

19 — вытяжной вентилятор;

20 — воздуховод выброса удаляемого воздуха $L_{\text{у}}$ в атмосферу.

Теплоизвлекающий *18* и теплоотдающий *3* теплообменники установки утилизации соединены подающими и обратными трубопроводами *21* для циркуляции от работы насоса *22* антифриза $G_{\text{аф}}$. Для компенсации объемных расширений антифриза при изменениях температуры служит герметичный расширительный сосуд *23*. На перемычке между и подающим и обратным трубопроводами *21* смонтирован автоматический клапан *24*, управляемый от датчика контроля минимально-возможной температуры охлажденного антифриза $t_{\text{аф(мин)}} = -6\,^{\circ}\text{C}$, что обеспечивает защиту от замерзания выпадающего на поверхности теплоизвлекающего теплообменника *18* конденсата при охлаждении и осушении удаляемого воздуха $L_{\text{у}}$ [8].

На рис. 2.8 представлено построение на I–d диаграмме расчетного режима работы местно-центральной системы с ДЭ. В рабочей зоне помещения поддерживается температура 20 °С и относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 34\,\%$, что одинаково с построением на рис. 2.6. Для поглощения влаговыделений от трех работающих людей в рассматриваемом строительном модуле влагосодержание приточного воздуха сохраняем $d_{\text{пн2}} = 3{,}1$ г/кг. Нагрев приточного наружного воздуха осуществляем в две ступени: Н_1–Н_2 в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации; Н_2–ПН_1 в калорифере первого подогрева до $t_{\text{пн1}} = 16\,^{\circ}\text{C}$. В режиме адиабатного увлажнения (процесс ПН_1-ПН_2) получаем температуру $t_{\text{пн2}} = 8{,}8\,^{\circ}\text{C}$.

Рассмотрим режим, когда в помещении нет теплопотерь и терморегулятор закрыл поступление горячей воды в теплообменник ДЭ. Тогда в камере смешения ДЭ будут смешиваться первичный приточный наружный воздух с $t_{\text{пн2}} = 8{,}8\,^{\circ}\text{C}$ и внутренний эжектируемый воздух с $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$. По формуле (1.9) вычисляем темпе-

ратуру смеси. которая является одновременно температурой притока $t_{\text{п}}$ от ДЭ и поступает в рабочую зону помещения (см. рис. 2.4 рекомендуемого размещения ДЭ под окном помещения):

$$t_{\text{п}} = \frac{8{,}8 + 2{,}8 \times 20}{1 + 2{,}8} = 17{,}05\,^{\circ}\text{C},$$

что обеспечивает комфортное поступление приточного воздуха в рабочую зону. Поэтому отпадает необходимость в калорифере второго подогрева в центральном приточном агрегате.

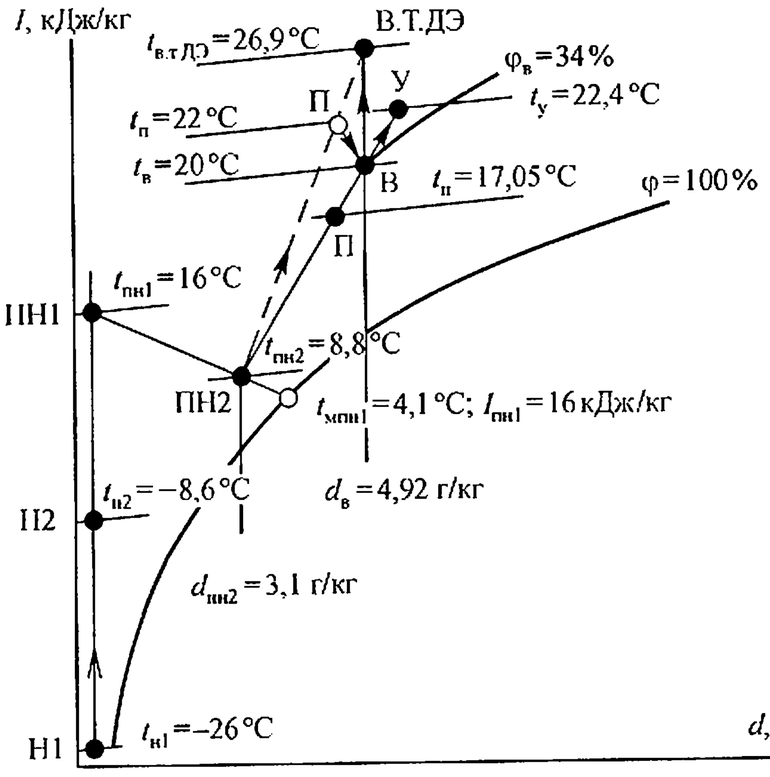


Рис. 2.8. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы местно-центральной системы с ДЭ и в режиме наличия теплоизбытков в модуле помещения в холодный период года: В–В.Т.ДЭ — нагрев в теплообменнике ДЭ в режиме отсутствия тепловыделений в помещении; Н1 Н2 — нагрев приточного наружного воздуха в установке утилизации; Н2–ПН1 — нагрев наружного воздуха в калорифере первого подогрева; ПН1–ПН2 — адиабатное увлажнение в орошаемом слое в центральном агрегате; ПН2–П–В У —процесс поглощения тепло- и влагоизбытков при наличии в помещении теплоизбытков; ПН2–П–В.Т.ДЭ — процесс компенсации теплопотерь в помещении

Параметры приточного воздуха от ДЭ в этом режиме находятся на прямой В–ПП_2 в месте пересечения с изотермой $t_{\text{п}} = 17{,}05\,^{\circ}\text{C}$

(точка П). Как было показано выше, подача приточного воздуха в рабочую зону будет обеспечивать вытеснение под потолок помещения всех вредностей в форме тепло- и влаговыделений, газов и запахов. Для холодного периода года показатель K_L может быть принят $K_L = 1{,}8$. По формуле (1.13) вычисляем температуру удаляемого вытяжного воздуха:

$$t_{\text{у}} = 1{,}8(20 - 17{,}05) + 17{,}05 = 22{,}4\,^{\circ}\text{C}.$$

В месте пересечения продолжения прямой В–ПН_2 с изотермой $t_{\text{у}} = 22{,}4\,^{\circ}\text{C}$ находим точку У.

В административных зданиях в ночные часы при отсутствии людей приточно-вытяжные системы выключаются. Теплопотери через наружные ограждения компенсируются нагревом внутреннего воздуха в теплообменнике ДЭ в режиме естественного конвективного нагрева. Это показывает, что наличие ДЭ под окном здания обеспечивает режим дежурного отопления и выполняет роль периметральной отопительной системы.

В утренние часы, обычно за один час до прихода людей на работу, приточные и вытяжные агрегаты включаются в работу. Это дает возможность удалить из помещения вредности, накопившиеся в ночные часы от газовых выделений из отделочных материалов, мебели и ограждающих конструкций помещений. При отсутствии в помещении людей и остановленного служебного оборудования на теплообменник ДЭ будет приходиться наибольшая расчетная нагрузка по нагреву эжектируемого внутреннего воздуха. Требуемая температура нагрева эжектируемого воздуха в теплообменнике ДЭ вычисляется по формуле:

$$t_{\text{в.т ДЭ}} = \frac{Q_{\text{т.пот}} + Q_{\text{г.пш}}}{L_{\text{в ДЭ}}\rho_{\text{в}}c_p} + t_{\text{в}},\ ^{\circ}\text{C}. \qquad (2.23)$$

Принимаем теплопотери через наружные ограждения для рассматриваемого строительного модуля $Q_{\text{т.пот}} = 480\,\text{Вт}$. Количество тепла на догрев первичного приточного воздуха вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{т.пн}} = \frac{L_{\text{пн}}\rho_{\text{пш}}c_p(t_{\text{в}} - t_{\text{пн2}})}{3{,}6},\ \text{Вт}. \qquad (2.24)$$

Для рассматриваемого модуля при режиме приготовления первичного воздуха по построению на рис. 2.8 по формуле (2.24) получим:

$$Q_{\text{т.пш}} = \frac{180 \times 1{,}21 \times 1 \times (20 - 8{,}8)}{3{,}6} = 678\,\text{Вт}.$$

Вычисляем по формуле (2.23) температуру нагрева в теплообменнике ДЭ эжектируемого внутреннего воздуха:

$$t_{\text{в.т ДЭ}} = \frac{(480 + 678) \times 3{,}6}{180 \times 2{,}8 \times 1{,}2 \times 1} + 20 = 26{,}9\,^{\circ}\text{C}.$$

На выходе из ДЭ приточный воздух будет иметь температуру:

$$t_{\text{п}} = \frac{8{,}8 + 2{,}8 \times 26{,}9}{1 + 2{,}8} = 22\,^{\circ}\text{C}.$$

На рис. 2.8 штриховой линией построен режим работы системы без людей и работающего служебного оборудования. На прямой линии В.Т.ДЭ–ПН$_2$ при пересечении с изотермой $t_{\text{п}} = 22\,^{\circ}\text{C}$ находятся параметры приточного от ДЭ воздуха.

При начале рабочего дня в помещении от людей и служебного оборудования выделяется тепло, которое для холодного периода года выше оценено: $315 + 450 = 765$ Вт. Это полностью покрывает трансмиссионные потери и создает тепловыделения: $765 - 480 = 285$ Вт. Тепловая нагрузка на теплообменник ДЭ будет определятся необходимостью повышения температуры приточного наружного воздуха от теплоты в теплообменнике ДЭ до $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$, т.е. для рассматриваемого режима при $Q_{\text{т.пн}} = 678$ Вт тепловая нагрузка на нагрев эжектируемого воздуха будет:

$$Q_{\text{т.п}} = 678 - 285 = 393\,\text{Вт}.$$

Тогда требуемый нагрев воздуха в теплообменнике ДЭ по формуле (2.23) составит:

$$t_{\text{в.т ДЭ}} = \frac{393 \times 3{,}6}{180 \times 2{,}8 \times 1{,}2 \times 1} + 20 = 23{,}3\,^{\circ}\text{C}.$$

При появлении в дневные часы суток солнца и его воздействии на окна в модуле помещения будут образовываться значительные теплоизбытки. Терморегулятор у теплообменника ДЭ перекроет подачу горячей воды. В помещении приточный наружный воздух может воспринять следующее количество теплоизбытков:

$$Q_{\text{т-изб.пн}} = \frac{180 \times 1{,}22 \times 1 \times (22{,}4 - 8{,}8)}{3{,}6} = 830\,\text{Вт}.$$

Проведенный расчет показывает, что принятый режим работы местно-центральной системы с ДЭ полезно использует естественный холод наружного воздуха для поглощения теплоизбытков в помещении, не допуская перегрева помещения и, соответственно, перерасхода тепла. В представленном на рис. 2.8 режиме подготовки приточного наружного воздуха затрачивается следующее количество теплоты.

По формуле (2.18) вычисляем температуру после теплоотдающего теплообменника установки утилизации:

$$t_{\text{н2}} = 0{,}36(22{,}4 + 26) - 26 = -8{,}6\,^{\circ}\text{C}.$$

По формуле (2.19) определяем количество утилизированной теплоты на нагрев приточного наружного воздуха:

$$Q_{\text{т.у.пн}} = \frac{180 \times 1{,}32 \times 1(-8{,}6 + 26)}{3{,}6} = 1148\,\text{Вт}.$$

Расход теплоты горячей воды в калорифере первого подогрева вычисляем по формуле (2.20):

$$Q_{\text{тI}} = \frac{180 \times 1{,}24 \times 1(16 + 8{,}6)}{3{,}6} = 1525\,\text{Вт}.$$

Удельный расход тепла на цели вентиляции:

$$q_{\text{т.сист}} = \frac{1525}{20{,}4} = 74{,}8\,\text{Вт/м}^2.$$

Снижение расхода тепла на приготовление приточного наружного воздуха при работе систем в рабочем режиме составляет:

$$\frac{1148}{1525 + 1148} \times 100 = 43\,\%.$$

Отличительной особенностью представленной на рис. 2.9 СКВ является использование в качестве центрального кондиционера и вытяжного агрегата кондиционеров типа VPL датской фирмы «Nilan». В кондиционере VPL реализуется двухступенчатая утилизация теплоты вытяжного воздуха $\sum L_{\text{у}}$ на нагрев приточного наружного воздуха $\sum L_{\text{пн}}$ для всех обслуживаемых помещений, в которых под окнами установлены ДЭ. Первая ступень — установка утилизации с насосной циркуляцией антифриза (рис. 2.9): теплоизвлекающий теплообменник *4* в потоке вытяжного воздуха; теплоотдающий теплообменник *7* в потоке холодного приточного наружного воздуха: насос *5* для циркуляции антифриза; расширительный герметичный бак *6*. На рис. 2.9 приведены расчетные

условия работы СКВ в холодный период года в климате Москвы при $t_н^x = -26\,°C$ [18]. В первой ступени утилизации удается нагреть приточный наружный воздух до $t_{н2} = -8\,°C$, а удаляемый воздух охлаждается до $t_{у2} = 4\,°C$.

Вторая ступень утилизации — работа холодильного компрессора *8* в режиме теплового насоса. Автоматическим переключе-

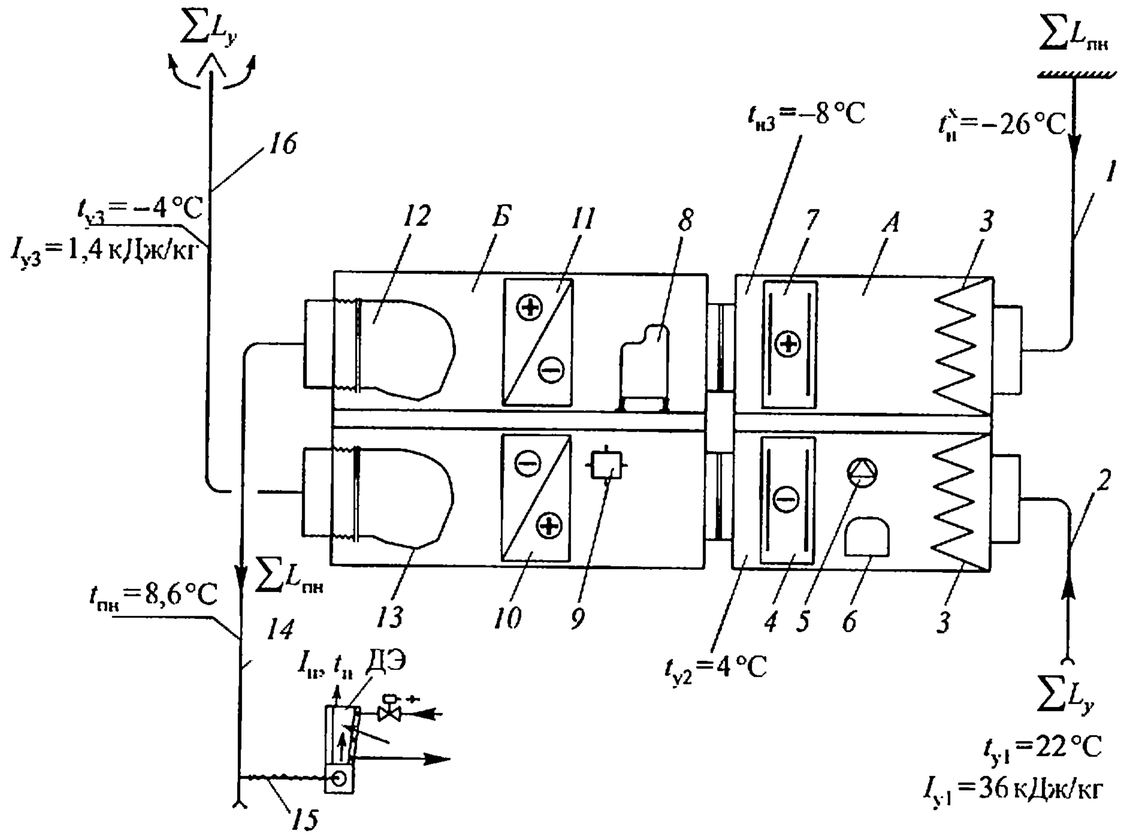


Рис. 2.9. Принципиальная схема местно-центральной СКВ с ДЭ и применением приточно-вытяжного агрегата типа VPL: *А* — фильтровально-теплоутилизационный блок; *Б* — компрессорно-вентиляторный блок; *1* — воздуховод забора наружного воздуха; *2* — воздуховод всасывания вытяжного воздуха; *3* — фильтр; *4* — теплоизвлекающий теплообменник; *5* — насос циркуляции теплоносителя-антифриза; *6* — расширительный герметичный бак; *7* — теплоотдающий теплообменник; *8* — холодильный компрессор; *9* — четырехходовой автоматический вентиль; *10* — теплообменник для хладона 22 в вытяжном воздухе; *11* — теплообменник для хладона 22 в приточном воздухе; *12* — приточный вентилятор; *13* — вытяжной вентилятор; *14* — приточный воздуховод; *15* — гибкий воздуховод к эжекционному доводчику ДЭ; *16* — выбросной воздуховод в атмосферу

нием четырехходового вентиля *9* горячие пары холодильного агента R22 нагнетаются в трубки теплообменника *11*, который в режиме теплового насоса является конденсатором холодильной машины. Теплообменник *10* является испарителем холодильной машины, где на испарение холодильного агента в трубках отводится теплота вытяжного воздуха, который понижает температуру с $t_{у2} = 4\,°C$ до $t_{у3} = -4\,°C$. Охлаждение удаляемого воздуха в испарителе *10* протекает с обильной конденсацией влаги, которая из-за отрицательных температур на поверхности испарителя постепенно замерзает, и образовавшийся иней и лед перекрывают сечение между пластинами оребрения для прохода вытяжного удаляемого воздуха, что поведет к нарушению воздушного баланса и остановке холодильной машины. Во избежание этого в схеме автоматического регулирования работы кондиционера VPL предусмотрен контроль за появлениям наледей на поверхности оребрения испарителя *10*. С появлением наледей датчик контроля их образования подает команду на остановку работы приточного *12* и вытяжного *13* вентиляторов, компрессор *8* продолжает работать и автоматический четырехходовой вентиль *9* изменит направление последовательности движения холодильного агента. Горячие пары холодильного агента компрессором *8* будут направляться в трубки теплообменника *10*, который становится конденсатором холодильной машины.

Из-за прекращения движения воздуха через теплообменники резко возрастает давление конденсации, и температура газообразного холодильного агрегата возрастает до 50-60 °С. Проход по трубкам теплообменника *10* горячих газов высокой температуры обеспечивает быстрое (за 2-3 мин) оттаивание инея и наледей, а образовавшаяся влага собирается в поддоне и удаляется в канализацию.

После устранения наледей датчик подаст команду на пуск в работу вентиляторов *12* и *13*, а четырехходовой автоматический вентиль снова изменит последовательность прохождения холодильного агента и теплообменник *11* снова станет конденсатором, а теплообменник *10* — испарителем. Цикличность режимов оттаивания не более одного за час работы кондиционера, что создает условия надежного поддержания комфортных условий в обслуживаемых помещениях, несмотря на кратковременные прекращения воздушных потоков притока и вытяжки.

После второй ступени утилизации приточный наружный воздух нагревается до $t_{пн} = 8{,}6\,°C$ и по приточному воздуховоду *14* и соединительным патрубкам *15* поступает в камеры первичного воздуха ДЭ. В работе [8] показано, что даже в расчетных условиях холодного периода года в помещениях при работе служеб-

ного оборудования, потребляющего значительное количества электроэнергии. переходящей в тепло, создаются условия наличия теплоизбытков, которые перекрывают трансмиссионные теплопотери и компенсируют повышение температуры подогретого наружного воздуха с $t_{\text{пн}} = 8.6\,^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$. В этих режимах термовентиль на трубопроводе подачи горячей воды $g_{w\text{г}}$ в теплообменник ДЭ будет закрыт. В ДЭ будет смешиваться первичный наружный воздух в количестве $l_{\text{пн}}$ с температурой $t_{\text{пн}} = 8{,}6\,^{\circ}\text{C}$ и эжектируемый внутренний воздух $l_{\text{в.э}}$ с температурой $t_{\text{в}} = 21\,^{\circ}\text{C}$. По формуле (1.9) вычисляем температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = \frac{8{,}6 + 2{,}8 \times 21}{1 + 2{,}8} = 17{,}7\,^{\circ}\text{C},$$

что отвечает условиям теплого комфорта для людей при поступлении приточного воздуха в зону их обитания [18]. В рассматриваемом режиме все потребности для нагрева саннормы приточного наружного воздуха $\sum L_{\text{пн}}$ покрываются утилизируемой теплотой в агрегате VPL.

При снижении тепловыделений от служебного оборудования термовентиль откроет поступление горячей воды $g_{w\text{г}}$ в теплообменник ДЭ и 20 % расчетной потребности помещения в тепле будет обеспечиваться теплом горячей воды в теплообменнике ДЭ. При этом необходимо отметить, что в рассматриваемом здании выполняются требования по повышению термического сопротивления наружных ограждений. как это. например, изложено в нормах [15].

В переходный период года компрессор *8* останавливается и работает только насос *5* первой ступени утилизации и утилизируемой теплоты вытяжного воздуха в теплообменнике *4* вполне достаточно для нагрева приточного наружного воздуха $\sum L_{\text{пн}}$. В теплый период года автоматический клапан *9* находится в положении работы холодильного компрессора 8 в режиме охлаждения приточного наружного воздуха $\sum L_{\text{пн}}$ в теплообменнике *11*, который будет являться испарителем холодильной машины (знак — в нижней части на схеме на рис. 2.9 на теплообменнике *11*). Теплообменник *10* в потоке вытяжного воздуха будет выполнять роль конденсатора (знак + в нижней части на схеме рис. 2.9 на теплообменнике *10*).

Применение схемы местно-центральной СКВ с ДЭ и приточно-вытяжным агрегатом с двухступенчатой утилизацией теплоты вытяжного воздуха позволяет в четыре раза сократить годовой расход тепла по сравнении с традиционными СКВ.

2.6. Методика расчета установки утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя-антифриза

Во всех видах зданий имеются вытяжные системы для удаления загазованного, отепленного и запыленного внутреннего воздуха. В атмосферу с выбрасываемым от вытяжных систем воздухом поступают вредности, которые загрязняют окружающую воздушную среду, чем наносят экологический вред и ухудшают среду обитания людей, животных, растений. Применительно к системам вентиляции и кондиционированию воздуха обязательным условием повышения их энергоэффективности является использование теплоты выбросного вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха. Массовое применение установок утилизации позволит до 20 % сократить затраты топлива в энергетическом балансе страны. Одновременно решается и важная социальная задача — отказ от повышения оплаты за тепло на системы отопления.

С 01.01.2002 г. в Москве при 100 %-ной оплате за отопление жильцы должны круглый год платить 5,4 руб/м^2 месяц. Улучшение жилищных условий приводит к тому, что семья из четырех человек занимает трехкомнатную квартиру общей площадью до 160 м^2. Тогда за отопление этой квартиры каждый месяц будет вноситься плата: $160 \times 5{,}4 = 864$ руб/месяц. Жильцы с низким уровнем материальной обеспеченности за отопление платят 2.6 руб/м^2. В трехкомнатной квартире ежемесячная оплата за отопление составляет 416 руб/месяц. Московские руководители утверждают, что это покрывает только 40 % действительных затрат. Применение утилизации позволит сократить потребление тепла на 60 % и не повышать оплату.

Современные жилые дома оборудуются горизонтальными двухтрубными поквартирными системами отопления. Для повышения заинтересованности жильцов в экономии энергии на вводе горячей воды в квартиры устанавливаются счетчики расхода тепла. В последние годы реализованы мероприятия по значительному повышению термического сопротивления ограждающих строительных конструкций жилых и общественных зданий. Эти мероприятия позволили сократить трансмиссионные теплопотери в несколько раз. В зданиях с повышенным термическим сопротивлением ограждений доля трансмиссионных теплопотерь в общей нагрузке на системы отопления сократилась: в жилых домах до 20 %, в обще-

ственных зданиях до 10 %. Основные расходы тепла в системах отопления связаны с нагревом наружного воздуха, поступающего в помещения зданий от естественного или механического притока. В новых домах применяются герметичные окна, что резко сократило поступление в помещения наружного воздуха от неорганизованной инфильтрации. Это привело к ухудшению работы естественных вытяжных систем и ухудшению качества воздушной среды в помещениях (накоплению вредных выделений из современной отделки мебели и стен, газовых выделений от людей и др. вредностей, намоканию и разрушению стен).

Для улучшения качества воздушной среды жильцы и обитатели общественных зданий прибегают к частым открытиям форточек и фрамуг в окнах. Неорганизованное поступление в помещение холодного наружного воздуха создает холодное дутье и ложится основной составляющей на расход тепла в системах отопления. В последнее время наметилась тенденция для вентиляции помещений применять у окон регулируемые приточные щелевые устройства, которые позволяют обитателям комнат влиять на поступление приточного наружного воздуха. Однако при этом не решается главная энергетическая задача в зданиях — снижение расходов тепла на их функционирование. Применение организованных приточных систем с включением в них аппаратов для утилизации теплоты выбросного вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного является единственным энергетически, экономически и социально оправданным методом значительно (до 60–80 %) сокращения расхода тепла на отопление и вентиляцию помещений в зданиях различного назначения.

В этом плане весьма поучителен опыт европейских стран, в которых энергетический кризис 70-х годов, вызванный резким подорожанием жидкого топлива и газа, дал толчок к созданию специализированных фирм по производству энергосберегающего оборудования. Это позволило за два года в этих странах на 50 % сократить затраты топлива на цели отопления и вентиляции зданий.

Для нашей страны перенесение опыта европейских стран по энергосберегающему оборудованию не принес ожидаемого результата. Характерным является сооружение в Москве в 70-х годах гостиницы «Космос». Тендер на строительство выиграла французская фирма, которая строительные работы перепоручила югославским фирмам, как имеющим в Европе низкие расценки за выполнение подряда. Оборудование для систем вентиляции французами приобреталось от итальянских фирм, которые для экономии тепла

на нагрев приточного наружного воздуха установили в приточно-вытяжных агрегатах пластинчатые теплоутилизаторы. Опыт применения таких конструкций утилизаторов в климате Европы выявил их эффективное функционирование при температурах наружного воздуха не ниже −5 °С. Такой климат характерен для стран южной и средней части Европы, где температуры наружного воздуха ниже −5 °С наблюдается очень редко. Для обеспечения надежной работы пластинчатых теплоутилизаторов в европейских странах применяется электрический предподогрев наружного воздуха до −5 °С, что требуется не более 10 % времени отопительного периода.

В нашем климате зимой температуры наружного воздуха наблюдается до 70 % времени отопительного периода ниже −5 °С, и применение электрического предподогрева становится весьма дорогим. С учетом этого в гостинице «Космос» в проекте французской фирмы перед пластинчатыми утилизаторами установлены калориферы предподогрева, снабжаемые горячей водой от ТЭЦ. По условиям предохранения от замерзания воды в трубках калориферов предподогрев приточного наружного воздуха горячей водой автоматически обеспечивается до температуры +5 °С, что резко снижает энергетическую и экономическую эффективность режимов утилизации теплоты вытяжного воздуха, имеющего температуру не выше 24 °С.

Этот пример показывает на невозможность переноса опыта стран Европы по снижению расхода тепла в системах отопления и вентиляции на условия климата России, где зимний период характеризуется длительными стояниями температур наружного воздуха ниже −10 °С.

Под руководством автора главным специалистом «Моспроект 2» Кронфельдом Я. Г. в 1978 г. был разработан первый в нашей стране проект утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного воздуха в СКВ нового здания Госстроя СССР (ныне это здание занимает Совет Федерации России). Отличительной особенностью этого проекта системы утилизации является расположение по сечению строительного канала забора наружного воздуха для всех систем вентиляции и СКВ в здании, общего теплоотдающего теплообменника, собранного из калориферов типа КСк производства Костромского калориферного завода. На техническом этаже расположено шесть вытяжных агрегатов, в которых в качестве теплоизвлекающих теплообменников также применены калориферы КСк.

Теплоизвлекающие теплообменники от общих коллекторов соединены для параллельного прохождения антифриза по их трубкам. Подающим и обратным трубопроводами теплоизвлекающие теплообменники в вытяжных агрегатах соединены с расположенным в подвале здания общим теплоотдающим теплообменником. Для циркуляции антифриза применены два насоса (один запасной). Для компенсации температурных изменений антифриза установлен герметичный сосуд с гибкой мембраной.

Расчет системы утилизации и подбор поверхностей теплоизвлекающих и теплоотдающих теплообменников проведен по методике автора, разработанной в 1974 г. и опубликованной в научных трудах института ЦНИИпромзданий и работах [2, 7]. Методика расчета основана на обобщении многолетних исследований воздухоохладителей различного конструктивного исполнения. Теплоизвлекающие теплообменники в установках утилизации работают в режимах глубокого охлаждения и осушения выбросного вытяжного воздуха. Расчет режимов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях связан со значительными трудностями. В режимах нагрева или охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании коэффициенты теплопередачи определяется конструктивными особенностями теплообменников и гидродинамическими режимами протекания процессов, что определяется функциональной зависимостью

$$K = A(\upsilon\rho)^n w^m, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \qquad (2.25)$$

Свободный член A характеризует конструктивные особенности поверхностного теплообменника. Массовая скорость воздуха $(\upsilon\rho)$ в кг/(м$^2\cdot$с), вычисляемая в фасадном или жилом сечении теплообменника, определяет гидродинамические режимы движения воздуха со стороны оребренных трубок, что учитывается степенным показателем n. Скорость воды в трубках теплообменника w (м/с) со степенной зависимостью m определяет гидродинамические режимы движения жидкости по трубкам. В работе [7] показано, что скорость воды в трубках рационально принимать в режимах начала турбулентного течения жидкости в трубках.

В режимах нагрева приточного воздуха горячей водой с $t_\varphi = 70\,^\circ$С начало турбулентного течения воды отвечает скоростям воды в трубках $w = 0{,}12-0{,}14$ м/с. Показатель степени m примерно равен 0,11- 0,14 и дальнейшее повышения скорости воды не приводит к существенному росту коэффициентов теплопередачи,

но почти в квадратной степенной зависимости от увеличения скорости воды возрастает гидравлическое сопротивление теплообменника проходу воды. Поэтому по энергетическим соображениям целесообразно ограничивать скорость жидкости в трубках теплообменников границами начала развитого турбулентного течения [7].

Для режимов охлаждения при применении в качестве холодоносителя воды с температурой 6–8 °С ее скорость целесообразно ограничить величинами 0,6 -0,7 м/с. При использовании в качестве холодоносителя антифриза оптимальные значения скоростей жидкости в трубках 0,9 -1,1 м/с. В режимах охлаждения и осушения воздуха функциональная зависимость вида (2.25) недостаточна, так как необходимо учитывать интенсивность режимов осушки и охлаждения. В работе [1] проф. Карпис Е. Е. для расчета режимов охлаждения и осушения воздуха предложил частные формулы, справедливые только для определенной конструкции и числа рядов оребренных трубок в воздухоохладителях, а также интенсивности осушки воздуха. При практических расчетах для выбора рациональной поверхности воздухоохладителя, как правило, приходится изменять глубину теплообменника по числу рядов оребренных трубок. Поэтому нужно иметь опытные зависимости для каждого числа рядов.

В опытах в режимах охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании выявлена практически одинаковая зависимость для коэффициентов теплопередачи вида (2.25) при числе рядов оребренных трубок от 3 до 12.

В технической литературе имеется многочисленный обобщающий материал для различных конструкций воздухонагревателей и воздухоохладителей для вычисления коэффициентов теплопередачи в режимах нагрева или охлаждения при постоянном влагосодержании по опытным формулам вида (2.25). Учитывая это, автор предложил расчет режимов охлаждения и осушения воздуха проводить по методу замены реального режима охлаждения и осушения на условно «сухой» режим охлаждения при постоянном влагосодержании и при одинаковых в обоих режимах перепадах энтальпий охлажденного воздуха, что выражается уравнением теплового баланса для процессов извлечения теплоты из удаляемого вытяжного воздуха:

$$Q_{\text{т.у}} = L_{\text{у}}\rho_{\text{у}}(I_{\text{у}1} - I_{\text{у}2}) = L_{\text{у}}\rho_{\text{у}}c_p(t'_{\text{у}1} - t'_{\text{у}2}), \text{ кДж/ч}. \qquad (2.26)$$

На рис. 2.10 представлено построение режима охлаждения и осушения удаляемого вытяжного воздуха $L_{\text{у}}$ в теплоизвлекающем

теплообменнике установки утилизации. Режим извлечения теплоты из удаляемого воздуха $L_у$ выбран на условия максимально-возможного охлаждения и осушения при сохранении на большей

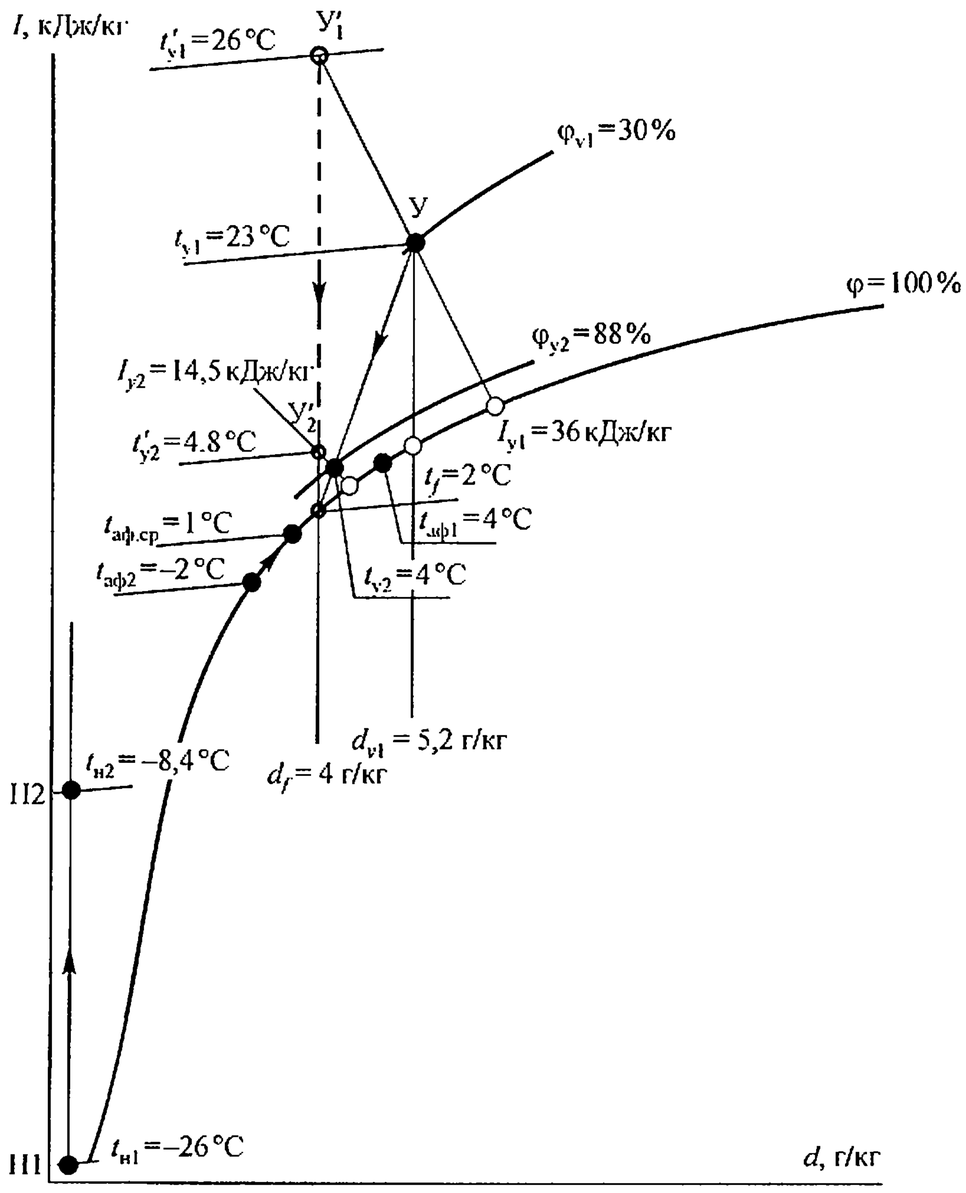


Рис. 2.10. Построение на I—d диаграмме рекомендуемого режима работы установки утилизации с промежуточным теплоносителем-антифризом в климате Москвы

части оребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника положительных температур. Для расчета проводится построение на диаграмме влажного воздуха и в качестве предельно низкой средней температуры оребренной поверхности теплоотдающего те-

плообменника рекомендуется принимать температуру $t_f = 2\,°С$. Режим охлаждения и осушения воздуха принято изображать на диаграмме влажного воздуха прямой, соединяющей точку начального состояния воздуха $t_{у1}$ и $I_{у1}$ в точке $У_1$ с точкой f, отвечающей средней температуре поверхности $t_f = 2\,°С$ в пересечении с кривой $\varphi = 100\%$.

Конечные параметры охлажденного и осушенного воздуха находятся на прямой $У_1$—f при следующих условиях:

если начальная относительная влажность охлаждаемого и осушаемого воздуха не более 40 %. то конечную относительную влажность воздуха принимают 88 % и находят конечные параметры на пересечении прямой $У_1$—f с $\varphi_{у2} = 88\%$;

если начальная относительная влажность более 40 % и до 70 %. рекомендуется принимать $\varphi_{у2} = 92\%$;

при начальной относительной влажности выше 70 % рекомендуется $\varphi_{у2} = 98\%$.

По построению на I—d диаграмме получаем параметры $t_{у2}$ и $I_{у2}$. Реальный процесс охлаждения и осушения заменяем построением на I—d диаграмме условно «сухого» режима. Для этого из точки f проводим вертикальную линию $d_f = \text{const}$. Продолжаем линии постоянных энтальпий $I_{у1}$ и $I_{у2}$ до пересечения с вертикальной d_f и в месте пересечения получаем точку $У_1$ с температурой $t'_{у1}$ и точку $У'_2$ с температурой $t'_{у2}$, которые при постоянном влагосодержании d_f имеют одинаковый перепад энтальпий $I_{у1}-I_{у2}$ с расчетным режимом охлаждения и осушения, что отвечает уравнению (2.26). На рис. 2.10 условно «сухой» режим охлаждения показан штриховой линией.

Расчет режимов извлечения теплоты из удаляемого воздуха проводится по построенному условно сухому режиму охлаждения. Теплотехническая эффективность этого режима оценивается показателем

$$\theta'_{ty} = \frac{t'_{у1} - t'_{у2}}{t'_{у1} - t_{аф2}}. \qquad (2.27)$$

В работах [2, 7] приведены аналитические и графические зависимости для показателя θ'_{ty} в зависимости от двух критериев:

Первый критерий — число единиц переноса явного тепла:

$$N_t = \frac{KF \times 3{,}6}{L\rho c_p}. \qquad (2.28)$$

Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2 · град), вычисляется по опытным формулам вида (2.25), которые приведены в литературе для различных конструкций воздухоохладителей [1, 2, 7, 8]. Расход охлаждаемого воздуха L, м^3/ч, его массовая плотность ρ, кг/м^3, и теплоемкость $c_p = 1$ кДж/(кг·град) заданы. Величина 3,6 является переводом Вт в кДж/кг. Обычно искомой является требуемая поверхность теплообменника F, м^2.

Второй критерий — отношение теплоемкостей потоков теплообмена:

$$W = \frac{L\rho c_p}{G_{\text{аф}} \cdot c_{\text{аф}}}. \qquad (2.29)$$

Расход антифриза $G_{\text{аф}}$, кг/ч, в установке утилизации выбирается из условия, что температурный перепад $\Delta t_{\text{аф}} = t_{\text{аф1}} - t_{\text{аф2}}$ рекомендуется принимать до 8 °С и вычисляется по формуле

$$G_{\text{аф}} = \frac{Q_{\text{т.у}} \times 3{,}6}{\Delta t_{\text{аф}} c_{\text{аф}}}, \text{ кг/ч}. \qquad (2.30)$$

Теплоемкость антифриза $c_{\text{аф}}$, кДж/(кг · град), зависит от его концентрации и температуры. Для широко применяемых незамерзающих жидкостей типа гликоля при концентрации 30% и температуре до $t_{\text{аф2}} = -4$ °С можно принять $c_{\text{аф}} = 3{,}6$ кДж/(кг · град).

Для расчетов обычно бывают заданы величины: коэффициент эффективности $\theta'_{\text{ту}}$, который рекомендуется принимать не более 0,74; показатель W. По графику на рис. 2.11 находится требуемая величина показателя N_t, который рекомендуется принимать не более 1,8. По опытным формулам вида (2.25) при выбранных величинах $(\upsilon\rho)$, которые в фасадном сечении теплообменника рекомендуется принимать не более 2,5 кг/(м^2· град), и скорости антифриза в пределах $w_{\text{аф}} = 0{,}9{-}1{,}2$ м/с, вычисляем коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2· град). Из преобразованного выражения для показателя N_t по (2.28) находится требуемая поверхность теплообменника:

$$F = \frac{N_t L_{\text{у}} \rho_{\text{у}} c_p}{K \times 3.6}, \text{ м}^2. \qquad (2.31)$$

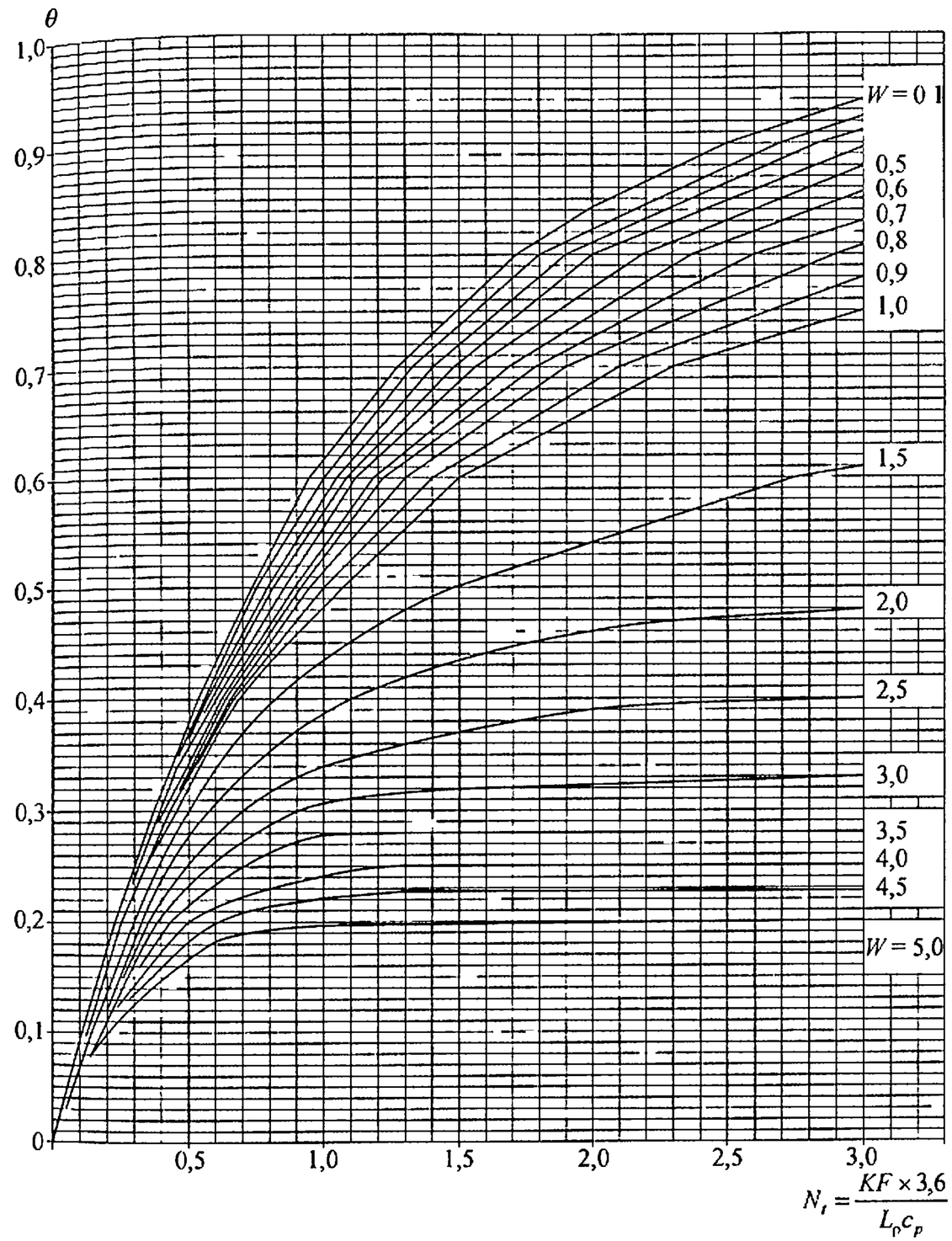


Рис. 2.11. Графическая зависимость показателя теплотехнической эффективности поверхностных теплообменников при противоточном движении воздуха и жидкости

Для получения рациональных аэродинамических сопротивлений теплоизвлекающий теплообменник рекомендуется принимать не более 8 рядов по глубине с шагом пластин оребрения не менее 2,8 мм. Расход теплоносителя-антифриза $G_{\text{аф}}$ и его температура выбираются при проектировании установки утилизации, что позволяет находить решения, обеспечивающие надежную работу и энергетически рациональную затрату электроэнергии, потребляемой для функционирования ее аппаратов. Решающим фактором для обеспечения надежной работы установки утилизации при низких отрицательных температурах расчетных условий холодного периода большинства климатических районов России **является отсутствие обмерзания теплоизвлекающих теплообменников**.

Для выполнения условия отсутствия обмерзания на поверхности теплоизвлекающего теплообменника разработан И. Кокориным [8] алгоритм управления установкой утилизации с промежуточным теплоносителем-антифризом.

По результатам лабораторных и многолетних натурных испытаний предложено контролировать датчиком минимально допустимую температуру охлажденного антифриза $t_{\text{аф2(мин)}} = -6\,^{\circ}\text{C}$. При снижении температуры наружного воздуха ниже $t_{\text{н}} = -20\,^{\circ}\text{C}$ по параметрам $Б$ в холодный период года в Москве в теплоотдающем теплообменнике увеличивается отдача тепла к холодному приточному наружному воздуху и снижается температура антифриза. В климате Москвы по данным климатологии зимой температура наружного воздуха может понижаться до $t_{\text{н}} = -42\,^{\circ}\text{C}$. При натурных испытаниях установок утилизации наблюдалось понижение температур наружного воздуха до $-34\,^{\circ}\text{C}$. В условиях крайне низких температур наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике происходит большой отвод теплоты от проходящего по его трубкам антифриза и его конечная температура $t_{\text{аф2}}$ снижается. В испытаниях в административном здании в Москве установлено, что при снижении температуры антифриза $t_{\text{аф2}}$ ниже $-7\,^{\circ}\text{C}$, с которой антифриз поступает в теплоизвлекающий теплообменник, наблюдалось образование инея и наледей на оребренной поверхности теплообменников. При появлении наледей в испытаниях [8] изменялась настройка датчика на повышение контролируемого значение температуры $t_{\text{аф2}}$.

Установлено, что надежная работа теплоизвлекающих теплообменников в установке утилизации теплоты вытяжного воздуха в административном здании без замерзания конденсирующейся влаги из вытяжного воздуха возможна при условии автоматического контроля температуры охлажденного в теплоотдающем теплообменнике промежуточного теплоносителя-антифриза на уровне $t_{\text{аф2}} > -6\,^{\circ}\text{C}$. На выполнение этих условий в схеме на рис. 2.7 предназначена работа автоматического клапана *24*, который при снижении температуры $t_{\text{аф2}}$ до $-6\,^{\circ}\text{C}$ обеспечивает подмешивание отепленного антифриза с температурой $t_{\text{аф1}}$. В теплоизвлекающий теплообменник *18* от работы насоса *22* всегда должен поступать теплоноситель-антифриз с температурой $t_{\text{аф2}}$ выше $-5\,^{\circ}\text{C}$, независимо от температуры наружного воздуха.

Вычисленное по (2.26) количество извлеченного из выбросного воздуха теплоты $Q_{\text{т.у}}$ позволяет вычислить температуру воздуха после теплоотдающего теплообменника (процесс Н_1–Н_2 на рис. 2.10):

$$t_{\text{н2}} = \frac{L_{\text{у}}\rho_{\text{у}}(I_{\text{у1}} - I_{\text{у2}})}{L_{\text{п.н}}\rho_{\text{п.н}}c_p} + t_{\text{н1}},\ ^{\circ}\text{C}. \qquad (2.32)$$

Полученное значение температуры нагрева $t_{\text{н2}}$ утилизируемым теплом приточного наружного воздуха $L_{\text{п.н}}$ должно быть не менее, чем на 6–8 градусов ниже температуры $t_{\text{у2}}$. Если в расчетах получается меньший перепад: $t_{\text{у2}} - t_{\text{н2}} < 6$–$8$ градусов, то рекомендуется увеличить температуру $t_f > 2\,^{\circ}\text{C}$ и провести повторный расчет.

Теплотехническая эффективность режима нагрева приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике оценивается показателем

$$\theta_{t\text{п.н}} = \frac{t_{\text{п2}} - t_{\text{н1}}}{t_{\text{аф1}} - t_{\text{н1}}}. \qquad (2.33)$$

Рекомендуется принимать показатель не более $\theta_{t\text{п.н}} < 0{,}74$.

Я. Г. Кронфельд использовал методику автора при расчете и проектировании систем утилизации во многих зданиях. Так, например, в 90-х годах в Москве была построена гостиница «Гранд-Отель». Все установки утилизации, запроектированные им, работают надежно и эффективно.

Необходимо отметить, что после трехлетних испытаний первой в нашей стране установки утилизации в здании Госстроя СССР (теперь здание Совета Федерации) ведущий институт ГПИ «Сантехпроект», сотрудники которого принимали участие в испытаниях, принял решение создать свою методику расчета, которая была широко распространена в справочной литературе. Проектные организации по всей стране использовали эту методику при

разработке проектов утилизации. По результатам натурной проверки, осуществленной по методике ГПИ «Сантехпроект» *) проектов систем утилизации, выявлена ненадежная их работа при низких температурах наружного воздуха. Сконденсированная на оребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника влага обильно замерзала, и образовавшийся лед препятствовал проходу вытяжного воздуха, что нарушало воздушный режим в зданиях.

Проведенный нами анализ разработанной ГПИ «Сантехпроект» методики показал, что в ней заложена ошибочная исходная предпосылка — первоначально задаваться высокой теплотехнической эффективностью теплоизвлекающего теплообменника, при которой расчетная температура охлажденного вытяжного воздуха имеет отрицательную температуру. В условиях отрицательных температур охлажденного воздуха неизбежно замерзание выпадающего конденсата.

Для устранения обмерзания воздухоохладителей, установленных в холодильных камерах, в холодильной технике применяются специальные электронагреватели, от периодической работы которых происходит периодическая оттайка поверхности теплообменников. В установках утилизации с промежуточным теплоносителем в методике ГПИ «Сантехпроект» предположено проводить оттайку от льда методом периодического пропуска антифриза по обводному трубопроводу, минуя теплоотдающие теплообменники в приточных агрегатах. Учитывая невысокую температуру антифриза $t_{аф1}$, нагретого вытяжным воздухом с температурой не выше 24 °С, предложенные режимы оттайки оказались мало эффективными. Это приводило из-за сильного обмерзания теплоизвлекающих теплообменников к остановке вытяжных систем на длительный срок.

Многочисленные неудачные решения установок утилизации, запроектированных по методике ГПИ «Санпроект», привели к тому, что сам головной институт отказался в середине 90-х годов от их применения в проектах. Отсутствие надежных систем утилизации в приточно-вытяжных системах приводит к значительному (до 50%) перерасходу теплоты на нагрев приточного наружного воздуха.

Предложенная автором методика принципиально отличается тем, что теплотехническая эффективность теплоизвлекающего теплообменника выбирается для условий отсутствия отрицательных температур как на поверхности теплообменника, так и у охлажденного выбросного воздуха. Эти условия при разработке проекта и работе установок утилизации должны обеспечиваться при любых наблюдаемых отрицательных температурах наружного воздуха. Еще раз можно подчеркнуть, что все запроектированные по методике автора установки утилизации надежно работают и есть уже 20-летний опыт успешного энергетического и эффективного их применения в здании Совета Федерации в Москве (с 1983 г. по настоящее время).

*) Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. — М.: Стройиздат, 1992. Гл. 21. С. 180–198.

Глубокая утилизация теплоты вытяжного воздуха достигается в схеме двухступенчатой утилизации, как это рассмотрено выше по схеме на рис. 2.9. Энергетическая целесообразность применения двухступенчатой утилизации подробно рассмотрена в работе [8] и подтверждена на реальных объектах при строительстве индивидуальных домов в Московской области.

Экономическая и энергетическая эффективность и сокращение сроков окупаемости достигаются при круглогодовом режиме использования теплообменника установки утилизации в приточном агрегате: зимой — для нагрева приточного наружного воздуха; летом — для косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха.

На рис. 2.12 приведена принципиальная схема круглогодового использования установки утилизации для кондиционирования приточного наружного воздуха с применением открытой градирни, выпускаемой отечественными фирмами [8]. В холодный период года вентили *9* на трубопроводах *3* открыты, а вентили *10* закрыты. Насос *4* работает и обеспечивает циркуляцию антифриза между теплоотдающим теплообменником *1* в приточном агрегате и теплоизвлекающим теплообменником *2* в вытяжном агрегате. Насос *13* и вентилятор градирни *11* не работают. Циркулирующий от работы насоса *4* антифриз $G_{аф}$ нагревается в теплообменнике *2* до температуры $t_{аф1}$ и охлаждается до температуры $t_{аф2}$ в теплообменнике *1*, отдавая теплоту вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха от температуры $t_{п.н1}$ до $t_{п.н2}$. В теплый период года при возрастании температуры наружного воздуха до $t_{н} = 22$ °С включается в работу насос *13* и вентилятор градирни *11*. В контуре установки утилизации на трубопроводах *3* вентили *9* закрыты, а вентили *10* открыты. По трубопроводам *12* циркулирует от работы насоса *13* вода G_w, которая охлаждается от ее испарения в орошаемом слое градирни *11* от температуры

t_{w2} до температуры t_{w1}. От работы насоса *4* отепленный в трубках теплообменника *1* антифриз с температурой $t_{аф2}$ поступает в

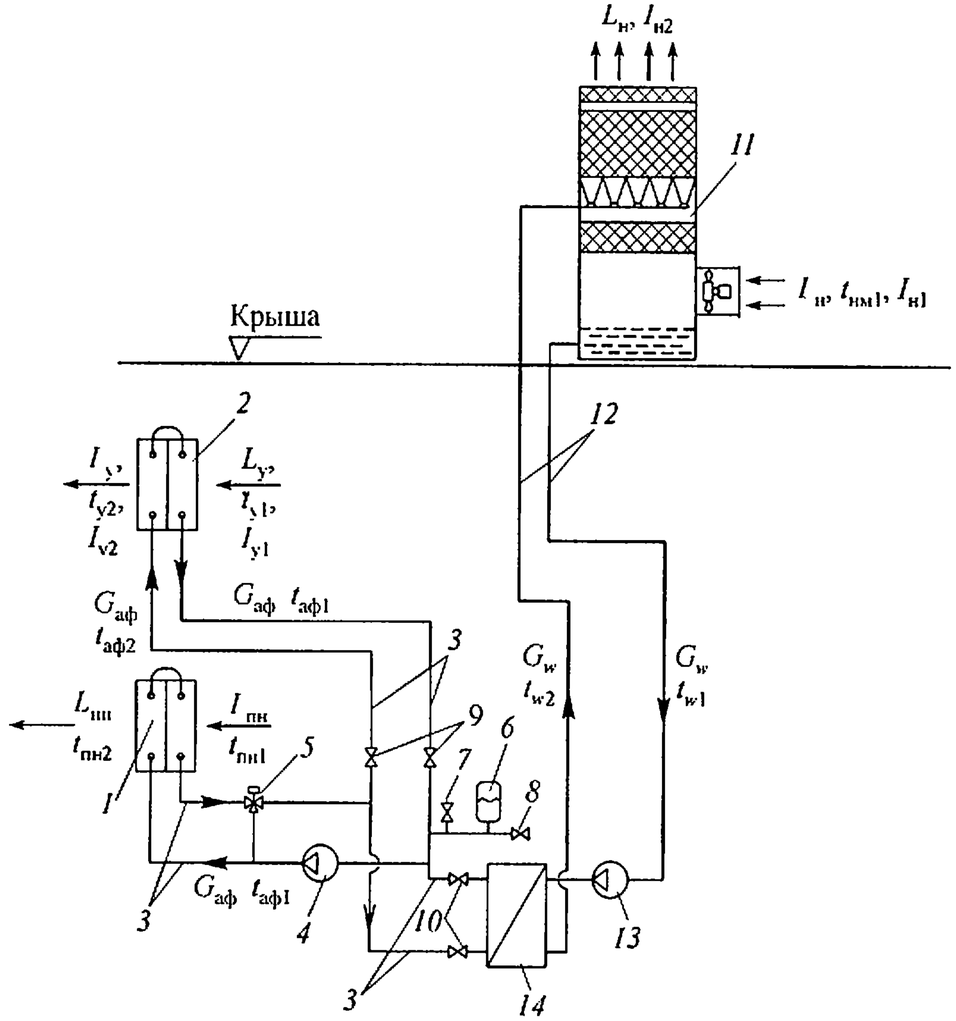


Рис. 2.12. Принципиальная схема установки утилизации круглогодовой работы с применением открытой градирни: *1* — теплообменник в приточном агрегате; *2* — теплообменник в вытяжном агрегате; *3* — трубопроводы циркуляции антифриза; *4* — насос циркуляции антифриза; *5* — автоматический клапан; *6* — расширительный герметичный бак; *7* — воздуховыпускной вентиль; *8* — заправочный вентиль; *9*, *10* — запорные вентили; *11* — градирня; *12* — трубопроводы циркуляции воды; *13* — насос циркуляции воды; *14* — теплообменник для охлаждения через разделительные стенки антифриза водой

каналы пластинчатого теплообменника *14*, в котором по другую стенку каналов в пластинах от работы насоса *13* проходит охлажденная испарением вода с начальной температурой t_{w1}. Через стенки каналов пластинчатого теплообменника *14* теплота от антифриза передается к воде, которая повышает температуру до t_{w2} и, тем самым, охлаждает антифриз до температуры $t_{аф1}$.

На рис. 2.13 показан характер распределения температур взаимодействующих в режиме косвенного испарительного охлаждения

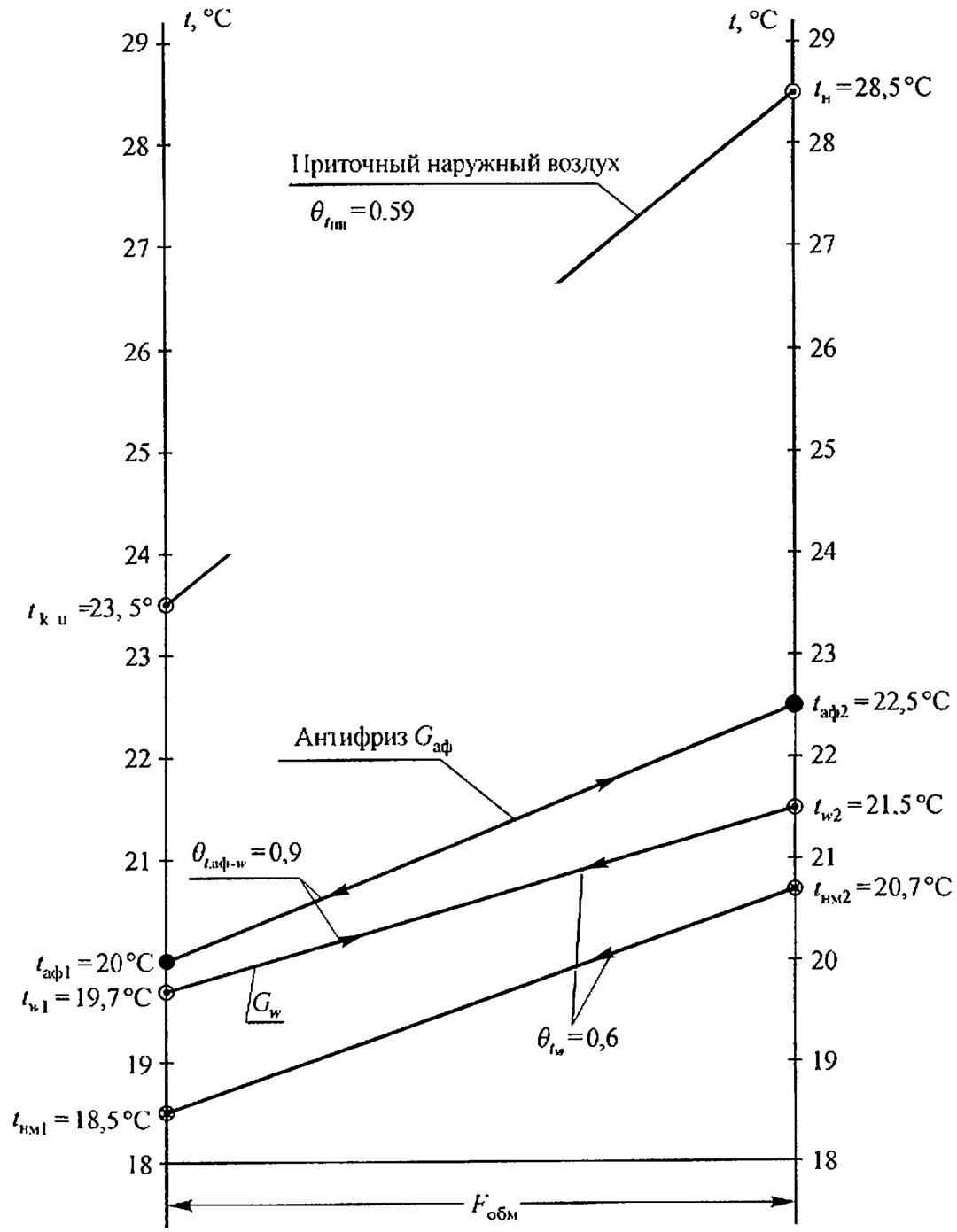


Рис. 2.13. Принятое распределение температур по поверхности обмена $F_{обм}$ в режиме косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха в установке круглогодовой утилизации по схеме на рис. 2.12 в расчетных условиях теплого периода года в Москве

воздуха, антифриза и воды. В градирне в потоке наружного воздуха с начальной температурой по мокрому термометру $t_{\text{нм1}} = 18{,}5\,^{\circ}\text{C}$, от испарения циркулирующая вода охлаждается до температуры $t_{w1} = 19{,}7\,^{\circ}\text{C}$, что оценивается показатель эффективности вида:

$$\theta_w = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{w2} - t_{\text{нм1}}} = \frac{21{,}5 - 19.7}{21{,}5 - 18{,}5} = 0{,}6.$$

Достигаемое значение эффективности испарительного охлаждения воды в градирне принимается по данным из каталогов фирм-изготовителей. В работе [8] приведены технические характеристики для отечественных конструкций градирен типа «Росинка» производства «Техэкопром», в которых достигается эффективность $\theta_w = 0{,}7$.

В качестве пластинчатых теплообменников рекомендуется применять продукцию фирмы «Альфа-Лаваль Россия», имеющую завод в Московской области. Высокое качество и высокие теплотехнические показатели пластинчатых теплообменников этой фирмы обеспечили их широкое применение в нашей стране. Расчет теплотехнической эффективности можно проводить по показателю

$$\theta_{t\,\text{аф}-\text{w}} = \frac{t_{\text{аф2}} - t_{\text{аф1}}}{t_{\text{аф2}} - t_{w1}} = \frac{22{,}5 - 20}{22{,}5 - 19{,}7} = 0{,}9.$$

Такой высокий коэффициент эффективности достигается благодаря высоким коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{\text{аф}} = 6000\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ со стороны движения по каналам антифриза. Со стороны движения воды коэффициенты теплоотдачи будут еще больше. Для нахождения поверхности пластин при заданных показателях $\theta_{t\,\text{аф}-\text{w}}$ и $W_{\text{аф.w}}$ можно использовать график на рис. 2.11. В выражении для показателя N_t вместо коэффициента теплопередачи K необходимо использовать коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{аф}}$. Теплообменник установки утилизации в приточном агрегате выбирается для режима нагрева приточного воздуха утилизируемым теплом. Обычно показатель $\theta_{t\text{п.н}}$ имеет значение не менее 0,65 -0,7. В принятых на рис. 2.12 режимах косвенного испарителя охлаждения приточного воздуха показатель эффективности вычисляется по выражению

$$\theta_{t\text{п.н}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к.и}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{аф1}}} = \frac{28{,}5 - 23{,}5}{28{,}5 - 20} = 0{,}59,$$

что меньше обычно принимаемых величин $\theta_{t\text{п.н}}$ в установках утилизации теплоты вытяжного воздуха. В режимах по рис. 2.13 достигается понижение температуры приточного наружного воздуха до $t_{\text{к.и}} = 23{,}5\,^{\circ}\text{C}$. Благодаря предварительному охлаждению приточного воздуха в комфортных СКВ можно понизить проектную мощность холодильных машин до 40%. Достигаемое снижение стоимости холодильных машин будет близко к стоимости оборудования установки утилизации.

В гл. 4 будет показано, что применение режима косвенного испарительного охлаждения в СКВ на текстильных комбинатах позволяет полностью отказаться от использования холодильных машин и увеличить энергетический показатель СКВ в три-четыре раза по сравнению с традиционными решениями СКВ.

Очень важно наличие в СКВ ступени косвенного испарительного охлаждения в летние дни, когда температура наружного воздуха $t_{\text{н}}$ превосходит расчетные параметры Б [18]. Так например, в Москве последние годы до двух летних недель имеет место повышение температур наружного воздуха до $t_{\text{н}} = 33\text{–}36\,^{\circ}\text{C}$, что выше расчетного значения $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$, для которой выбирается мощность холодильной станции СКВ. Метод косвенного испарительного охлаждения позволяет получать в климате Москвы температуру $t_{\text{ки}} \approx 23{,}5\,^{\circ}\text{C}$ примерно одинаковой величины при возрастании $t_{\text{н}} > 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$ [7, 8]. Это позволяет в периоды высоких температур $t_{\text{н}}$, не увеличивая мощность холодильной установки СКВ, получать комфортные $t_{\text{в}}$ в обслуживаемых помещениях.

Глава 3

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

3.1. СКВ в классных комнатах школ

Принципиальные схемы СКВ прежде всего определяются назначением и строительно-архитектурными решениями общественного здания. Так, например, в школьных зданиях традиционно применяется центральная приточная система вентиляций, совмещенная с воздушным отоплением. Имеются многочисленные жалобы на плохой воздушный климат, создаваемый в классных комнатах от работы традиционной центральной системы воздушного отопления и вентиляции, хотя на ее круглогодовое функционирование затрачивается значительное количество тепла и электроэнергии.

Автором проведен анализ и расчеты систем для школьных зданий и показано, что наиболее энергетически эффективной и создающей наибольший комфорт для учащихся и учителей обеспечивается в местно-центральной СКВ с установкой под окнами в классной комнате ДЭ, от которых приточный воздух поступает в зону учащихся, как это показано на схеме рис. 2.4. В традиционной центральной системе ОВ в школьном здании приточный агрегат располагается в подвальном помещении. В школе на 22 класса в здании высотой четыре этажа по подвалу от приточного воздуховода проходят коллекторные воздуховоды, имеющие десять вертикальных стояков. Производительность стояков по приточному наружному воздуху от 2565 до 520 м^3/ч. В зависимости от размера и назначения обслуживаемых помещений по высоте этажей по стояку проходит различный расход приточного воздуха. Общая производительность по приточному воздуху центрального кондиционера составляет 19120 м^3/ч. На группу стояков с одинаковой ориентацией по сторонам света обслуживаемых помещений прини-

мается общий зональный воздухонагреватель. В классных комнатах от общего стояка отходят два вертикальных ответвления, и на них на высоте от пола 2,6 м монтируются воздухораспределители соплового типа ВСП-400У с резиновыми регулировочными заглушками.

В режиме воздушного отопления и вентиляции классных помещений приточный воздух подается под потолком. Приточная струя захватывает испарения, тепловыделения и вредные газы, выделяемые учениками и поднимающиеся тепловыми конвективными струями под потолок, и частично возвращает вредности в зону обитания людей, что значительно ухудшает санитарно-гигиенические качества воздуха в рабочей зоне помещения. Вторым серьезным недостатком традиционной центральной системы является невозможность осуществления регулирования теплового режима в каждом помещении. Третьим недостатком традиционным системы является отсутствие организованной вытяжки отепленного и загазованного воздуха из классных комнат. Разработчики традиционной системы воздушного отопления и вентиляции классных комнат в школе полагали, что применяемые прежде оконные рамы имели недостаточную герметичность. Через отверстия в окнах избыток воздуха в помещениях удаляется наружу и препятствует инфильтрации холодного наружного воздуха, что обеспечивало снижение нагрузок на отопление помещений.

За последние годы в новых строительных нормах [15, 20] значительно повышены требования к увеличению термического сопротивления ограждающих конструкций и герметичности окон. При выполнении этих требований в новых зданиях отмечается высокая герметичность помещений, что требует обязательного применения механических приточно-вытяжных систем. Поэтому в традиционной системе центрального притока необходимо дополнительно устроить организованную вытяжку из помещений.

Предлагаемое нами новое решение СКВ для классных комнат школьных зданий обеспечивает приток санитарной нормы приточного наружного воздуха в зону обитания людей, а организованную вытяжку осуществлять под потолком. В целях значительного снижения расходов тепла на подогрев приточного наружного воздуха предлагается обязательное применение установки утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха.

В классной комнате площадью 37 м^2 находится 25 учеников и учитель. Площадь наружных ограждений класса составляет 49 м^2.

Примем нормируемое приведенное термическое сопротивление ограждений 2,0 м^2 · град/Вт и вычислим трансмиссионные теплопотери:

$$Q_{\text{т.пот.тр}} = \frac{F_{\text{н}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{R_{\text{огр}}} = \frac{49(20 + 26)}{2} = 1127 \text{ Вт}.$$

Явные тепловыделения от учеников и учителя составляют

$$Q_{\text{т.выд.л}} = 25 \times 80 + 1 \times 105 = 2105 \text{ Вт}.$$

Проведенный расчет показывает, что даже при расчетной температуре наружного воздуха в климате Москвы $t_{\text{н}} = -26\,^\circ$C [18] при проведении занятий в заполненном классе имеют место значительные превышения тепловыделений от людей по сравнению с трансмиссионными теплопотерями. Это требует охлаждения классных комнат:

$$Q_{\text{х.ас.пн}} = Q_{\text{т.выд.л}} - Q_{\text{т.пот.тр}} = 2105 - 1127 = 978 \text{ Вт}.$$

По санитарным нормам [21] в класс необходимо подавать приточного наружного воздуха на одного человека 16 м^3/ч и при нахождении в классе 25 человек получим

$$L_{\text{пн}} = 16 \times 26 = 416 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Предлагаемая подача саннормы приточного наружного воздуха через ДЭ, установленные под окнами, позволяет иметь комфортное воздухораспределение при температуре приточного воздуха $t_{\text{п}} = 17\,^\circ$C [18]. Выше было показано, что благодаря эжекции внутреннего воздуха через теплообменник ДЭ температура первичного наружного приточного воздуха может быть $t_{\text{пн}} = 8{,}6\,^\circ$C. В классной комнате при насыщенном нахождении людей показатель эффективности воздухораспределения можно принять $K_L = 2{,}4$. Тогда по формуле (1.13) получим

$$t_{\text{у}} = 2{,}4(20 - 17) + 17 = 24.2\,^\circ\text{C}.$$

Воспринимаемые приточным наружным воздухом, который удаляется вытяжными системами под потолком, количество теплоизбытков составит

$$Q_{\text{х.пн}} = 416 \times 1{,}23 \times 1 \times \frac{24{,}2 - 8{,}6}{3{,}6} = 2217 \text{ Вт}.$$

Расчет показывает, что холода приточного наружного воздуха значительно больше, чем требуется в пасмурный день зимой для поддержания в рабочей зоне классной комнаты комфортной температуры $t_{\text{в}} = 20\,^\circ$C. Излишек холода наружного приточного воздуха воспринимается подогретым эжектируемым воздухом в теплообменнике ДЭ, куда зимой подается отепленная вода с начальной температурой 40 °C. Вычислим требуемую температуру притока $t_{\text{п}}$ поступления в помещение от ДЭ в условиях подачи первичного воздуха с температурой $t_{\text{пн}} = 8{,}6\,^\circ$C:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} + \frac{(Q_{\text{х.пн}} - Q_{\text{х.ас.пн}}) \times 3{,}6}{L_{\text{пн}}(1 + K_{\text{э}}) \times \rho_{\text{п}} \times c_{\text{р}}}, \,^\circ\text{C}. \qquad (3.1)$$

Для рассматриваемого режима в классной комнате получим:

$$t_{\text{п}} = 20 + \frac{(2217 - 978) \times 3{,}6}{410(1 + 2{,}8) \times 1{,}2 \times 1} = 22.4\,^\circ\text{C}.$$

Расчет показывает незначительный перегрев приточного воздуха в теплообменниках ДЭ. В классной комнате под окнами установим два ДЭ.1.6.240. Через каждый ДЭ расход первичного воздуха должен быть

$$l_{\text{пн}} = \frac{L_{\text{пн}}}{m} = \frac{416}{2} = 208 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловая производительность в расчетных условиях зимой при $t_{\text{н}} = -26\,^\circ$C теплообменника одного ДЭ должна быть

$$q_{\text{дэ}} = \frac{Q_{\text{х.пн}} - Q_{\text{х.ас.пн}}}{2} = \frac{2217 - 978}{2} = 620 \text{ Вт}.$$

Принимаем начальную температуру горячей воды, подаваемой к теплообменнику ДЭ, $t_{\text{wг1}} = 40\,^\circ$C и $t_{\text{в}} = 20\,^\circ$C. Тогда требуемая величина удельной тепловой производительности будет

$$A_{\text{т}} = \frac{620}{40 - 20} = 31 \text{ Вт/град}.$$

По графику на рис. 4.11 на с. 132 [8] при $l_{\text{пн}} = 207$ м^3/ч и $A_{\text{т}} = 31$ Вт/град требуется при $t_{\text{wг1}} = 40\,^\circ$C расход горячей воды через теплообменник ДЭ $G_{\text{wг}} = 40$ кг/ч.Обратная температура воды будет

$$t_{\text{wоб}} = t_{\text{wг1}} - \frac{q_{\text{дэ}} \times 3{,}6}{G_{\text{wг}} \times c_{\text{w}}} = 40 - \frac{690 \times 3{,}6}{40 \times 4{,}2} = 26{,}7\,^\circ\text{C}.$$

Расчет показывает, что даже в расчетных условиях холодного периода года система отопления на базе ДЭ может получить теплоту из обратной теплосети или на повышенном перепаде горячей воды. по сравнению с традиционным графиком теплоснабжения от ТЭЦ [17]. При $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$ в климате Москвы расчетный перепад теплоснабжения от ТЭЦ по графику составляет $130 - 70 = 60\,^{\circ}\text{C}$, что для одного теплообменника ДЭ потребует расхода из сети горячей воды

$$q_{\text{wт. тэц}} = \frac{620 \times 3{,}6}{60 \times 4{,}2} = 9.86 \text{ кг/ч}.$$

Благодаря применению высокоэффективного теплообменника в ДЭ расход горячей воды от ТЭЦ на один ДЭ может быть сокращен:

$$q_{\text{wг.тэц.дэ}} = \frac{620 \times 3{,}6}{130 - 30} \times 4.2 = 5{,}3 \text{ кг/ч}$$

или в %-ном сокращении расхода воды составит:

$$\frac{9{,}86 - 5{,}3}{9{,}86} \times 100 = 40\%.$$

Расчет показывает, что при закрытой схеме теплоснабжения применение в системе отопления ДЭ позволяет сократить расход тепла от ТЭЦ на 40%.

Вторым энергосберегающим мероприятием в СКВ школьного здания предлагается применить установку утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного с насосной циркуляцией антифриза. В чердачном помещении необходимо расположить несколько вытяжных систем: из классных комнат; из туалетов; из кухни. Во всех вытяжных агрегатах должны быть установлены по ходу воздуха: фильтры грубой очистки; теплоизвлекающий теплообменник с поддоном и сепаратором; вытяжной вентилятор. Все теплоизвлекающие теплообменники в вытяжных агрегатах связывают параллельно трубопроводами для насосной циркуляции антифриза через них и теплоотдающий теплообменник в приточном агрегате. Благодаря применению установки утилизации за год функционирования приточно-вытяжных систем достигается значительная (до 60%) экономия тепла на нагрев приточного наружного воздуха. Количество сэкономленного за год работы систем утилизации тепла вычисляется по формуле [8]

$$\sum Q_{\text{т.у}} = L_{\text{пн}} \times \sum q_{\text{т.у}} \frac{\tau_{\text{вок}}}{24}, \ \frac{\text{кВт.ч}}{\text{год}}. \qquad (3.2)$$

Для расчетов по формуле (3.2) необходимо знать числовое значение удельного показателя достигаемого снижения расхода теплоты на нагрев $1\,\text{м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха $\sum q_{\text{т.у}}$, вычисляемого по методике в работе [8]. Для Москвы и температуре удаляемого воздуха $t_{y1} = 25\,^{\circ}\text{C}$, эффективности установки утилизации $\theta_{\text{т.у}} = 0{,}36$ величина удельного показателя составит $\sum q_{\text{т.у}} = 22\,(\text{кВт} \cdot \text{ч/год})(\text{м}^3_{\text{пн}}/\text{ч})$. Время работы установки $\tau_{\text{вок}} = 12\,\text{ч}$ в сутки. Тогда по формуле (3.2) получим

$$\sum Q_{\text{т.у}} = 20000 \times 22\frac{12}{24} = 220000 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

При стоимости 1 кВт · ч тепла 0,3 руб достигается следующая годовая экономия в оплате за тепло:

$$\sum C_{\text{т.у}} = 220000 \times 0{,}3 = 66000 \text{ руб/год}.$$

Дополнительная экономия в оплате за тепло будет достигнута благодаря снижения на 40% расхода горячей воды от ТЭЦ. Окупаемость сооружения установки утилизации достигается так же снижением капитальных затрат на тепловые сети и тепловой пункт, что может быть оценено в 1600 руб/кВт · ч в расчетном отопительном режиме.

Учитыван, что школьные здания находятся на местном бюджете, достигаемая экономия в оплате за тепло позволит профинансировать реконструкцию систем отопления и вентиляции в других школьных зданий по изложенной выше энергосберегающей технологии функционированием систем отопления и вентиляции.

3.2. Система микроклимата помещений плавательных бассейнов

Помещения плавательных бассейнов используют, как правило круглый год. Температура воды в бассейне в холодный период года не должна опускаться ниже $25\,^{\circ}\text{C}$, а летом увеличиваться до $27\,^{\circ}\text{C}$. Температура воздуха поддерживается на $1{-}2\,^{\circ}\text{C}$ выше температуры воды при относительной влажности 50–60%.

Наличие открытой поверхности воды обусловливает поступление в воздух помещений большого количества водяных паров. Количество испаряющихся с поверхности ванны бассейна водяных

паров W (кг/ч) может быть вычислено по опытной формуле, полученной финскими специалистами применительно к особенностям функционирования плавательных бассейнов [13]:

$$W_{\text{ис}} = \frac{AF\sigma_{\text{ис}}(d_{\text{w}} - d_{\text{в}})}{1000}, \qquad (3.3)$$

где A — опытный коэффициент, F — площадь поверхности водяной ванны (м^2), $\sigma_{\text{ис}}$ — коэффициент испарения (кг/(м^2 · ч) на 1 кг влаги), d_{w}, $d_{\text{в}}$ — влагосодержание соответственно насыщенного воздуха и воздуха в зоне нахождения людей (г/кг).

Опытный коэффициент A учитывает интенсификацию испарения с поверхности воды площадью F (из-за изменения условий протекания процессов испарения при наличии купающихся) по сравнению с испарением со спокойной поверхности воды. По данным финских специалистов, для оздоровительных плавательных бассейнов коэффициент $A = 1{,}5$ [13].

Площадь F поверхности спокойной глади воды в бассейне определяется размерами водяной ванны. Коэффициент испарения $\sigma_{\text{ис}}$ (кг/(м^2 · ч) на 1 кг влаги) вычисляется по опытной формуле [13]:

$$\sigma_{\text{ис}} = 25 + 19v, \qquad (3.4)$$

где v — скорость движения воздуха (м/с).

Влагосодержание насыщенного воздуха d_{w} при температуре поверхности воды t_{w} находят по $I{-}d$ диаграмме или вычисляют по формулам [2]. Влагосодержание воздуха $d_{\text{в}}$ в зоне нахождения людей находят по $I{-}d$ диаграмме при заданных параметрах воздуха — температуре $t_{\text{в}}$ и относительной влажности $\varphi_{\text{в}}$ или вычисляется по формулам [2].

Скорость движения воздуха v (м/с) над поверхностью воды зависит от схемы организации воздухообмена в помещении. По условиям теплового комфорта для обнаженных людей скорость воздуха в зоне их нахождения в бассейне не должна превышать 0,1 м/с.

Примем площадь водной поверхности бассейна $F = 25 \times 8 = 200$ м^2, температуру воды летом $t_{\text{w}} = 27\,^\circ$C и параметры воздуха в зоне нахождения людей $t_{\text{в}} = 28\,^\circ$C и $\varphi = 60\%$. По формуле (3.4) вычисляем коэффициент испарения (кг/(м^2 · ч) на 1 кг влаги):

$$\sigma_{\text{ис}} = 25 + 19 \cdot 0{,}1 = 26{,}9.$$

На $I{-}d$ диаграмме (рис. 3.1) находим $d_{\text{w}} = 23$ г/кг (точка W) и $d_{\text{в}} = 14{,}4$ г/кг (точка В).

По формуле (3.3) вычисляем количество испаряющейся влаги при использовании бассейна для оздоровительного плавания:

$$W_{\text{ис}} = 1{,}5 \times 200 \times 26{,}9 \times \frac{23 - 14{,}4}{1000} = 69{,}4 \text{ кг/ч}.$$

На испарение воды затрачивается количество теплоты, которое поступает из воздуха при наличии градиента температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{w}})$ в сторону воды, а также количество теплоты, отдаваемое горячей

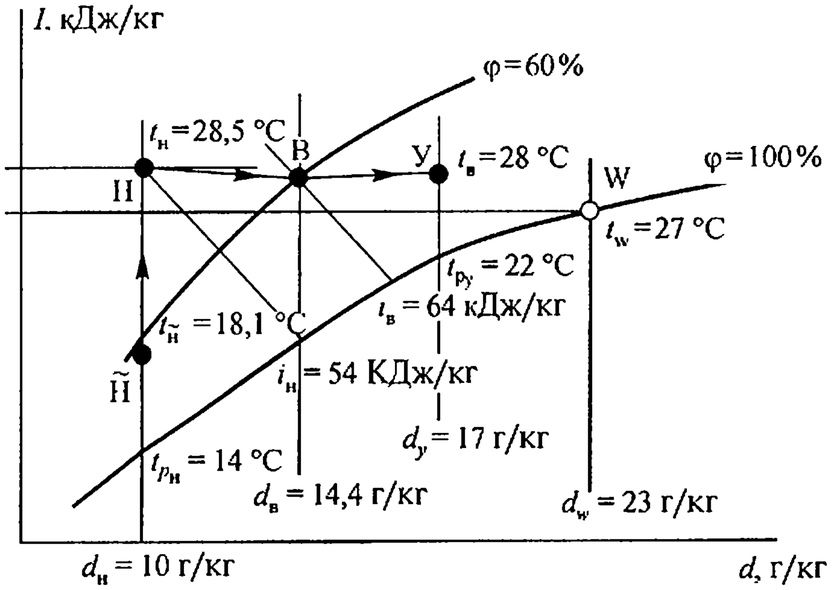


Рис. 3.1. Построение на $I{-}d$ диаграмме режима работы приточно-вытяжной системы в расчетных условиях теплового периода года в климате Москвы: Н–В–У — поглощение влаговыделений приточным воздухом по высоте помещения плавательного бассейна; Н̃–Н — нагрев приточного наружного воздуха в утренние и вечерние часы теплого периода года

водой в водо-водяном нагревателе. Горячая вода поступает при насосной циркуляции от источника теплоснабжения. Поток теплоты, затрачиваемой на испарение воды $Q_{\text{ис}}$ (кДж/ч), вычисляют по формуле

$$Q_{\text{ис}} = W_{\text{ис}} r. \qquad (3.4)$$

Скрытую теплоту парообразования r (кДж/кг) при температуре воды t_{w} находят по формуле

$$r = 2500 - 4{,}2\,t_{\text{w}}. \qquad (3.5)$$

Для рассматриваемого случая по формуле (3.5) получим

$$r = 2500 - 4{,}2 \times 27 = 2387 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда:

$$Q_{\text{ис}} = 69{,}4 \times 2387 = 165658 \text{ кДж/ч, или } 165658/3{,}6 = 46016 \text{ Вт}.$$

Если помещение плавательного бассейна имеет значительную площадь поверхности остекления в наружных ограждениях, то проникающая через него теплота солнечной радиации затрачивается на нагрев строительных конструкций и зеркала воды. Использование проникающей в помещение бассейна солнечной радиации в целях нагрева зеркала воды в плавательной ванне позволяет сократить затраты теплоты от источника теплоснабжения, требуемые для поддержания температуры воды в ванне $t_{\text{w}} = 27\,^{\circ}\text{C}$.

В холодный период года необходимо предотвратить повышенные теплопотери через значительные поверхности остекления в наружных ограждениях. Для этой цели конструкция остекления должна иметь повышенное термическое сопротивление теплопередаче, обусловленной наличием градиента температур внутреннего $t_{\text{в}}$ и наружного $t_{\text{н.х}}$ воздуха, но сохранять способность пропускать в помещение теплоту солнечной радиации, которая будет способствовать поддержанию температуры поверхности воды в плавательной ванне на требуемом уровне $t_{\text{w}} = 25{-}27\,^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3.1 представлено построение на $I{-}d$ диаграмме расчетного режима работы системы микроклимата в помещении плавательного бассейна в теплый период года в климате Москвы. Для удаления из помещения испаряющихся водяных паров используется наружный воздух с параметрами [18]: $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$, $I_{\text{н}} = 54$ кДж/кг (точка Н). В зоне плавания поддерживаются параметры точки В: $t_{\text{в}} = 28\,^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 60\%$ при $I_{\text{в}} = 64$ кДж/кг.

В целях увеличения поглотительной способности приточного вытяжного воздуха по восприятию влаговыделений рационально подавать приточный воздух с малыми скоростями непосредственно в зону нахождения людей, а удалять воздух из верхней зоны под потолком помещения. Влажный воздух легче сухого. Поэтому в режиме поступления в зону нахождения людей приточного воздуха и поглощения испаряющихся водяных паров образуется более насыщенный влагой воздух, который будет подниматься под перекрытие, где влагосодержание $d_{\text{у}}$ становится выше, чем $d_{\text{в}}$. Для нахождения влагосодержания $d_{\text{у}}$ (г/кг) удаляемого воздуха при

расходе $L_{\text{у}}$ можно использовать преобразованную формулу (1.4):

$$d_{\text{у}} = d_{\text{в}} + K_{\text{d}}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}), \tag{3.6}$$

где $d_{\text{в}}$, $d_{\text{п}}$ — влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха (г/кг).

Показатель K_{d} называется коэффициентом эффективности организации воздухообмена. Для рекомендуемой схемы притока воздуха в зону нахождения людей и вытяжки под потолком этот показатель может быть принят равным $K_{\text{d}} = 1{,}6$. Вычислим по формуле (3.6) возможное влагосодержание удаляемого воздуха для рассматриваемого примера:

$$d_{\text{у}} = 10 + 1{,}6(14{,}4 - 10) = 17 \text{ г/кг}.$$

На $I{-}d$ диаграмме (см. рис. 3.1) находим точку У с параметрами: $d_{\text{у}} = 17$ г/кг, $t_{\text{в}} = t_{\text{у}} = 28\,^{\circ}\text{C}$.

Согласно расчету для поглощения влаговыделений в помещениях плавательных бассейнов в зону нахождения людей необходимо подавать следующее количество приточного наружного воздуха:

$$L_{\text{п.н}} = \frac{W_{\text{ис}} \times 1000}{\rho_{\text{пп}}(d_{\text{у}} - d_{\text{п}})}. \tag{3.7}$$

Для рассматриваемого примера по формуле (3.7) получим:

$$L_{\text{п.н}} = \frac{69{,}4 \times 1000}{1{,}15 \times (17 - 10)} = 8621 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В СНиП [18] указано, что в расчетные сутки теплого периода года температура наружного воздуха в климате Москвы снижается на $10{,}4\,^{\circ}\text{C}$ (точка $\widetilde{\text{Н}}$). Следовательно, для сохранения комфортных условий воздушной среды приточный наружный воздух в утренние и вечерние часы летом необходимо подогревать. Для первоначального подогрева приточного наружного воздуха энергетически рационально использовать установку утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя-антифриза. Во избежание конденсации водяных паров температура внутренней поверхности ограждений должна быть выше температуры точки росы удаляемого воздуха $t_{\text{р.у}}$, т. е. выше $22\,^{\circ}\text{C}$ (для построения, выполненного на рис. 3.1).

На рис. 3.2 представлено построение на $I-d$ диаграмме расчетного режима работы системы микроклимата в холодный период

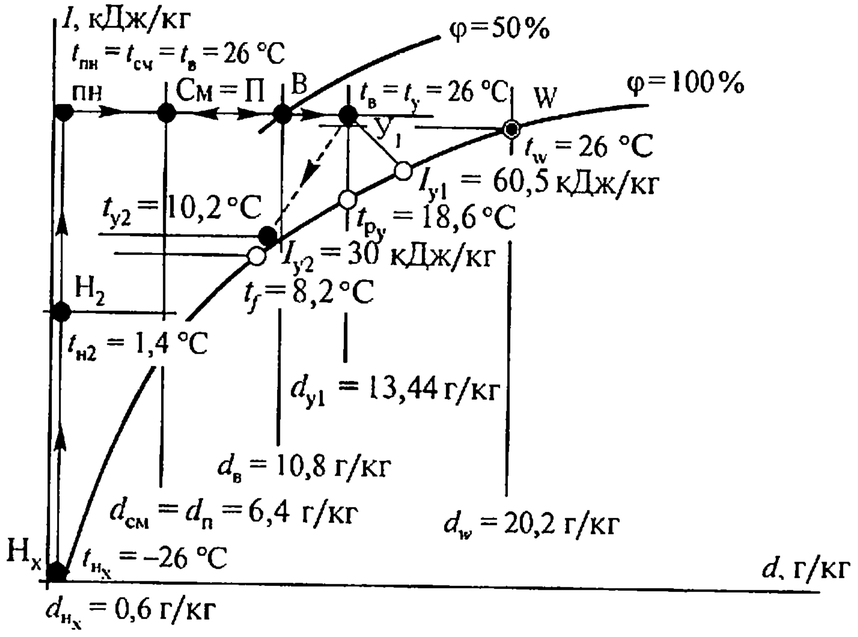


Рис. 3.2. Построение на $I-d$ диаграмме режима работы приточно-вытяжной системы в расчетных условиях теплового периода года в климате Москвы: $Н_х$–$Н_2$ — нагрев приточного наружного воздуха в установке утилизации; У–У — извлечение теплоты из выбросного вытяжного воздуха в установке утилизации; $Н_2$–ПН — нагрев приточного наружного воздуха в калорифере; ПН–СМ–У — процесс смешения подогретого приточного наружного воздуха с частью вытяжного воздуха; СМ–В–У — поглощение влаговыделений приточным воздухом по высоте помещения плавательного бассейна

года при параметрах Б [18]: $t_{н.х} = -26\,°С$, $d_{н.х} = 0{,}6$ г/кг; температура воды $t_w = 25\,°С$; $d_w = 20{,}2$ г/кг; температура воздуха $t_в = 26\,°С$, $d_в = 10{,}8$ г/кг, относительная влажность $\varphi_в = 50\%$.

Градиент влагосодержаний внутреннего и приточного воздуха в расчетных условиях холодного периода года значительно больше, чем в расчетных условиях для теплого периода года (см. рис. 3.1). Как следует из формулы (3.3), увеличение градиента влагосодержаний приведет к возрастанию количества воды, испаряющейся с водного зеркала ванны плавательного бассейна, что соответственно увеличит расход теплоты на подогрев пополняющей бассейн свежей воды. В целях сохранения в холодный период года условий испарения воды близкими к режимам в летний период предлагается в холодный период года градиенты влагосодержаний оставить неизменными и равными их значениям при работе в летних режимах. Для выполнения этих условий следует в холодный период года достигать требуемого влагосодержания приточного воздуха путем смешения в приточном агрегате подогретого до температуры $t_{п.н} = 26\,°С$ наружного воздуха и рециркуляционного влажного воздуха из помещения.

Градиенты влагосодержаний в рабочей зоне в теплый и холодный периоды года принимают одинаковыми и равными градиенту в теплый период года:

$$\Delta d_{р.з} = d_в - d_н = 14{,}4 - 10 = 4{,}4 \text{ г/кг}.$$

Таким образом, влагосодержание смеси приточного воздуха в холодный период года:

$$d_{см} = d_в - \Delta d_{р.з} = 10{,}8 - 4{,}4 = 6.4 \text{ г/кг}.$$

Влагосодержание удаляемого воздуха вычисляем по формуле (3.6):

$$d_у = 6{,}4 + 1{,}5(10{,}8 - 6{,}4) = 13{,}44 \text{ г/кг}.$$

Из уравнения баланса смеси определяем расход приточного наружного воздуха в холодный период года:

$$L_{п.п.х} = L_п \frac{\rho_у d_у - \rho_{см} d_{см}}{\rho_у d_у - \rho_{п.п} d_{п.н}} = 8621 \frac{1{,}15 \times 13{,}44 - 1{,}16 \times 6{,}4}{1{,}15 \times 13{,}44 - 1{,}17 \times 0{,}6} = 4811 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $\rho_у$, $\rho_{п.н}$, $\rho_{см}$ — плотность соответственно удаляемого, приточного наружного воздуха и смеси (кг/м^3).

Полученное значение $L_{п.н.х}$ необходимо проверить на соответствие санитарно-гигиеническим нормам по подаче в помещение приточного наружного воздуха. В плавательном бассейне для условий рассматриваемого примера одновременно находятся 40 человек, на одного человека необходим объемный расход воздуха 80 м^3/ч, что отвечает минимальному расходу

$$L_{п.н(мин)} = 40 \times 80 = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, значение $L_{п.н.х}$ больше $L_{п.н(мин)}$, что указывает на соответствие санитарным нормам.

Для снижения количества теплоты, расходуемой на подогрев приточного наружного воздуха, предлагается применить установку

утилизации теплоты выбрасываемого в атмосферу удаляемого воздуха $L_{\text{у}}$. Нагрев приточного наружного воздуха в установке утилизации отвечает следующему уравнению теплового баланса:

$$Q_{\text{т.у}} = L_{\text{п.н.х}}\rho_{\text{пн}}c_{\text{р}}(t_{\text{н2}} - t_{\text{н.х}}) = L_{\text{у}}\rho_{\text{у}}(I_{\text{у1}} - I_{\text{у2}}). \qquad (3.8)$$

Методом подбора находим рациональное значение энтальпии $I_{\text{у2}}$ удаляемого воздуха после теплообменника установки утилизации. Для рассматриваемого примера $I_{\text{у2}} = 30$ кДж/кг. По правой части уравнения (3.8) вычисляем количество утилизируемой теплоты:

$$Q_{\text{т.у}} = 4800 \times 1{,}18(60{,}5 - 30) = 172752 \text{ кДж/ч}.$$

Из преобразованной левой части уравнения (3.8) находим достигаемую температуру подогрева приточного наружного воздуха:

$$t_{\text{н2}} = \frac{Q_{\text{т.у}}}{L_{\text{п.н.х}}\rho_{\text{п.н}}c_{\text{р}}} + t_{\text{нх}} = \frac{172752}{4811 \times 1{,}31 \times 1} - 26 = 1{,}4\,^{\circ}\text{C}.$$

На рис. 3.2 режим извлечения теплоты из вытяжного воздуха показан штриховыми линиями. От температуры $t_{\text{н2}} = 1{,}4\,^{\circ}$C до $t_{\text{п н}} = 26\,^{\circ}$C приточной наружной воздух нагревается в калорифере, питаемом горячей водой. При повышении $\varphi_{\text{в}}$ до 60% система переходит на работу по прямоточной схеме.

На рис. 3.2 показано, что температура точки росы удаляемого воздуха в холодный период года равна $t_{\text{р.у}} = 18{,}6\,^{\circ}$C. Во избежание конденсации влаги на внутренней поверхности ограждающих конструкций с помощью нагревательных приборов необходимо обеспечить поддержание температуры их поверхностей зимой на уровне не менее 19 °C. В расчетных режимах теплого периода года температура точки росы удаляемого воздуха равна 22 °C (см. рис. 3.1). Чтобы предотвратить конденсацию влаги, температура внутренних поверхностей ограждений не должна опускаться летом ниже 23 °C. Проведенный анализ круглогодовых режимов работы систем микроклимата в помещениях плавательных бассейнов позволил разработать принципиальную схему представленную на рис. 3.3.

Воздуховодами *8* приточный агрегат *1* соединяется с ламинарными воздухораспределителями *9*. Из которых приточный воздух $L_{\text{п}}$ поступает в зону нахождения людей со скоростью не более 0,2 м/с. Влажный воздух под потолком через вытяжной воздуховод *10* забирается в вытяжной агрегат *11*. Воздушный агрегат *1* собирается из блоков, включающих по ходу воздуха следующие

элементы: многостворчатый воздушный клапан *2* для поступления приточного наружного воздуха при переменном расходе $L_{\text{п н}}$; воздушный фильтр *3*; теплоотдающий теплообменник *4* установки утилизации; калорифер второго подогрева *5*; смесительную камеру *6*: приточный вентилятор *7*. Вытяжной агрегат *11* по ходу воз-

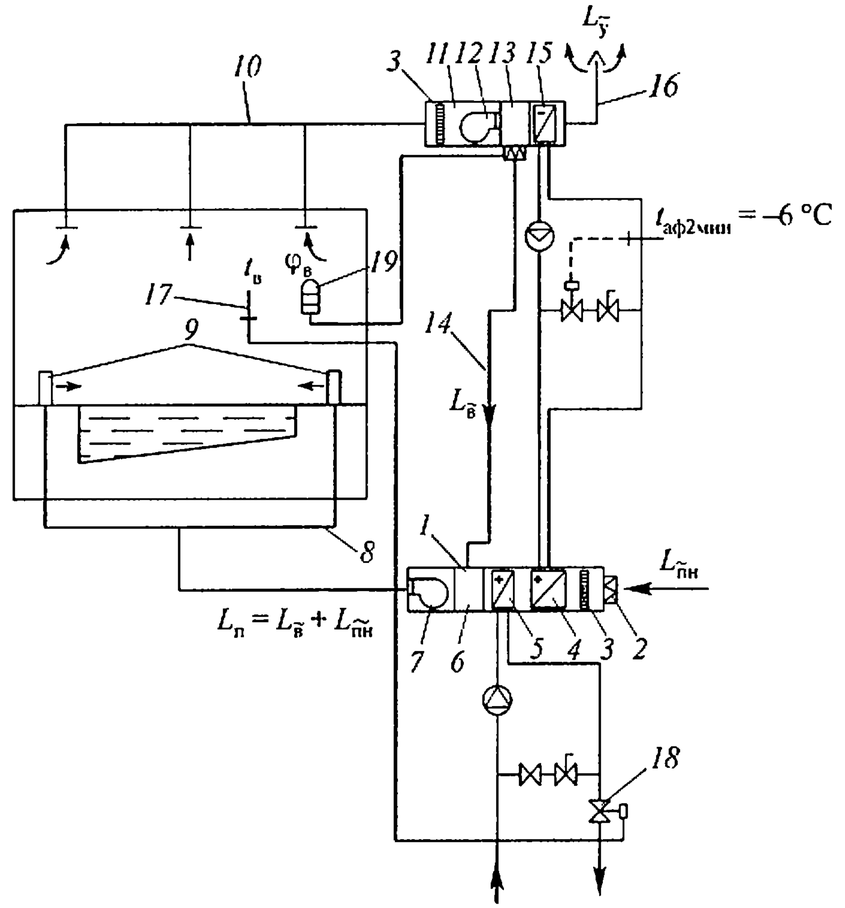


Рис. 3.3. Принципиальная схема системы микроклимата в помещении бассейна для плавания

духа включает следующие элементы: фильтр *3*; вытяжной вентилятор *12*; воздушную камеру *13* с воздушным клапаном, соединенную воздуховодом *14* со смесительной камерой *6* приточного агрегата *1*; теплоизвлекающий теплообменник *15* установки утилизации; выбросной воздуховод *16* удаляемого в атмосферу воздуха $L_{\text{у}}$.

В помещении плавательного бассейна термостат *17* контролирует температуру воздуха $t_{\text{в}}$ в зоне нахождения людей и через импульсную связь воздействует на автоматический клапан *18* изменения расхода горячей воды через калорифер *5*. Датчик *19* контролирует влажность воздуха $\varphi_{\text{в}}$ в зоне нахождения людей и через

импульсную связь воздействует на моторный привод воздушных клапанов у воздушной камеры *13*. При снижении относительной влажности воздуха до нижнего уровня 50% воздушные клапаны камеры *13* открыты для пропуска по соединительному воздуховоду *14* на рециркуляцию до 50% удаляемого воздуха, который смешивается с подогретым приточным наружным воздухом в камере *6* приточного агрегата *1*. При достижении верхнего уровня относительной влажности воздуха 60% в зоне нахождения людей датчик *19* подает команду на закрытие воздушных клапанов у воздушной камеры *13*, после чего приточный агрегат *1* работает по прямоточной схеме. На схеме (рис. 3.3) не показаны нагревательные приборы, которые должны поддерживать температуру на поверхности ограждений помещения плавательного бассейна выше температуры точки росы удаляемого влажного воздуха (см. рис. 3.1 и 3.2).

Приточные *1* и вытяжные *11* агрегаты удобно и экономично создавать на базе блоков центральных кондиционеров. В настоящее время только в Москве реализовано более двадцати проектов систем микроклимата плавательных бассейнов, выполненных по схеме на рис. 3.3. В качестве примеры высокоэффективной и экономичной работы системы микроклимата в плавательном бассейне можно привести Государственную детско-юношескую спортивную школу № 7 (Москва, ул. Чоботовская, 6) [10]. Проект системы микроклимата в помещении этого плавательного бассейна разработан под руководством А. А. Волкова *). По сравнению со схемой на рис. 3.3 под потолком помещения плавательного бассейна располагаются два приточных воздуховода, из которых на поверхность потолка в холодный период года подается нагретый воздух, что позволило избежать конденсации влаги на внутренней поверхности перекрытия. Монтаж и доводку до качественного состояния отечественного оборудования выполнила фирма «Вента» **), которая изготовила и нестандартное оборудование для систем микроклимата. Это обеспечило высокое качество внешнего вида и работоспособность систем. При наладке систем фирма «Вента» провела обучение персонала эксплуатационников, что позволило обеспечить высокое качество работы систем.

*) Московский научно-исследовательский и проектный институт объектов культуры, отдыха, спорта и здравоохранения (МНИИП). Санитарно-технический отдел тел./факс (095) 251-37-11.

**) Москва: тел./факс (095) 209-10-40.

3.3. Системы кондиционирования воздуха для помещений искусственных катков

3.3.1. Общие положения. Закрытые помещения с искусственными катками требуют применения СКВ, назначением которых является: обеспечение отсутствия тумана у поверхности ледяной арены; отсутствия конденсата на строительных и ограждающих конструкциях помещений катков; обеспечение санитарно-гигиенических параметров воздушной среды в зонах помещения, где находятся люди. Исходя из этих трех основных задач рационально устройство трех по назначению СКВ: обслуживающих зону ледяной арены; обеспечивающих температуру внутренних поверхностей строительных и ограждающих конструкций зданий искусственного катка выше температуры точки росы окружающего внутренние поверхности воздуха, что предотвратит образование конденсации водяных паров из окружающего внутренние поверхности воздуха; создающих требуемые санитарно-гигиенические параметры воздуха в зонах нахождения людей.

Рассмотрим основные отличия формирования теплового режима в помещениях искусственных катков. Ледяная арена для проведения игр и тренировок по хоккею с шайбой имеет стандартные размеры 60×30 м с наличием закруглений у всех четырех углов ледяной арены. Расчетную поверхность льда можно принимать по размерам по длине и ширине арены, что для стандартного хоккейного поля составит $60 \times 30 = 1800\,м^2$. Искусственное ледяное поле создается путем заливки и намораживания льда на плите катка, в которой заложены змеевики для циркуляции холодоносителя [22, 26]. В зависимости от вида мероприятий, проводимых на ледяной арене, поддерживается различная температура льда [26]: для проведения игр по хоккею требуется жесткий лед, что обеспечивается при температуре поверхности льда от $-6{,}5$ до $-5{,}5\,°C$, и при температуре воздуха в зоне ледяной арены порядка $6-10\,°C$; для фигурного катания температура поверхности льда от -4 до $-3\,°C$ при температуре воздуха в зоне ледяной арены $10-13\,°C$; для развлекательного катания температура льда от -3 до $-2\,°C$ при температуре воздуха до $15\,°C$. Для катков спортивного скоростного катания температура поверхности льда требуется от $-0{,}5$ до $-2\,°C$ (мягкий лед). Температура воздуха допускается до $15\,°C$ [26].

СКВ для обслуживания ледяной арены проектируется на условия поддержание рекомендуемой температуры воздуха в зоне на-

хождения людей на ледяной арене. Тепловой режим в зоне нахождения людей на ледяной арене определяется теплопритоками, прежде всего обусловленными низкими температурами поверхности льда $t_л$, °С.

Конвективный приток тепла определяется по формуле

$$Q_{т.кон} = F_л \times \alpha_{кон}(t_{вл} - t_л),\ Вт, \qquad (3.9)$$

где $\alpha_{кон}$, Вт/(м^2·град) — коэффициент конвективного потока тепла может быть вычислен по формуле, рекомендуемой в работе [26]:

$$\alpha_{кон} = 3{,}41 + 3{,}55\,V_л,\ Вт/(м^2 \cdot град), \qquad (3.10)$$

где $V_л$ — скорость воздуха над поверхностью льда (м/с).

В работе [26] скорость воздуха над поверхностью льда рекомендуется ограничить 0,25 м/с. В формуле (3.10) не учитывается градиент температур между воздухом $t_в$ и температурой поверхности льда $t_л$. Это можно объяснить малым влиянием градиента температур при схеме конвективной передачи тепла к холодной горизонтальной поверхности по направлению сверху вниз. Примем рекомендуемое значение скорости воздуха над поверхностью льда $V_л = 0{,}25$ м/с, по формуле (3.10) вычислим

$$\alpha_{кон} = 3{,}41 + 3{,}55 \times 0{,}25 = 4{,}3,\ Вт/(м^2 \cdot град).$$

Принимаем $t_{вл} = 10\,°С$, и $t_л = -6\,°С$, т. е. $\Delta t = 16\,°С$.

Стандартная поверхность ледяного поля в помещениях со зрителями составляет $F_л = 60 \times 30 = 1800\,м^2$. Тогда по формуле (3.9) конвективный приток тепла от воздуха к поверхности льда составит

$$Q_{т.кон} = 1800 \times 4{,}3(10 + 6) = 123840\ Вт.$$

Второй составляющей притока тепла к поверхности льда является лучистое тепло, поступающее от ограждающих конструкций и поверхностей, имеющих более высокую температуру $t_{пов}$ по сравнению с температурой поверхности льда. В работе [22] представлена графическая зависимость удельных потоков лучистого тепла $q_{рад}$ в зависимости от температуры льда $t_л$ и температуры поверхности $t_{пов}$, которая показана на рис. 3.4. Приток лучистого тепла от потолка к поверхности льда вычисляется по формуле

$$Q_{т.рад} = F_л \times q_{рад} \times \beta_{отр},\ Вт. \qquad (3.11)$$

Отражательная способность поверхности потолка $\beta_{отр}$ зависит от цвета поверхности. При окраске потолка алюминиевой краской $\beta_{отр} = 0{,}6$. Наибольшее отражение от поверхности потолка над ледяным полем достигается при покрытии поверхности потолка изоляционными матами с поверхностью из алюминиевой фольги $\beta_{отр} = 0{,}1$. Наибольшее влияние радиационные потери

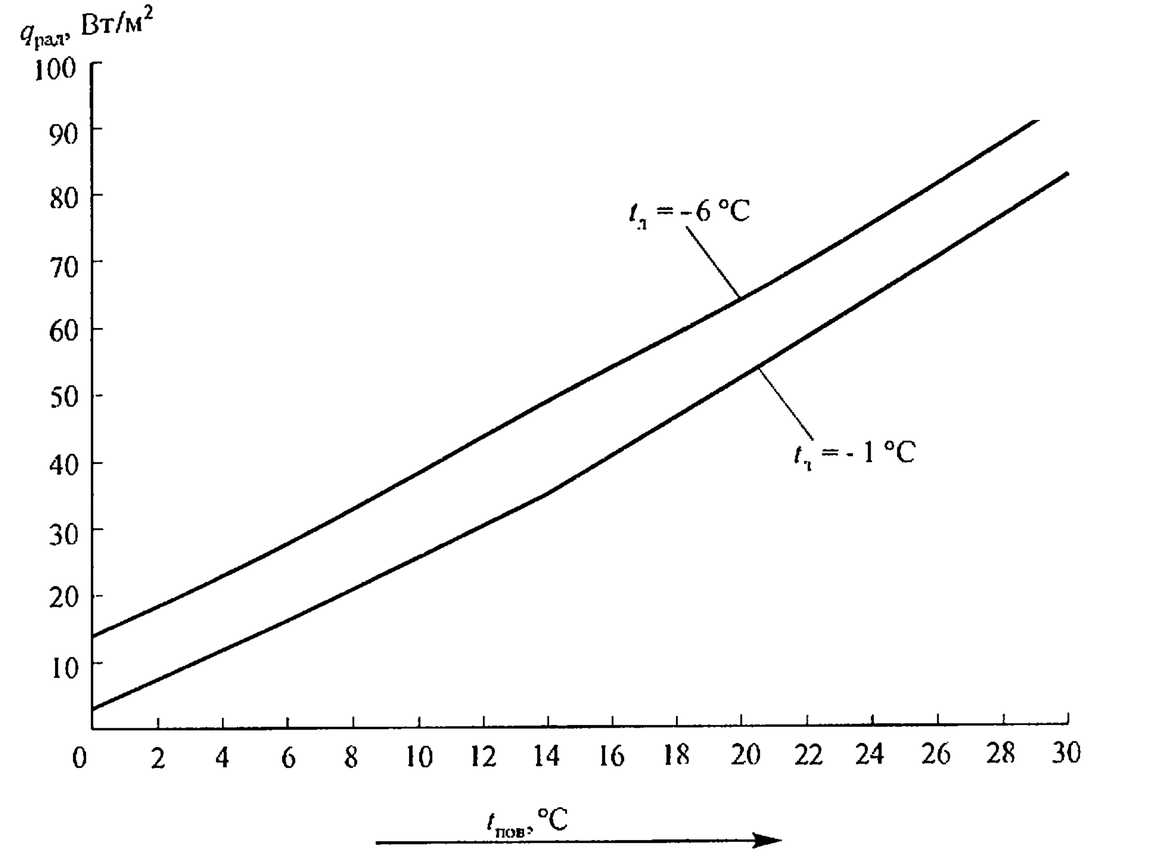


Рис. 3.4. Теплопритоки удельные лучистого тепла к поверхности ледяного поля от окружающих поверхностей

холода имеют место в теплый период года, когда температура поверхности потолка при наличии солнечной радиации на кровлю потолка может иметь температуру до 28 °С. Примем, что на ледяном поле проходит соревнование по хоккею и $t_л = -6\,°С$. Тогда по графику на рис. 3.4 находим $q_{рад} = 85\,Вт/м^2$. Поверхность потолка покрыта матами изоляции с наружной поверхностью из алюминиевой фольги, что обеспечит коэффициент отражения $\beta_{отр} = 0{,}1$. По формуле (3.11) вычисляем притоки лучистого тепла к поверхности льда:

$$Q_{т.рад} = 1800 \times 85 \times 0{,}1 = 16000\ Вт.$$

Над ледяным полем устанавливаются светильники. По усредненным данным удельные тепловыделения от светильников составляют $q_{осв} = 35{,}7\,Вт/м^2$. До 40% выделяющего от светильников тепла воспринимается удаляемым вытяжным воздухом СКВ в зоне катка, тогда теплопритоки к поверхности льда от осветительных приборов вычисляются по формуле

$$Q_{т.св} = F_л \times q_{осв} \times 0{,}6,\ Вт. \qquad (3.12)$$

Или для рассматриваемого примера по формуле (3.12) получим

$$Q_{т.осв} = 1800 \times 35{,}7 \times 0{,}6 = 38600\ Вт.$$

Теплопритоки от людей при тяжелой работе в зоне катка составляют

$$Q_{т.люд} = Л \times q_{люд} = 50 \times 180 = 9000\ Вт.$$

Общие теплопритоки в зоне поверхности льда определяется суммой теплопритоков:

$$Q_{т.л.пов} = Q_{т.кон} + Q_{т.рад} + Q_{т.св} + Q_{т.люд},\ Вт. \qquad (3.13)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (3.13) получим

$$Q_{т.л.пов} = 189000 + 16000 + 45000 + 9000 = 259500\ Вт.$$

Для намораживания льда за сутки на поверхности катка $30 \times 60 = 1800\,м^2$ требуется охладительная мощность холодильных машин порядка 600 кВт. Поэтому существующая мощность холодильных машин будет с большим запасом достаточным для обеспечения поддержания поверхности льда с требуемой температурой. Оставшаяся мощность холодильных машин может служить источником охлаждения приточного воздуха в СКВ.

Рассмотрим особенности СКВ для климата Москвы для круглогодичного обеспечения требуемых параметров воздуха в трех зонах помещения катка.

3.3.2. Зона ледяного поля. При игре в хоккей в зоне ледяного поля могут находиться до 50 человек, выполняющих тяжелую работу, что определяет тепло и влаговыделения при $t_{вл} = 10\,°C$: по явному теплу 180 Вт/чел; по влаге $170\,г/(чел \cdot ч)$. По санитарным нормам для спортсменов и судей необходима подача $l_{пн} = 80\,м^3/(чел \cdot ч)$ свежего приточного наружного воздуха, что составит

$$L_{пн} = 50 \times 80 = 4000\ м^3/ч.$$

От людей явные тепловыделения составят

$$Q_{т.изб.л} = 50 \times 180 = 9000\ Вт.$$

По влаге:

$$W_{вл.л} = 50 \times 170 = 8500\ г/ч.$$

К воздуху над ледяным полем поступает конвективное тепло, величина которого вычисляется по формуле (3.9), и для рассматриваемого примера выше найдено $Q_{т.кон} = 123840\,Вт$. Для сохранения качества жесткого льда $t_л = -6\,°C$ необходимо предотвратить конденсацию водяных паров из воздуха. Это достигается тем, что конвективное тепло расходуется на охлаждение воздуха у поверхности льда до температуры $t_{в.л} = 10\,°C$ и $\varphi_{вл} = 70\%$. Принятые парамстры воздуха у поверхности льда выше температуры точки росы, равной $t_{р.в.л} = 6\,°C$. Для выполнения этих требований необходимо после охлаждения и осушки приточного воздуха до параметров $t_{ох} = 6{,}5\,°C$, $\varphi_{ох} = 92\%$, $d_{ох} = 5{,}8\,г/кг$ нагреть приточный воздух до температуры притока, которая вычисляется по формуле

$$t_п = t_{вл} + \frac{(Q_{т.кон} - Q_{т.люд}) \times 3{,}6}{L_п \times \rho_п \times c_p},\ °C. \qquad (3.14)$$

Расход приточного воздуха $L_п$ определяется условиями равномерного заполнения ледяного поля приточными струями и созданием условий для понижения по длине струи температуры $t_п$ до $t_{вл}$. Наилучшие условия обеспечения требуемого воздухораспределения достигаются подачей с высоты над ледяным полем приточного воздуха через сопла. Сопла закрепляются на приточных воздуховодах, располагаемых по обе стороны длиной стороны ледяного поля в 60 м. На рис. 3.5 представлена схема подачи приточного воздуха через два приточных воздуховода *1* над ледяным полем, через сопла *2* типа JD 110 производства французских фирм*) с присоединительным диаметром к приточному воздуховоду 250 мм и выходом сопла 140 мм. Приточные струи *3* из сопел *2* поступают под углом 20° и обеспечивают перекрытия зоны ледяного поля *4* шириной 30 м. В каталоге приведены конструктивные размеры и номограммы для выбора типа сопел и режимов их работы. По санитарно-гигиеническим и технологическим условиям расширение струи на ее длине $L_т$ должно обеспечить требуемую скорость воздуха у поверхности ледяного поля $V_л = 0{,}25\,м/с$. По номограммам

*) Каталог «France Air. Export program 1996».

в каталоге находим, что при расходе через сопло 800 м^3/ч приточного воздуха при рабочей длине струи $L_т = 25$ м достигается требуемая скорость воздуха $V_л = 0.25$ м/с и одна струя перекрывает половину ширины ледяного поля в 15 м. Отепленный воздух

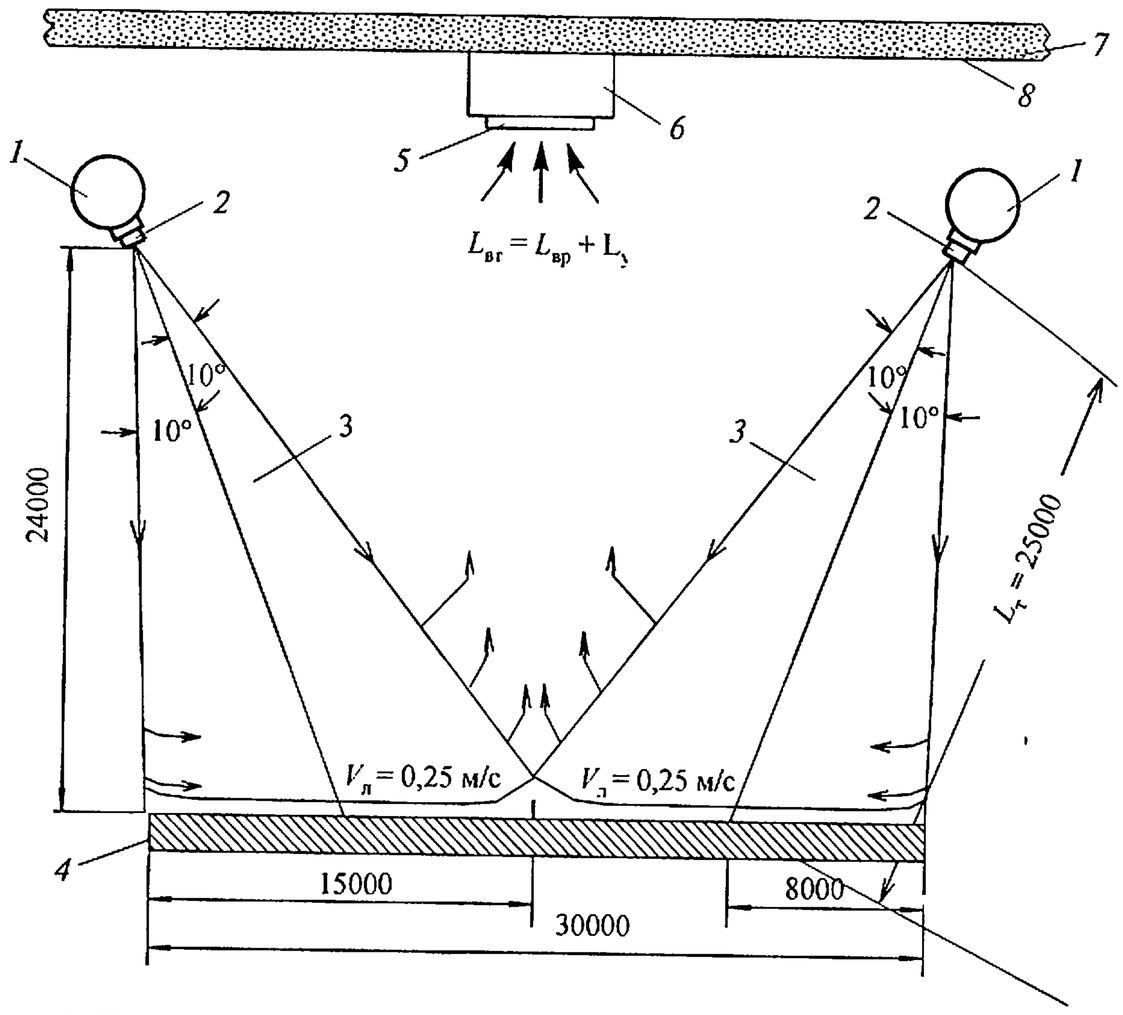


Рис. 3.5. Принципиальная схема заполнения приточным воздухом зоны ледяного поля размером 60 × 30 м (для игры в хоккей)

после соприкосновения струй над поверхностью льда поступает в верхнюю зону к вытяжным отверстиям *5* в вытяжном воздуховоде *6*. Количество вытяжного воздуха $L_{вт}$ для сохранения воздушного баланса в зоне ледяного поля принимается примерно равным расходу приточного воздуха $L_п$. В целях снижения поступления радиационного тепла к ледяному полю на перекрытие катка *7* с внутренней стороны закреплена изоляция *8* с наличием фольги на ее внутренней поверхности.

Проверкой в плане перекрытия ледяного поля приточными струями получено, что рационально с каждой стороны установить

на приточных воздуховодах 21 сопло JD110 с диаметром каждого сопла 140 мм. Это обеспечит приток с каждой длинной стороны ледяного поля следующее количество приточного воздуха:

$$L_п = l_п \times e = 800 \times 21 = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В целях повышения надежности работы СКВ принимаем два приточных агрегата при производительности $L_п = L_{вт} = 17000$ м^3/ч. По формуле (3.14) вычисляем требуемую температуру приточного воздуха:

$$t_п = 10 + \frac{(123840 - 9000) \times 3{,}6}{2 \times 17000 \times 1{,}2 \times 1} = 20{,}2\,^\circ\text{C}.$$

Поступающий на вытяжку воздух воспринимает влаговыделения от людей

$$\Delta d_л = \frac{8500}{2 \times 17000 \times 1{,}2} = 0{,}2 \text{ г/кг}.$$

Кроме этих влаговыделений возможны поступления в вытяжной воздух испарений с поверхности ледяного поля. Общие поступления влаговыделений в вытяжной воздух оцениваем в 1 г/кг и тогда: $d_{вт} = 5{,}8 + 1 = 6.8$ г/кг. Поднимающийся вверх вытяжной воздух воспримет 40% тепловыделений от светильников, что повысит температуру вытяжного воздуха на величину

$$\Delta t_{вт} = \frac{Q_{т.осв} \times 0{,}4 \times 3{,}6}{L_{вт} \times \rho_{вл} \times c_р} = \frac{1800 \times 35{,}7 \times 0{,}4 \times 3{,}6}{2 \times 17000 \times 1{,}2 \times 1} = 1\,^\circ\text{C}.$$

К вытяжному воздуху будет эжектироваться часть теплого воздуха с потолка и из приточной струи, и температуру вытяжного воздуха принимаем $t_{вт} = 14{,}5\,^\circ$C. Остальные параметры точки Вт (см. рис. 3.6): $d_{вт} = 6{,}8$ г/кг, $I_{вт} = 31$ кДж/кг. В кондиционер на охлаждение и осушку поступает смесь $L_{вр} = 15000$ м^3/ч рециркуляционного вытяжного воздуха и $L_{нн} = 2000$ м^3/ч наружного приточного воздуха. Энтальпия смеси вычисляется по уравнению

$$I_{см} = \frac{L_{вр} \times \rho_в \times I_{вр} + L_{нн} \times \rho_{нн} \times I_{нн}}{L_п \times \rho_п}, \text{ кДж/кг}. \qquad (3.15)$$

По формуле (3.15) получим:

$$I_{см} = \frac{15000 \times 1{,}21 \times 31 + 2000 \times 1{,}15 \times 54}{17000 \times 1{,}2} = 33{,}7 \text{ кДж/кг}.$$

На рис. 3.6 приведено построение на $I-d$ диаграмме режимов изменения параметров воздуха в кондиционере и в зоне ледяного поля. Смесь рециркуляционного и наружного воздуха (точка См)

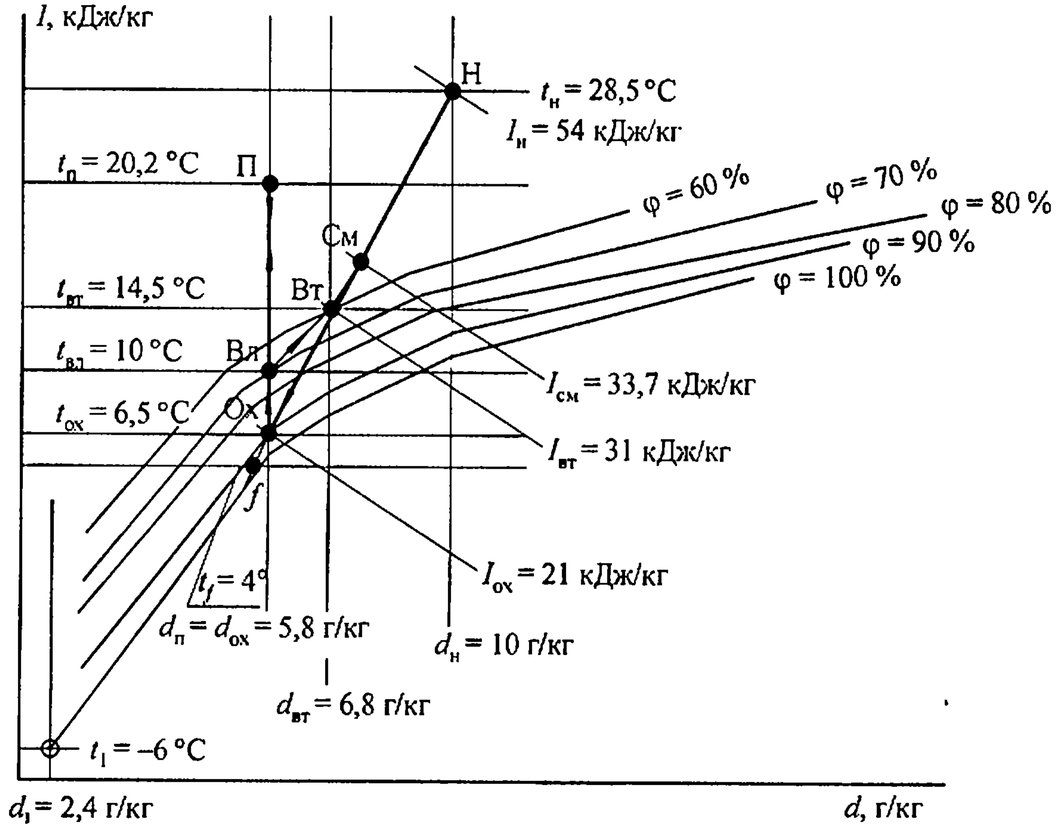


Рис. 3.6. Построение на $I-d$ диаграмме расчетного режима работы СКВ обслуживания зоны ледяного поля в здании искусственного катка: Н–См–Вт — смешение в блоке смешивания кондиционера саннормы наружного воздуха и вытяжного воздуха из верхней зоны над ледяным полем; См–Ох — охлаждение в теплообменнике приточного агрегата смеси приточного воздуха до требуемого влагосодержания приточного воздуха; Ох–П — нагрев в калорифере приточного агрегата; П–Вл — охлаждение приточного воздуха от конвективного теплообмена с поверхностью ледяного поля; Вл–Вт — поглощение влаго- и тепловыделений от светильников по высоте помещения над зоной ледяного поля вытяжным воздухом

должна быть осушенная до $d_п = 5{,}8$ г/кг. Процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе при $\varphi_{ох} = 92\%$ [7], что отвечает параметрам точки Ох: $t_{ох} = 6{,}5\,°C$; $d_{ох} = 5{,}8$ г/кг; $I_{ох} = 21$ кДж/кг; $t_{р.ох} = 6\,°C$.

Процесс охлаждения и осушения воздуха при построении на $I-d$ диаграмму принято изображать линией, соединяющей точку См (начальное состояние) и точку Ох (конечное состояние).

Продолжение этой прямой до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ дает точку f, отвечающую t_f средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя [7, 8].

При проведенном на рис. 3.6 построении получена величина $t_f = 4\,°C$.

Для оценки требуемой эффективности воздухоохладителей производим построение условно-сухого режима охлаждения при одинаковом перепаде энтальпий $(I_{см} - I_{ох})$ заданному процессу охлаждения и осушения [7, 8]. На рис. 3.6 на вертикали $d_f = 5{,}4$ г/кг в местах пересечения с энтальпиями $I_{см} = 34$ кДж/кг и $I_{ох} = 21$ кДж/кг получены условные температуры сухого охлаждения соответственно: $t'_1 = 21\,°C$, $t'_2 = 7{,}5\,°C$. В испарителе холодильной машины можно охлаждать воду до $t_{wx1} = 2\,°C$. Тогда требуемая эффективность режима охлаждения определяется по выражению

$$\theta_{t\,ох} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wx1}}. \tag{3.16}$$

Или для варианта использования холодной воды с $t_{wx1} = 2\,°C$ по выражению (3.16) получим:

$$\theta_{t\,ох} = \frac{21 - 7{,}5}{21 - 2} = 0{,}71.$$

Использование в воздухоохладителе охлажденного антифриза с начальной температурой $t_{аф1} = -2\,°C$ позволит получить более низкую требуемую эффективность воздухоохладителя:

$$\theta_{t\,ох} = \frac{21 - 7{,}5}{21 + 2} = 0{,}59.$$

Полученное значение эффективности воздухоохладителя значительно ниже, что позволит сократить рядность и требуемую наружную поверхность воздухоохлаждающего теплообменника. Мощность холодильных машин, используемых для намораживания льда, составляет порядка 600 кВт. Для поддержания требуемой температуры поверхности льда при проведении хоккейного матча требуется холод для компенсации теплопритоков конвекцией и лучистого тепла, что вычисляется по уравнению (3.13) и для рассматриваемого примера составляет $\sum Q_{т.л.пов} = 259{,}5$ кВт. Количество свободного холода составляет:

$$Q_{х.св} = 600 - 259{,}5 = 340{,}5\ \text{кВт}.$$

Для охлаждения приточного воздуха в двух кондиционерах, обслуживающих зону ледяного поля, требуется холода

$$Q_{\text{ох}} = 2 \times 17000 \times 1{,}23 \times \frac{33{,}7 - 21}{3600} = 151 \text{ кВт}.$$

Имеющийся запас мощности холодильных машин вполне достаточен для обеспечения холодом в виде антифриза $t_{\text{аф1}} = -2\,^{\circ}\text{C}$ двух кондиционеров зоны ледяного поля. Для нагрева приточного воздуха в расчетных условиях теплого периода года потребуется тепла

$$Q_{\text{тп}} = 2 \times L_{\text{п}} \times \rho_{\text{п}} \times \frac{c_p(t_{\text{п}} - t_{\text{ох}})}{3600} =$$

$$= 2 \times 17000 \times 1{,}21 \times 1\frac{20{,}2 - 6{,}5}{3600} = 164{,}56 \text{ кВт}.$$

В конденсаторе холодильной машины вполне возможно получение теплоты в форме горячей воды с начальной температурой $t_{\text{кон}} = 50\,^{\circ}\text{C}$. Рационально использовать это тепло в калориферах приточных агрегатов. Требуемая теплотехническая эффективность калорифера вычисляется по выражению

$$\theta_{t\,\text{н}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{wк1}} - t_{\text{ох}}}. \qquad (3.17)$$

Или для рассматриваемого примера использования отепленной воды от конденсатора холодной машины требуется теплотехническая эффективность калорифера в кондиционере по формуле (3.17) составит

$$\theta_{t\,\text{н}} = \frac{20{,}2 - 6{,}5}{50 - 6{,}5} = 0{,}33.$$

Рассмотрим особенности режимов функционирования СКВ зоны ледяного поля в расчетных условиях холодного периода года для Москвы (параметры Б): $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$; $d_{\text{н}} = 0{,}6\,\text{г/кг}$; $I_{\text{н}} = -25\,\text{кДж/кг}$. Температура ледяного поля для хоккея $t_{\text{л}} = -6\,^{\circ}\text{C}$. В зоне ледяного поля поддерживается температура воздуха $t_{\text{вл}} = 6\,^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности $\varphi_{\text{вл}} = 45\%$. Конвективный поток тепла от воздуха к поверхности ледяного поля вычисляем по формуле (3.9):

$$Q_{\text{т.кон}} = 1800 \times 4{,}3(6 + 6) = 92888 \text{ Вт}.$$

От восприятия тепла освещения и тепловых струй от приточного воздуха и ограждений принимаем нагрев рециркуляционного воздуха на $4{,}5\,^{\circ}\text{C}$, как и в теплый период года, и получим $t_{\text{в.т}} = 10{,}5\,^{\circ}\text{C}$, $I_{\text{в.т}} = 18\,\text{кДж/кг}$.

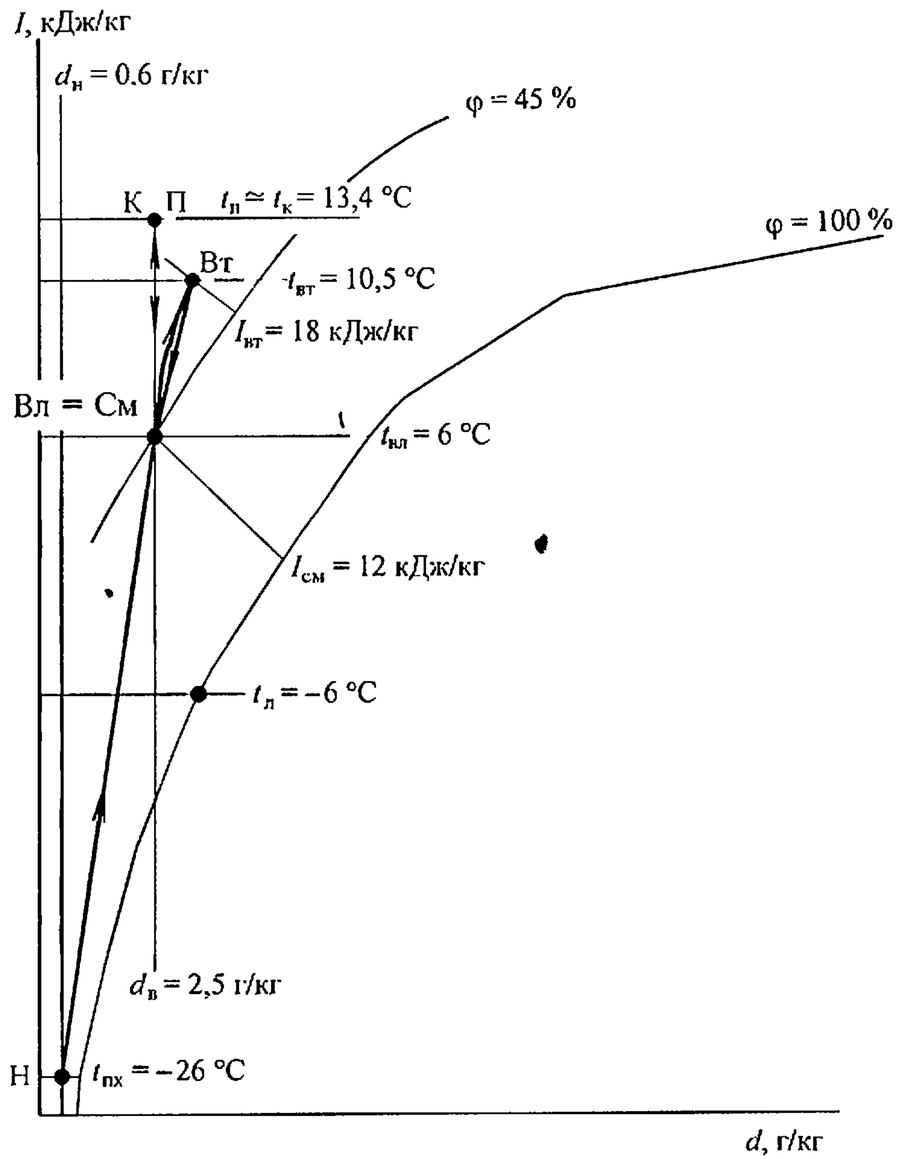


Рис. 3.7. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны ледяного поля в холодный период года в климате Москвы

В смесительной камере кондиционера смешивается $15000\,\text{м}^3/\text{ч}$ рециркуляционного и $2000\,\text{м}^3/\text{ч}$ наружного воздуха. Вычисляем энтальпию смеси:

$$I_{\text{см}} = \frac{15000 \times 1{,}23 \times 18 - 2000 \times 1,39 \times 25{,}3}{17000 \times 1{,}28} = 12 \text{ кДж/кг}.$$

На пересечении энтальпии $I_{см} = 12$ кДж/кг с прямой Н–Вт находим точку См с $t_{см} = 6\,°C = t_{вл}$.

По формуле (3.14) вычисляем требуемую температуру притока:

$$t_п = 6 + \frac{(92880 - 9000) \times 3{,}6}{2 \times 17000\ 1{,}2 \times 1} = 6 + 7{,}4 = 13{,}4\,°C.$$

От конденсатора холодильной машины, работающей для поддержания $t_л = -6\,°C$, поступает горячая вода $t_{wk1} = 50\,°C$. По выражению (3.1) оценим требуемый показатель теплотехнической эффективности калорифера кондиционера:

$$\theta_{tн} = \frac{13{,}4 - 6}{50 - 6} = 0{,}17.$$

Полученная выше величина требуемой эффективности $\theta_{tп} = 0{,}33$ является основной для выбора калорифера в кондиционерах для зоны обслуживания ледяного поля.

На рис. 3.8 представлена принципиальная схема кондиционера для обслуживания зоны ледяного поля. Кондиционер выполнен в

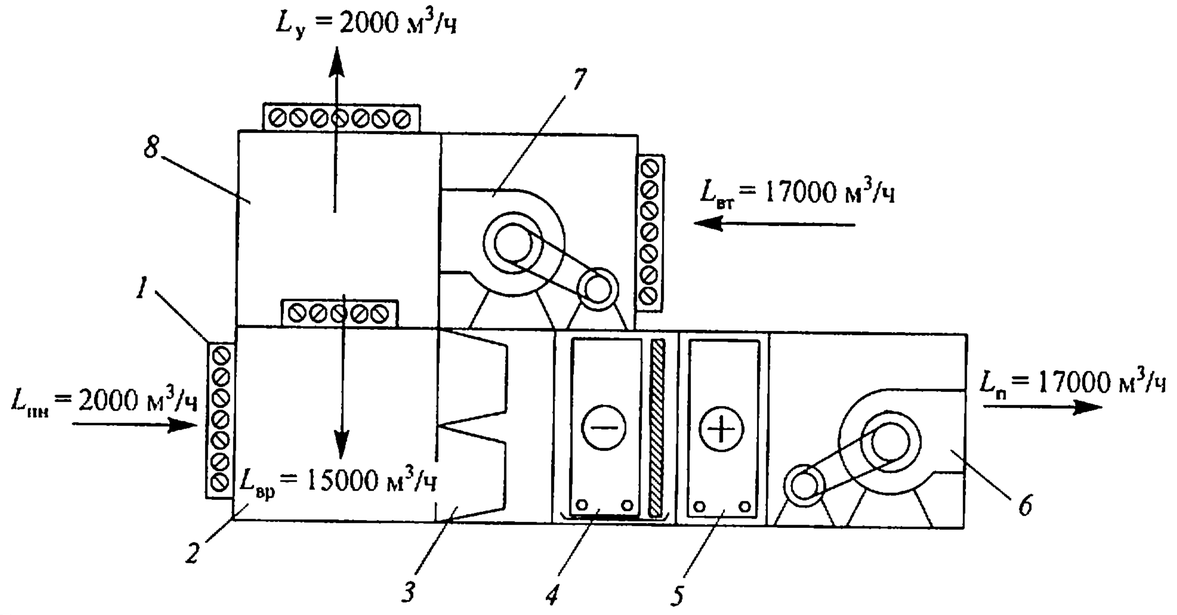


Рис. 3.8. Принципиальная схема приточно-вытяжного агрегата для СКВ обслуживания ледяного поля: *1* — клапан забора наружного воздуха; *2* — смесительная камера; *3* — карманный фильтр; *4* — воздухоохладитель с сепаратором; *5* — калорифер; *6* — приточный вентилятор; *7* — вытяжной вентилятор; *8* — камера разделения рециркуляционного $L_{вр}$ и выбросного $L_у$ воздуха

два этажа: нижняя часть — блоки для приготовления приточного воздуха; верхняя часть — вытяжной блок. По ходу приточного воздуха кондиционер включает все аппараты, необходимые для осуществления режимов приготовления приточного воздуха в теплый и холодный периоды года.

В холодный период года необходимо расчетом проверить температуру перекрытия, которая с внутренней стороны не должна быть ниже 10 °C. Для поддержания этой температуры на поверхности перекрытия и металлических ферм рекомендуется в верхней зоне установить отопительные вентиляторные агрегаты, которые будут автоматически включаться по контролю температуры внутренних поверхностей строительных конструкций в зоне над ледяным полем.

3.3.3. Системы кондиционирования воздуха зоны трибун со зрителями. В расчетных условиях теплого периода года в зоне зрителей поддерживаются параметры на уровне теплового комфорта: $t_в = 25\,°C$; $d_в = 12$ г/кг; $I_в = 56$ кДж/кг; $\varphi_в = 60\%$, (точка В на рис. 3.9). Зрительские трибуны в помещениях искусственных катков могут располагаться различным образом:

— трибуны только с одной длиной стороны ледяного поля с размещением до 1000–2000 человек;

— трибуны с трех сторон ледяного поля с размещением до 5000 чел;

— трибуны вокруг ледяного поля в зале до 20 тыс. зрителей.

По СН и П [18, 21] на одного зрителя подается 20 м³/(чел · ч) приточного наружного воздуха. От одного зрителя выделяется: в теплый период года при $t_в = 25\,°C$; $q_{т.яв} = 64$ Вт/чел; влаги $W_{вл} = 115$ г/(чел · ч).

Расчет режимов и производительности СКВ проводим для числа зрителей 1000 чел. Тогда общие выделения от зрителей по условию для легкого вида работ

по явному теплу:

$$Q_{т.я.зр} = 1000 \times 64 = 64000\ \text{Вт};$$

по влаге:

$$W_{вл.зр} = 1000 \times 115 = 115000\ \text{г/ч}.$$

По саннормам для зрителей необходимо подавать наружного воздуха 20 м³/(час · ч). Для Л = 1000 зрителей:

$$L_{пн} = Л \times l_{пн} = 1000 \times 20 = 20000\ \text{м}^3/\text{ч}. \qquad (3.18)$$

К зрителям от ледяного поля поступает радиационное охлаждение, которое вычисляется по формуле

$$Q_{хр.зр} = f_ч \times Л \times \lambda_{пов} \times q_р \times I_р,\ \text{Вт}, \qquad (3.19)$$

где $f_ч$ — поверхность взрослого человека, м^2; Л — число людей на трибунс; $\lambda_{пов}$ — доля облучаемой поверхности сидящего человека,

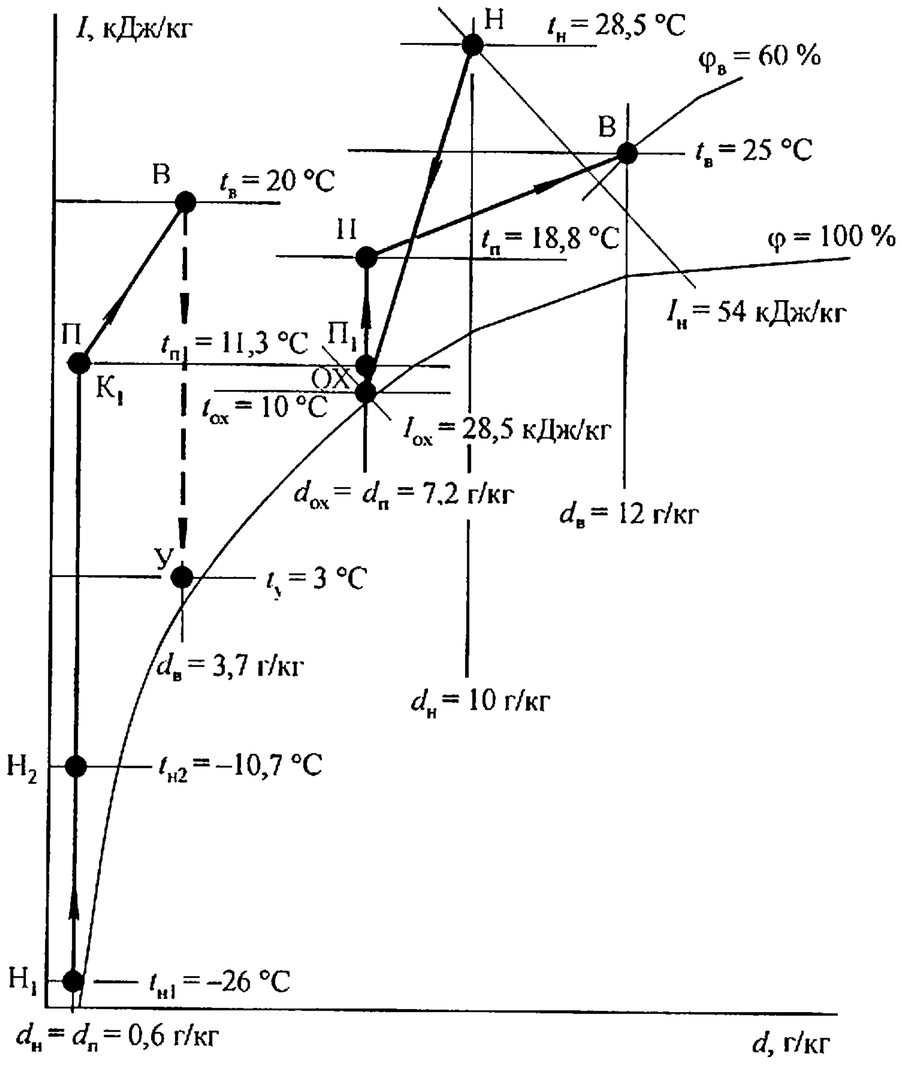


Рис. 3.9. Построение на $I-d$ диаграмме режимов работы СКВ зоны зрительских трибун при традиционной схеме воздухораспределения сверху- вверх в расчетных условиях теплого (правая часть построения) и холодного (левая часть построения) периодов года в климате Москвы

принимаем 0,6; $q_р = 82\,Вт/м^2$ получили из графика на рис. 3.4; $I_р$ — средний угловой коэффициент облучения трибун, принимаем 0,3.

По формуле (3.19)получим:

$$Q_{х.р.зр} = 1{,}6 \times 1000 \times 0{,}6 \times 82 \times 0{,}3 = 23616 \text{ Вт}.$$

Общие теплоизбытки на трибунс с 1000 зрителей составят:

$$Q_{т.изб} = Q_{т.я.зр} - Q_{хр\,зр} = 64000 - 23616 = 40384 \text{ Вт}.$$

3.3.4. Особенности режимов работы СКВ обслуживания трибуны зрителей при традиционной схеме подачи приточного воздуха сверху через диффузоры и вытяжке вверху. Энергетически целесообразно подавать приточный воздух в минимально-возможном количестве, определяемом по формуле (3.18), исходя из требований санитарных норм. Для 1000 зрителей минимальный расход равен $L_{пн} = 20000\,м^3/ч$. Исходя из принятого $L_{пн}$, определяем требуемую температуру приточного воздуха $t_п$ для поглощения теплоизбытков:

$$t_п = t_в - \frac{Q_{т.изб} \times 3{,}6}{L_{пн} \times \rho_{пн} c_р},\ °C. \qquad (3.20)$$

Или для рассматриваемого примера по формуле (3.20) получим

$$t_п = 25 - \frac{40334 \times 3{,}6}{20000 \times 1{,}18 \times 1} = 25 - 6.2 = 18{,}8\,°C.$$

Исходя из принятого $L_{пн}$, определяется требуемое влагосодержание приточного воздуха по формуле

$$d_п = d_в - \frac{W_{вл.зр}}{L_{пн} \times \rho_{пн}},\ г/кг. \qquad (3.21)$$

Или для рассматриваемого случая по формуле (3.21) получим

$$d_п = 12 - \frac{115000}{20000 \times 1{,}2} = 12 - 4{,}8 = 7{,}2\ г/кг.$$

На $I-d$ диаграмме рис. 3.9 находим, что влагосодержание приточного воздуха может быть получено охлаждением и осушением наружного воздуха (точка Н) до параметров точки ОХ: $d_{ох} = d_п = 7{,}2\,г/кг$; $t_{ох} = 10\,°C$; $\varphi_{ох} = 92\%$; $I_{ох} = 28{,}5\,кДж/кг$.

Принимаем нагрев в вентиляторе и приточных воздуховодах на 1 °С и тогда $t_{п1} = 10 + 1 = 11\,°C$. Для получения требуемой гемпературы приточного воздуха $t_п = 18{,}8\,°C$ необходимо подогреть приточный воздух в калорифере с расходом тепла

$$Q_{т.кал} = L_{пн} \times \rho_{пн} \times c_р \frac{t_п - t_{п1}}{3.6},\ Вт. \qquad (3.22)$$

Или для рассмагриваемого примера получим

$$Q_{т.кал} = 20000 \times 1{,}2 \times 1 \times \frac{18{,}8 - 11}{3{,}6} = 52000 \text{ Вт}.$$

Для охлаждения и осушения воздуха требуется следующая затрата холода:

$$Q_{\text{х.п.н}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \frac{I_{\text{н}} - I_{\text{ох}}}{3{,}6}, \text{ Вт.} \qquad (3.23)$$

Или для рассматриваемого примера по формуле (3.23) получим:

$$Q_{\text{х.пн}} = 20000 \times 1{,}2 \frac{54 - 28{,}5}{3{,}6} = 170000 \text{ Вт.}$$

Зарубежные фирмы выпускают холодильные машины с двойными конденсаторами. Первоначально теплота конденсации идет на нагрев жидкости, а оставшийся отвод теплоты конденсации холодильного агента осуществляется в воздушном конденсаторе. Принимая такой тип холодильной машины в СКВ и подогрев приточного осушенного воздуха осуществляется сбросным теплом. Управляя температурой $t_{\text{п}}$ путем регулирования тепловой производительности калорифера, поддерживается $t_{\text{в}} = 25 - 24\,^{\circ}\text{C}$.

В холодный период года расход приточного наружного воздуха равен санитарной норме $L_{\text{пн}} = 20000\,\text{м}^3/\text{ч}$. Количество тепловыделений от зрителей при $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ $Q_{\text{т.зр}} = 1000 \times 100 = 100000\,\text{Вт}$. Количество влаговыделений $W_{\text{вл.зр}} = 1000 \times 75 = 75000\,\text{г/ч}$. Радиационное охлаждение зрителей при $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ по формуле (3.19) составит $Q_{\text{х.р.зр}} = 1{,}6 \times 1000 \times 0{,}6 \times 66 \times 0{,}3 = 19000\,\text{Вт}$. Трансмиссионные теплопотери через перекрытие при $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$ оцениваются в 22000 Вт.

Расчетные теплоизбытки при полностью заполненных трибунах составят:

$$Q_{\text{т.изб}} = 100000 - 19000 - 22000 = 59000 \text{ Вт.}$$

Поглотительная способность подогретого приточного воздуха при постоянном влагосодержаниеm $d_{\text{н}} = d_{\text{п}} = 0.6\,\text{г/кг}$ должна быть по восприятию явных теплоизбытков:

$$\Delta t_{\text{ас}} = \frac{Q_{\text{т.изб}} \times 3{,}6}{L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_{\text{р}}} = \frac{59000 \times 3{,}6}{20000 \times 1{,}23 \times 1} = 8{,}7\,^{\circ}\text{C};$$

по восприятию влаговыделений:

$$\Delta d_{\text{ас}} = \frac{W_{\text{вл.зр}}}{L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}}} = \frac{75000}{20000 \times 1{,}23} = 3{,}1\ \text{г/кг}.$$

Требуемая температура приточного воздуха составит

$$t_{\text{п}} = t_{\text{l}} - \Delta t_{\text{ас}} = 20 - 8{,}7 = 11{,}3\,^{\circ}\text{C}.$$

Подогрев приточного наружного воздуха первоначально энергетически целесообразно проводить в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза.

На рис. 3.9 на $I{-}d$ диаграмме в левой части находим параметры воздуха в зоне зрителей: $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$; $d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + \Delta d_{\text{ас}} = 0{,}6 + 3{,}1 = 3{,}7\text{г/кг}$. Из точки В при постоянном влагосодержании охлаждаем вытяжной выбросной воздух до положительной температуры $t_{\text{у}} = 3\,^{\circ}\text{C}$. Количество извлекаемого тепла из вытяжного воздуха процесс В–У на рис. 3.9 составит:

$$Q_{\text{т.у}} = L_{\text{у}} \times \rho_{\text{у}} \times c_{p} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{у}}}{3{,}6}, \text{ Вт.} \qquad (3.24)$$

Или для рассматриваемого построения на рис. 3.9 по формуле (3.24) получим:

$$Q_{\text{т.у}} = 20000 \times 1{,}23 \times 1 \frac{20 - 3}{3{,}6} = 116167 \text{ Вт.}$$

Извлеченное тепло из вытяжного воздуха передается на отепление антифриза, который по соединительным трубопроводам от работы насоса подается по противоточной схеме в теплоотдающий теплообменник приточного агрегата. Температура нагрева приточного наружного воздуха утилизируемым теплом вычисляется по формуле:

$$t_{\text{н2}} = t_{\text{н1}} + \frac{Q_{\text{г.у}} \times 3{,}6}{L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_{p}}, \ ^{\circ}\text{C}, \qquad (3.25)$$

$$t_{\text{н2}} = -26 + \frac{116167 \times 3{,}6}{20000 \times 1{,}37 \times 1} = -10{,}7\,^{\circ}\text{C}.$$

В калорифере приточного агрегата затрачивается следующее количество теплоты на нагрев приточного наружного воздуха до $t_{\text{кл}} = t_{\text{п}}$:

$$Q_{\text{т.кал}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_{\text{р}} \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{н2}}}{3{,}6}, \text{ Вт.} \qquad (3.26)$$

$$Q_{\text{т.кал}} = 20000 \times 1{,}25 \times 1 \frac{11{,}3 + 10.7}{3{,}6} = 152780 \text{ Вт.}$$

Сравнение показывает, что благодаря применению установки утилизации экономится более 40% расхода тепла в калорифере на нагрев приточного наружного воздуха.

3.3.5. Новые методы распределения воздуха в зоне зрительских трибун. За последние годы получили распространение методы подачи приточного воздуха в зону нахождения людей — вытеснительная вентиляция. В работе [23] показана принципиальная схема подачи приточного воздуха под сидения зрителей к их ногам. Эта схема применима при специальном конструктивном исполнении трибун и сидений. В отечественной практике наибольшее распространение получили трибуны из бетона, выполняемые ступенчато. Ранее на сидячих местах накладывались деревянные решетки для сидения зрителей. По современным требованиям международных спортивных организаций на сидячих местах устанавливаются индивидуальные пластмассовые сидения, которые закрепляются к бетонным плоскостям посадочных мест.

На рис. 3.10 показан вариант устройства выпуска приточного воздуха под ноги $l_{\text{пн}} = 20\,\text{м}^3/\text{ч}$. Это требует наличия приточной

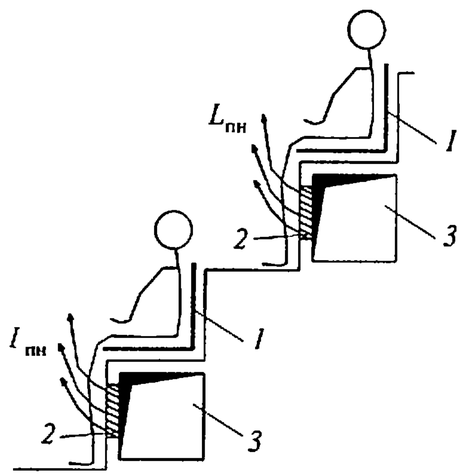


Рис. 3.10. Вариант организация подачи санитарной нормы приточного наружного воздуха в $20\,\text{м}^3/(\text{чел}\cdot\text{ч})$ к зрителям на трибунах: *1* — пластмассовые сидения; *2* — приточные решетки: *3* — приточный воздуховод в бетонной заливке трибуны

решетки размером 300×100 мм. Вытяжка осуществляется под потолком зала зоны зрительских трибун.

В качестве сравнительного с традиционным вариантом СКВ рассматриваем вариант подачи приточного воздуха непосредственно к зрителям со скоростью выхода 0,25 м/с и температурным перепадом $t_{\text{в}} - t_{\text{п}} = 3\,^\circ\text{C}$.

В теплый период года тепло- и влаговыделения такие же, как и в первом варианте: $Q_{\text{т.изб}} = 40384\,\text{Вт}$; $W_{\text{вл.зр}} = 115000\,\text{г/кг}$. Принимаем температурный перепад в пределах комфортных требований $t_{\text{в}} - t_{\text{п}} = 2{,}5\,^\circ\text{C}$. Тогда требуемая температура притока составит $t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - 2{,}5 = 25 - 2{,}5 = 22{,}5\,^\circ\text{C}$.

Выше представлена графическая зависимость показателя K_L от отношения тепловыделений в зону обитания людей к общим тепловыделениям. Для трибуны со зрителями это отношение равно 0.3 и по графику на рис.1.1 находим $K_L = 2{,}8$. Вычисляем по формуле (1.13) температуру удаляемого под потолком отепленного и влажного воздуха:

$$t_{\text{у}} = 2{,}8(25 - 22{,}5) + 22{,}5 = 29{,}5\,^\circ\text{C}.$$

Охлаждение приточного наружного воздуха проводим по наиболее энергетически экономичному варианту при постоянном влагосодержании: $d_{\text{п}} = d_{\text{н}} = 10\,\text{г/кг}$. Влагосодержание удаляемого воздуха будет $d_{\text{у}} = d_{\text{п}} + \Delta d_{\text{ас}} = 10 + 4{,}8 = 14{,}8\,\text{г/кг}$.

На рис. 3.11 на $I-d$ диаграмме в месте пересечения линий $t_{\text{у}} = 29{,}5\,^\circ\text{C}$ и $d_{\text{у}} = 14{,}8\,\text{г/кг}$ находим точку У. Соединяем точку У с точкой П и на прямой линии в месте пересечения с изотермой $t_{\text{в}} = 25\,^\circ\text{C}$ находим точку $\varphi_{\text{в}} = 60\%$, что отвечает условиям теплового комфорта для зрителей в теплый период года.

Приточный наружный воздух в расчетных условиях теплого периода года охлаждается при постоянном влагосодержании $d_{\text{н}} = d_{\text{п}} = 10\,\text{г/кг}$ до температуры $t_{\text{ох}} = 21{,}5\,^\circ\text{C}$ (процесс Н-Ох на рис. 3.11).

Расход холода на охлаждение приточного наружного воздуха в режиме по построению на рис. 3.11 составляет

$$Q_{\text{ох.пн}} = 20000 \times 1{,}19 \times 1\frac{28{,}5 - 21{,}5}{3{,}6} = 46280\ \text{Вт}.$$

По сравнению с расчетом для традиционный СКВ расход холода в новой СКВ сокращается в $170000/46280 = 3{,}7$ раза. Это указывает на значительные энергетические преимущества применения в СКВ зоны трибун метода вытеснительной вентиляции.

В холодный период года в зоне трибун поддерживается температура $t_{\text{в}} = 20\,^\circ\text{C}$ и тепло- и влаговыделения одинаковы с первым вариантом СКВ:

$$Q_{\text{т.изб}} = 59000\ \text{Вт}; \quad W_{\text{вл.зр}} = 75000\ \text{г/кг}.$$

Принимаем по условиям теплового комфорта температуру притока к зрителям $t_{\text{п}} = 17{,}0\,^{\circ}\text{C}$. Вычисляем температуру удаляемого воз-

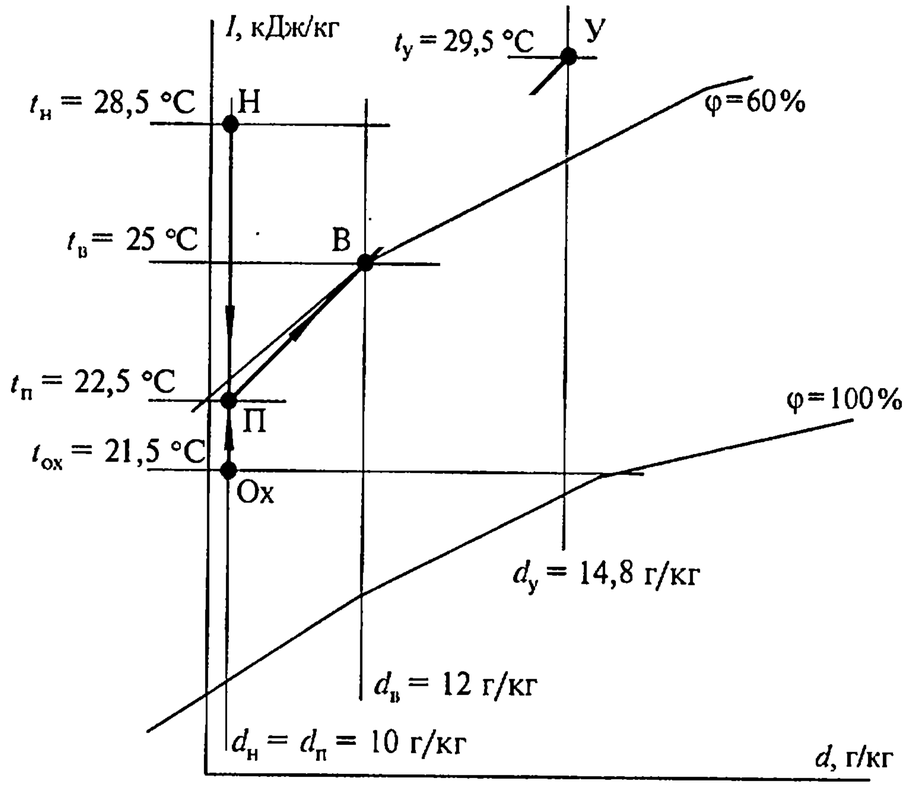


Рис. 3.11. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны зрительских трибун при подаче охлажденного приточного воздуха к каждому креслу зрителя: Н–Ох — охлаждения приточного наружного воздуха в кондиционере; Ох–П — нагрев приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах; П–В — поглощение тепло- и влаговыделений от людей в зоне места их сидения на трибунах; В–У — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте здания помещения катка

духа: $t_{\text{у}} = 2{,}8(20 - 17{,}0) + 17{,}0 = 25{,}5\,^{\circ}\text{C}$. Поглотительная способность приточного наружного воздуха в этом режиме составит

$$\Delta t_{\text{ас}} = t_{\text{у}} - t_{\text{п}} = 25{,}5 - 17.0 = 8{,}5\,^{\circ}\text{C}.$$

Проверяем возможность поглощения явных теплоизбытков:

$$Q_{\text{т.изт}} = 20000 \times 1{,}21 \times 1\frac{25{,}5 - 17{,}0}{3{,}6} = 57140 \text{ Вт}.$$

Полученный результат практически совпадает с расчетным значением тепловыделений.

Вычисляем влагосодержание удаляемого воздуха:

$$d_{\text{у}} = d_{\text{п}} + \frac{W_{\text{вл.зр}}}{L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}}} = 0{,}6 + \frac{75000}{20000 \times 1{,}21} = 3{,}7 \text{ г/кг}.$$

На I–d диаграмме рис. 3.12 наносим точки П и У и соединяем их прямой линией. В пересечении с изотермой $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$

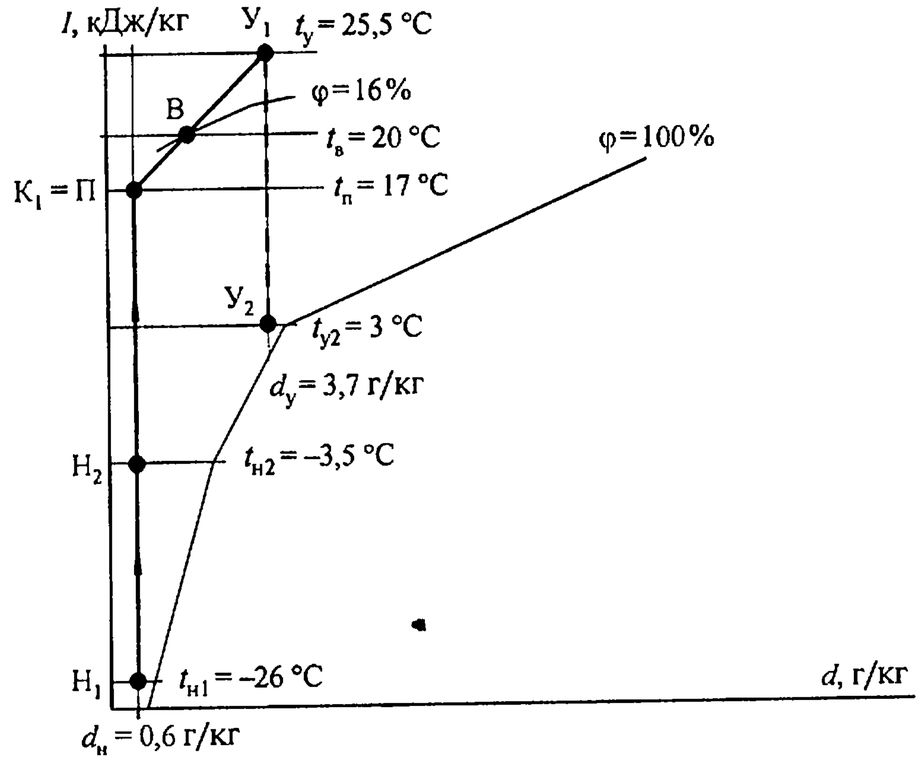


Рис. 3.12. Построение расчетного режима работы СКВ зоны трибун в холодный период года: $Н_1$–$Н_2$ — нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации; $Н_2$–$К_1 = П$ — нагрев в калорифере до температуры приточного воздуха $t_{\text{п}} = 17\,^{\circ}\text{C}$; П–В–У — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещений; $У_1$–$У_2$ — отвод тепла от вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации

получим $\varphi_{\text{в}} = 16\%$, что несколько ниже рекомендуемого комфортного значения 30%. Необходимо отметить, что низкая температура $-26\,^{\circ}\text{C}$ и низкое влагосодержание 0,6 г/кг наружного воздуха наблюдаются только порядка 46 ч/год. Основное время имеют место более высокая температура $t_{\text{н}}$ и влагосодержание $d_{\text{н}}$, что приблизит достигаемые значения к $\varphi_{\text{в}} = 30\%$.

Для первой ступени нагрева приточного воздуха используем утилизацию теплоты вытяжного воздуха, которая составит

$$Q_{\text{т.у}} = 20000 \times 1{,}23 \times 1\frac{25{,}5-3}{3{,}6} = 153750 \text{ Вт}.$$

Температура приточного воздуха после теплоотдающего теплообменника установки утилизации будет

$$t_{\text{п}} = -26 + \frac{153750 \times 3{,}6}{200000 \times 1{,}35} = -3{,}5\,^{\circ}\text{C}.$$

Расход тепла в калорифере на нагрев приточного наружного воздуха до температуры притока $t_{\text{п}} = 17\,^{\circ}\text{C}$ составит

$$Q_{\text{кал}} = 20000 \times 1{,}23\frac{17+3{,}5}{3{,}6} = 140000 \text{ Вт}.$$

Сравнение показывает, что благодаря забору на вытяжку отепленного воздуха из верхней зоны удается сэкономить более 50% тепла на нагрев приточного наружного воздуха.

На рис. 3.12 показаны режимы обработки приточного воздуха в СКВ с подачей приточного воздуха к зрителям. Сравнения двух рассматриваемых СКВ с различным способом организации воздухообмена и режимов работы технологических блоков кондиционеров показывает, что более энергоемкой является традиционная схема приготовления и раздачи приточного воздуха. Для этой схемы требуются следующие аппараты.

В кондиционере необходимо осуществление режима охлаждения и осушения приточного наружного воздуха (см. режим по построению на рис. 3.9 в правой части I–d диаграммы). Для реализации требуемого режима охлаждения и осушения приточного воздуха в составе кондиционера должен быть достаточно глубокий воздухоохладитель с наличием сепаратора и поддона для сбора выпадающего в режиме осушения конденсата. На рис. 3.13 представлена принципиальная схема приточного и вытяжного агрегатов в СКВ обслуживания трибун зрителей с организацией воздухообмена по традиционной схеме сверху вверх. В рабочем режиме кондиционер работает по прямоточной схеме. В ночные часы или в отсутствие зрителей кондиционер может работать в режиме рециркуляции для подогрева или охлаждения внутреннего воздуха.

Во втором энергосберегающем варианте состав кондиционера отличается воздухоохладителем уменьшенной глубины, так как

приточный наружный воздух охлаждается при постоянном влагосодержании (см. построение на рис. 3.11). Это упрощает и удешевляет кондиционер. Остальные элементы приточно-вытяжных агрегатов принципиально одинаковы в сравниваемых вариантах.

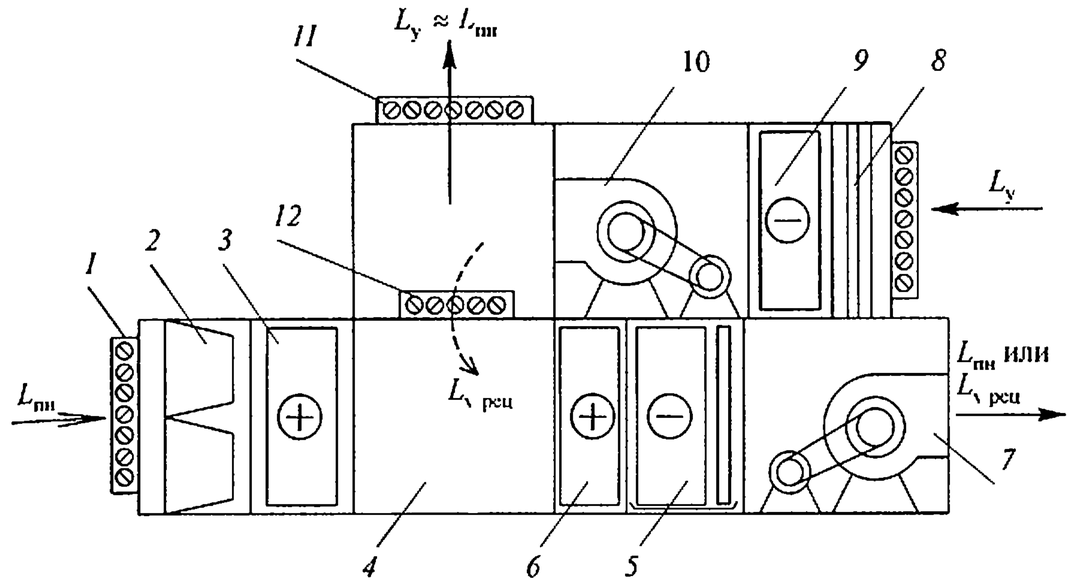


Рис. 3.13. Принципиальная схема приточно-вытяжного агрегатов в СКВ обслуживания трибун зрителей: *1* — клапан забора наружного воздуха $L_{\text{пн}} = L_{\text{п}}$; *2* — карманный фильтр EU5; *3* — теплоотдающий теплообменник установки утилизации; *4* — камера смешения для прохода рециркуляционного воздуха $L_{\text{у рец}}$ в режиме дежурного отопления; *5* — воздухоохладитель с поддоном; *6* — калорифер; *7* — приточный вентилятор; *8* — фильтр EU3; *9* — теплоотдающий теплообменник установки утилизации; *10* — вытяжной вентилятор; *11* — воздушные клапаны выброса вытяжного воздуха в атмосферу; *12* — воздушный клапан открытия рециркуляции в режиме воздушного отопления

3.3.6. Использование помещения искусственного катка без льда для проведения концертов. Ледяная арена освобождается от льда и частично трансформируется в сцену и дополнительные зрительские места. Для обеспечения комфортных условий при использование помещения для концертов рекомендуется включить в работу СКВ зоны катка и зрительских трибун. Режим работы СКВ зрительских грибун будет одинаковым с режимами. рассмотренными в п. 3.3.5.

Режим работы кондиционеров зоны катка зависит от проводимых мероприятий. Параметры приточного воздуха, подаваемого через сопла, уточняются по характеру проводимого мероприятия, числу зрителей и артистов. Наличие специальной осветительной аппаратуры на сцене погребует учета этого фактора при определении парамегров приточного воздуха. В зависимости от режимов и

параметров потребуется изменение направленности части приточных струй путем поворота сопел.

В зоне зрителей на трибунах на стационарных местах подача приточного воздуха осуществляется по принятой схеме организации воздухообмена и не зависит от проведения мероприятия. По энергстическим и санитарно-гигиеническим показателям предпочтение следует отдавать режимам подачи приточного воздуха непосредственно к зрителям.

В зоне арены и сцены сохраняется сопловая подача приточного воздуха, но параметры притока $t_{\text{п}}$ и $I_{\text{п}}$ должны быть уточнены по числу зрителей на арене и числу артистов на сцене, мощности дополнительной осветительной и электропотребляющей аппаратуры. После дополнительных расчетов возможно изменение направленности струй из сопел.

Определенные трудности в выборе режимов работы СКВ создаются при использовании арены в качестве места выступления ансамблей, которые сопровождаются танцами зрителей, заполняющих стоя арену. При выполнении современных быстрых танцев от танцующих людей выделяется тепла и влаги выше нормы исполнения тяжелой работы.

Проведем оценку возможных режимов работы центральных СКВ, обслуживающих зону арены. Из п. 3.3.2 следует, что применяется два приточных агрегата производительностью по воздуху 17000 м^3/ч каждый. Примем, что в зоне оборудованной под сцену арены находится 40 человек артистов и вспомогательного персонала, для которых необходимо подавать по 80 м^3/ч приточного наружного воздуха. Подача $L_{\text{пн.сц}}$ на сцену составит

$$L_{\text{пн.сц}} = 40 \times 80 = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность по воздуху двух кондиционеров для зоны ледяного поля принята 34000 м^3/ч. За вычетом расхода приточного наружного воздуха на сцену располагаемая производительность для зоны зрителей на арене составит

$$L_{\text{п.ар}} = 34000 - 3200 = 30800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

На одного зрителя требуется подача саннормы в 20 м^3/(чел · ч). Тогда оставшаяся производительность двух кондиционеров может обеспечить саннорму для следующего числа зрителей:

$$Л_{\text{зр}} = \frac{L_{\text{п.ар}}}{20} = \frac{30800}{20} = 1540 \text{ чел}.$$

Полученная величина $Л_{\text{зр}} = 1540$ чел должна служить для организаторов представлений предельной величиной зрителей, заполняющих арену.

Рассмотрим вариант, когда артисты и зрители на арене выполняют тяжелую работу и тепло- и влаговыделения от них составят

по явному теплу:

$$Q_{\text{т.изб.зр}} = 1580 \times 105 = 169900 \text{ Вт};$$

по влаге:

$$W_{\text{вл.зр}} = 1580 \times 295 = 466100 \text{ г/ч}.$$

В теплый период года в зоне арены и сцены поддерживаются комфортные параметры воздуха: $t_{\text{в}} = 25\,^\circ\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 60\%$; $d_{\text{в}} = 12$ г/кг. В зоне сцены площадью 300 м^2 может быть освещение с интенсивностью не менее освещения игрового поля: 35,7 Вт/м^2. Освещенность сцены составит $Q_{\text{т.осв}} = F_{\text{сц}} \times q_{\text{осв}} = 300 \times 35{,}7 = 10710$ Вт. Явные тепловыделения от артистов: $Q_{\text{т.яв.ар}} = 40 \times 105 = 4200$ Вт. Общие теплоизбытки на сцене: $\sum Q_{\text{т.изб.сц}} = 10710 \times 0{,}6 + 4200 = 10626$ Вт. Общие влагоизбытки на сцене: $\sum W_{\text{вл.сц}} = 40 \times 295 = 11800$ г/ч.

Определим требуемую поглотительную способность приточного воздуха при струйной подаче на сцену $L_{\text{пн(мин)}} = 3200$ м^3/ч

по явному теплу:

$$\Delta t_{\text{ас}} = \frac{10626 \times 3{,}6}{3200 \times 1{,}2 \times 1} = 10\,^\circ\text{C}.$$

по влаговыделениям:

$$\Delta d_{\text{ас}} = \frac{11800}{3200 \times 1{,}2} = 3{,}1 \text{ г/кг}.$$

В зоне расположения 1540 чел зрителей в положении стоя и танцующих на арене тепло- и влаговыделения составят

по явному теплу:

$$Q_{\text{т.изб.зр}} = 1540 \times 105 = 161700 \text{ Вт};$$

по влаге:

$$W_{\text{вл.зр}} = 1540 \times 295 = 454300 \text{ г/ч}.$$

Определим требуемую поглотительную способность приточного воздуха при струйной подаче на арену, заполненную танцующими, по явному теплу:

$$\Delta t_{ac} = \frac{161700 \times 3{,}6}{30800 \times 1{,}2} = 15{,}8\,^{\circ}\text{C};$$

по влаге:

$$\Delta d_{ac} = \frac{454300}{30800 \times 1{,}2} = 12{,}3\ \text{г/кг}.$$

Проведенный анализ показывает, что в теплый период года кондиционеры зоны обслуживания арены (бывшего ледяного поля) должны работать по прямочной схеме $L_{п} = L_{пн}$. Схема приточно-вытяжного агрегата отвечает рис. 3.8, но при полностью закрытом клапане для рециркуляции внутреннего воздуха и полностью открытом клапане для выброса вытяжного воздуха в атмосферу в камере *8*.

Из данных в работе [3, на с. 108. табл. 5.2] можно сделать вывод, что при подаче приточного воздуха струями под углом 20°, высоты не менее 4 м при отношении теплоизбытков 0,3 показатель эффективности воздухообмена может быть принят $K_L = 1{,}8$.

Наибольший требуемый перепад по восприятию вредностей характерен для зоны арены, где танцуют зрители и имеют место значительные влаговыделения. Из преобразованного выражения (K_{Ld}) получим требуемое влагосодержание приточного воздуха; приняв вычисленное $\Delta d_{ac} = d_{у} - d_{п} = 12{,}3$ г/кг, получим

$$d_{п} = d_{в} - \frac{\Delta d_{ac}}{K_{Ld}},\ \text{г/кг}. \qquad (3.27)$$

Или для рассматриваемого примера для арены с танцующими зрителями по (3.27) получим:

$$d_{п} = 12 - \frac{12{,}3}{1{,}8} = 12 - 6{,}8 = 5{,}2\ \text{г/кг},$$

$$d_{у} = d_{п} + \Delta d_{ac} = 5{,}2 + 12{,}3 = 17{,}5\text{г/кг}.$$

Температура приточного воздуха определяется по формуле

$$t_{п} = t_{в} - \frac{t_{у} - t_{п}}{K_L},\ ^{\circ}\text{C}. \qquad (3.28)$$

Или для рассматриваемого случая по (3.28):

$$t_{п} = 25 - \frac{15{,}8}{1{,}8} = 25 - 8{,}8 = 16{,}2\,^{\circ}\text{C},$$

$$t_{у} = t_{п} + \Delta t_{ac} = 16{,}2 + 15{,}8 = 32\,^{\circ}\text{C}.$$

На рис. 3.14 на I–d диаграмме построен расчетный режим работы кондиционера $L_{пн} = 17000\,\text{м}^3/\text{ч}$ в зоне арены в теплый период года при заполнении $1500\,\text{м}^2$ арены 1540 танцующих. Принимаем начальные параметры воздуха по параметрам Б: $t_{н} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$; $d_{н} = 10$ г/кг; $I_{н} = 54$ кДж/кг.

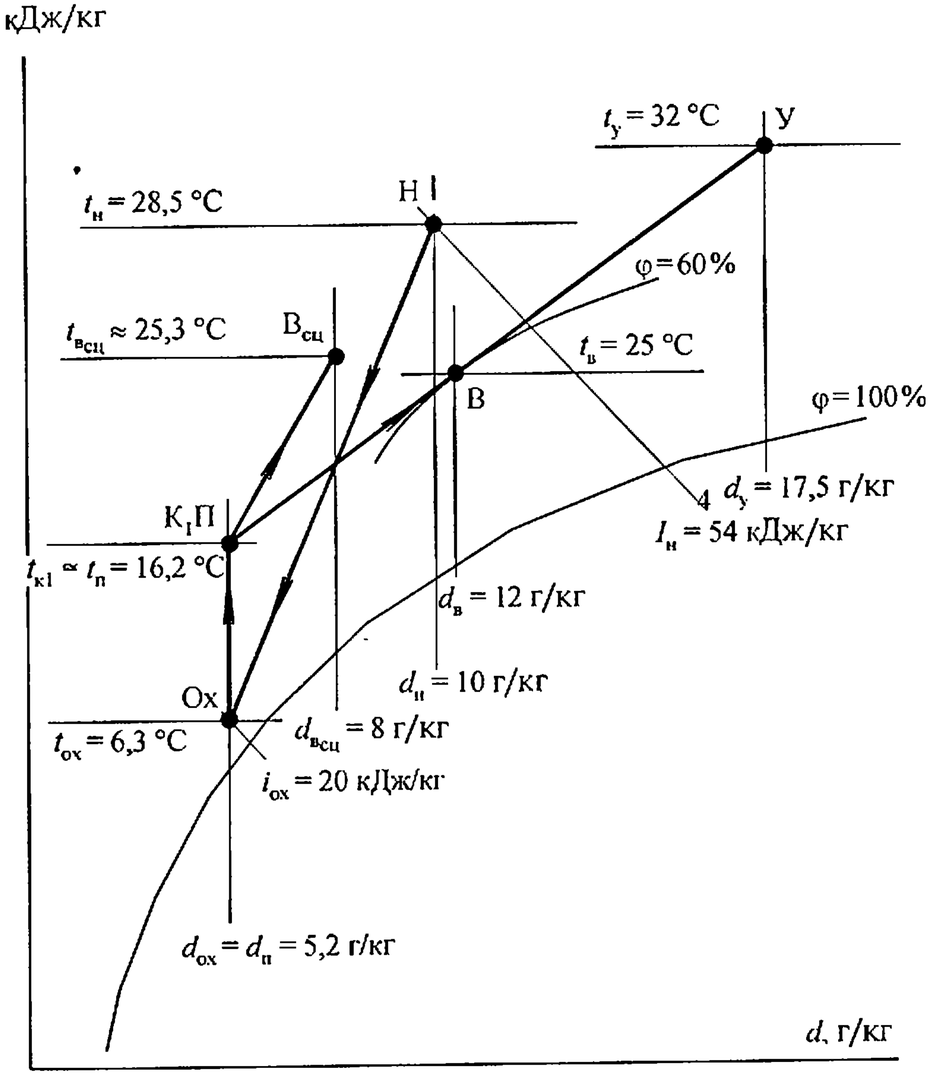


Рис. 3.14. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны арены, превращенной из ледяного поля в танцевальную площадку и сцену в теплый период года в климате Москвы

Для поглощения расчетного количества влаговыделений согласно выше проведенным расчетам необходимо охладить и осушить приточный воздух до влагосодержания $d_{ox} = d_{п} = 5{,}2$ г/кг. При этом температура охлаждения воздуха должна быть $t_{ox} = 6{,}3\,^{\circ}$C при $I_{ox} = 20$ кДж/кг.

Расход холода на работу двух кондиционеров, обслуживающих арену с танцующими зрителями, составит

$$Q_{х.пн} = 2L_{пн.х} \times \rho_{пн} \frac{I_{н} - I_{ox}}{3600} = 2 \times 17000 \times 1{,}2 \frac{54 - 20}{3600} = 385.3 \text{ кВт·ч.}$$

Имеющаяся мощность холодильных машин, обеспечивающих образование льда на площади 1800 м^2 ледяного поля, составляет порядка 600 кВт · ч. Это показывает, что существующей мощности будет вполне достаточно для работы двух СКВ, обслуживающих арену со зрителями.

Расчет мощности воздухоохладителя в кондиционере по схеме на рис. 3.8 необходимо проверить на оба режима охлаждения в теплый период года приточного воздуха. За расчетный режим принимаем вариант с наибольшим расходом холода и требуемой поверхности воздухоохладителя.

Получение требуемой температуры приточного воздуха $t_{п} = 16{,}2\,^{\circ}$C достигается нагревом в калорифере охлажденного и осушенного воздуха (процесс П–Ох на рис. 3.14). Тепло для нагрева приточного воздуха энергетически целесообразно использовать от конденсатора холодильных машин.

На рис. 3.14 на I–d диаграмме в пересечение линий $t_{у} = 32\,^{\circ}$C и $d_{у} = 17{,}5$ г/кг находим параметры удаляемого вытяжного воздуха под потолком помещения арены (точка У).

В зону сцены будет поступать санитарная норма приточного воздуха согласно расчетам $L_{пн} = 3200$ м^3/ч. Из данных расчетов требуемые поглотительные способности приточного воздуха на сцену должна быть $\Delta t_{ac} = 10\,^{\circ}$C; $\Delta d_{ac} = 3{,}1$ г/кг. Приточный воздух от кондиционеров в теплый период года будет иметь те же параметры притока $t_{п} = 16{,}2\,^{\circ}$C и $d_{п} = 5{,}2$ г/кг, как это показано построением на рис. 3.14.

В работе [3, в табл. 5.2] показано, что при изменении положения сопел и направлении струи, близком к горизонтальному, получим затухающие потоки выше рабочей зоны при $K_L = 1{,}1$. Из преобразованного выражения (K_{Ld}) можно получить величину получаемого влагосодержания воздуха в рабочей зоне нахождения

людей на сцене:

$$d_{в} = d_{п} + \frac{\Delta d_{ac}}{K_{Ld}}, \text{ г/кг.} \qquad (3.29)$$

Для рассматриваемого притока для сцены по (3.29) получим:

$$d_{в} = 5{,}2 + \frac{3{,}1}{1{,}1} = 5{,}2 + 2.8 = 8{,}0 \text{ г/кг.}$$

Для температуры воздуха в зоне сцены при близком к горизонтальному направлению струй получим температуру в рабочей зоне сцены:

$$t_{в} = 16{,}2 + \frac{10}{1{,}1} = 25{,}3\,^{\circ}\text{C.}$$

На рис. 3.14 в месте пересечения $t_{в} = 25{,}3\,^{\circ}$C и $d_{в} = 8{,}0$ г/кг получим точку $В_{сц}$, отвечающую комфортным условиям воздушной среды в рабочей зоне работы артистов. Путем увеличения угла наклона сопел от горизонтального направления можно увеличить величину показателя K_L и изменить $t_{в.сц}$ и $d_{в.сц}$. Принципиально возможно приточные сопла в зоне сцены снабдить электроприводами, которые будут управляться по датчику контроля температуры воздуха на сцене.

В холодный период года при $t_{в} = 20\,^{\circ}$C от танцующих зрителей от одного человека выделяется: явного тепла 130 Вт; влаги 240 г/ч. От 1540 танцующих зрителей тепло- и влаговыделение в холодный период года составят

по явному теплу

$$Q_{т.изб.зр} = 1540 \times 130 = 200200 \text{ Вт,}$$

по влаге:

$$W_{вл.зр} = 1540 \times 240 = 369600 \text{ г/ч.}$$

Трансмиссионные теплопотери через перекрытие в зоне арены составляют 36000 Вт. Теплоизбытки по явному теплу составляют

$$Q_{т\ изб} = 200200 - 36000 = 164200 \text{ Вт.}$$

Определяем требуемую поглотительную способность приточного воздуха при струйной подаче на танцующих на арене зрителей

по явному теплу:

$$\Delta t_{ac} = \frac{164200 \times 3{,}6}{30800 \times 1{,}24 \times 1} = 15{,}3\,^{\circ}\text{C;}$$

по влаге:

$$\Delta d_{\text{ас}} = \frac{369600}{30800 \times 1{,}2} = 9{,}7 \text{ г/кг}.$$

Для выполнения санитарно-гигиенических требований круглый год при использовании арены площадью 1800 м^2 для временных зрительских мест и сцены оба кондиционера подают через сопла санитарную норму приточного воздуха, равную их суммарной производительности 34000 м^3/ч. Согласно проведенным выше расчетам на сцену подается 3200 м^3/ч. От 40 человек выделяются явное тепло и влага: явное тепло $Q_{\text{т.изб.сц}} = 40 \times 130 = 5200$ Вт и $W_{\text{вл.сц}} = 40 \times 240 = 9600$ г/ч соответственно. От освещения поступает на сцену количество теплоты $Q_{\text{т.изб.час}} = 300 \times 35{,}7 = 10710$ Вт. Теплопотери через перекрытие оцениваем 7200 Вт.

Общее выделение явного тепла на сцене:

$$Q_{\text{т.изб}} = 5200 + 10710 - 7200 \text{ Вт} = 8710 \text{ Вт}.$$

Определяем поглотительную способность по приточному воздуху в зону сцены

по явному теплу:

$$\Delta t_{\text{ас.сц}} = \frac{8710 \times 3{,}6}{3200 \times 1{,}24} = 8\,^\circ\text{C};$$

по влаге:

$$\Delta d_{\text{ас.сц}} = \frac{9600}{3200 \times 1{,}24} = 2{,}4 \text{ г/кг}.$$

Режим работы кондиционеров рассчитываем для зоны арены с танцующими зрителями. По выражению (3.28) определяем требуемую температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = 20 - \frac{15{,}3}{1{,}8} = 12\,^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{у}} = 12 + 15{,}3 = 27{,}3\,^\circ\text{C}.$$

В кондиционере нагревается наружный воздух, который в расчетных условиях холодного периода года имеет $d_{\text{п}} = d_{\text{н}} = 0{,}6$ г/кг. Тогда влагосодержание удаляемого воздуха составит $d_{\text{у}} = d_{\text{п}} + \Delta d_{\text{ас}} = 0{,}6 + 9{,}7 = 10{,}3$ г/кг.

На рис. 3.15 на I–d диаграмме находим следующие параметры: точка Н_1 — $t_{\text{н1}} = -26\,^\circ$C; $d_{\text{н1}} = 0{,}6$ г/кг, точка $\text{К}_{\text{л}}$ — $t_{\text{п}} = 12\,^\circ$C; $d_{\text{п}} = 0{,}6$ г/кг; точка У_1 — $t_{\text{у}} = 27{,}3\,^\circ$C; $d_{\text{у}} = 10{,}3$ г/кг.

Соединяем прямой линией точки П и У. В пересечении прямой П-У с изотермой $t_{\text{в}} = 20\,^\circ$C получаем $\varphi_{\text{в}} = 38\%$, что отвечает условиям теплового комфорта в холодный период года.

В зоне сцены в холодный период года сопла устанавливаются еще ближе к горизонтальному положению и $K_L = 1$. Определяем

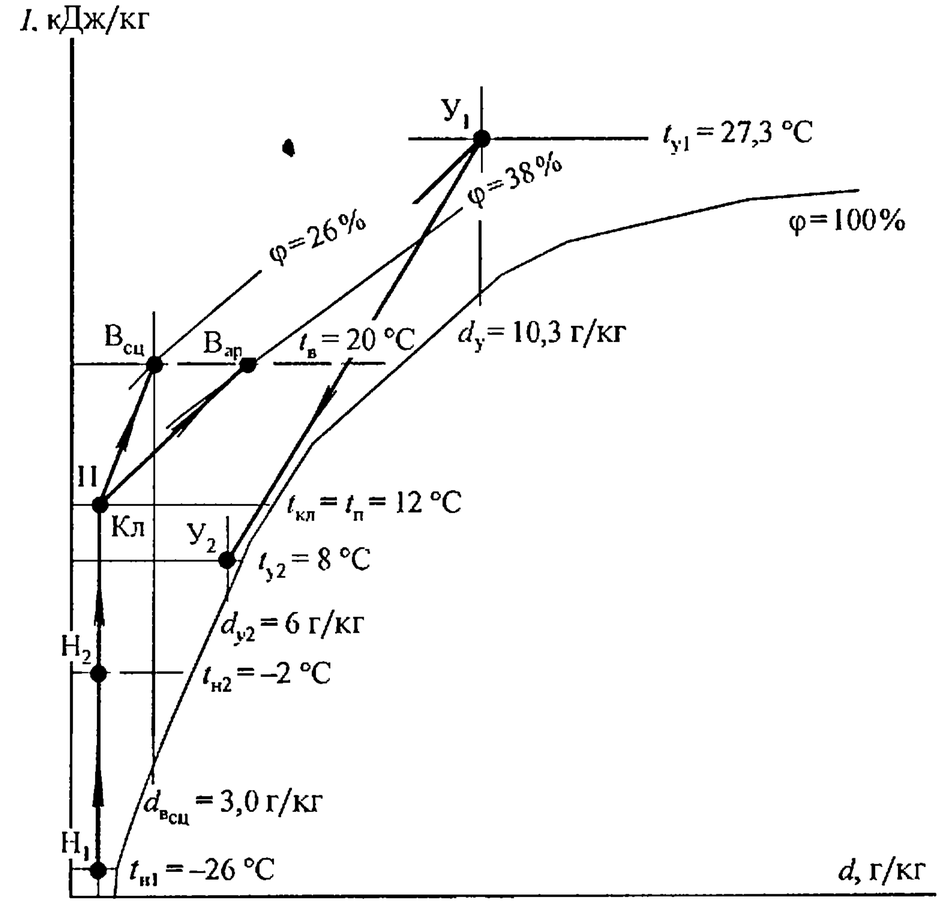


Рис. 3.15. Режимы работы СКВ в зоне арены для проведения представлений с танцами зрителей на свободной части арены в холодный период года в климате Москвы

параметры воздуха на сцене в расчетных условиях холодного периода года

по температуре:

$$t_{\text{в}} = 12 + \frac{8}{1} = 20\,^\circ\text{C};$$

по влагосодержанию:

$$d_{\text{в}} = 0{,}6 + \frac{2{,}4}{1} = 3{,}0 \text{ г/кг}.$$

Получили $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 26\%$, что близко к уровню теплового комфорта.

Для сокращения расхода тепла на нагрев приточного воздуха в кондиционере применяется установка утилизации теплоты выбросного воздуха. На рис. 3.15 процесс У_1–У_2 отвечает режиму работы теплоизвлекающего теплообменника в вытяжном агрегате, а процесс Н_1–Н_2 — режиму нагрева приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике.

Часто арена при проведении концертов используется в качестве дополнительной площади для сидения до 1500 зрителей. Физические и нервные нагрузки зрителей при просмотре концертов можно отнести к отдыху и тепло- и влаговыделения при $t_{\text{в}} = 25\,^{\circ}\text{C}$ составляют

по явному теплу:

$$Q_{\text{т.изб.зр}} = 1500 \times 58 = 87000 \text{ Вт};$$

по влаге:

$$W_{\text{вл.зр}} = 1500 \times 50 = 75000 \text{ г/ч}.$$

Определяем требуемую поглотительную способность приточного воздуха в зону зрителей в количестве: $L_{\text{пн(мин)}} = 1500 \times 20 = 30000\,\text{м}^3/\text{ч}$

по явному теплу:

$$\Delta t_{\text{ас}} = \frac{87000 \times 3{,}6}{30000 \times 1{,}2 \times 1} = 8{,}7\,^{\circ}\text{C};$$

по влаге:

$$\Delta d_{\text{ас}} = \frac{75000}{30000 \times 1{,}2} = 2{,}1 \text{ г/кг}.$$

По выражению (3.28) вычисляем требуемую температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = 25 - \frac{8{,}7}{1{,}8} = 20{,}2\,^{\circ}\text{C}, \quad \text{или} \quad t_{\text{у}} = 20{,}2 + 8{,}7 = 28{,}9\,^{\circ}\text{C}.$$

По выражению (3.27) вычисляем требуемое влагосодержание приточного воздуха:

$$d_{\text{п}} = 12 - \frac{2{,}1}{1{,}8} = 10.8 \text{ г/кг}, \quad \text{или} \quad d_{\text{у}} = 10{,}8 + 2{,}1 = 12{,}9 \text{ г/кг}.$$

Для получения требуемой $d_{\text{п}} = 10{,}8\,\text{г/кг}$ охлаждение приточного наружного воздуха проводим при $d_{\text{н}} = d_{\text{п}} = 10\,\text{г/кг}$ до температуры $t_{\text{ох}} = 19{,}2\,^{\circ}\text{C}$. Расход холода составит:

$$Q_{\text{х пн}} = 34000 \times 1{,}2 \times 1\frac{28{,}5 - 19{,}2}{3600} = 105{,}4 \text{ кВт}.$$

Сравнение показывает, что в этом режиме использования арены расхода холода потребуется меньше в $385{,}3/105{,}4 = 3{,}7$ раза.

Расчеты показали, что если предполагается использование ледяного поля в качестве арены для танцующих зрителей, потребность в холоде в теплый период года будет наибольшей. Для сокращения расхода тепла на нагрев приточного наружного воздуха принципиальная схема кондиционера, обслуживающего зону арены, в которую превращается ледяное поле, должна отличаться от схемы, представленной выше на рис. 3.8.

При использовании площади ледяного поля $1800\,\text{м}^2$ как для игры в хоккей и др. спортивных мероприятий на льду, так и в качестве арены для сцены и зрителей. необходимо конструктивно решать два кондиционера производительностью по $17000\,\text{м}^3/\text{ч}$ по схеме, представленной на рис. 3.16. При проведении мероприятий со зрителями на арене и с артистами на сцене оба кондиционера работают по прямоточной схеме $L_{\text{п}} = L_{\text{пн}} = 17000\,\text{м}^3/\text{ч}$ каждый. Выброс $L_{\text{у}} = L_{\text{пн}}$. Воздушный клапан *1* должен пропускать наружный приточный воздух в количестве $17000\,\text{м}^3/\text{ч}$. Карманный фильтр *3* очищает поток приточного наружного воздуха. После фильтра *3* устанавливается теплоотдающий теплообменник *9* установки утилизации. Далее располагается смесительная камера *2* для возможной рециркуляции вытяжного воздуха в нерабочие периоды здания катка для воздушного отопления или охлаждения.

Воздухоохладитель *4* рассчитывается на режим использования арены в теплый период года для танцев зрителей. Калорифер *5* рассчитывается на нагрев приточного воздуха до температуры притока. Вентилятор приточный *6* подает $17000\,\text{м}^3/\text{ч}$ при повышенном сопротивлении по сравнению со схемой на рис. 3.8. В вытяж-

ном агрегате после воздушных клапанов монтируется фильтр *10*. После фильтра располагается теплоизвлекающий теплообменник *11*

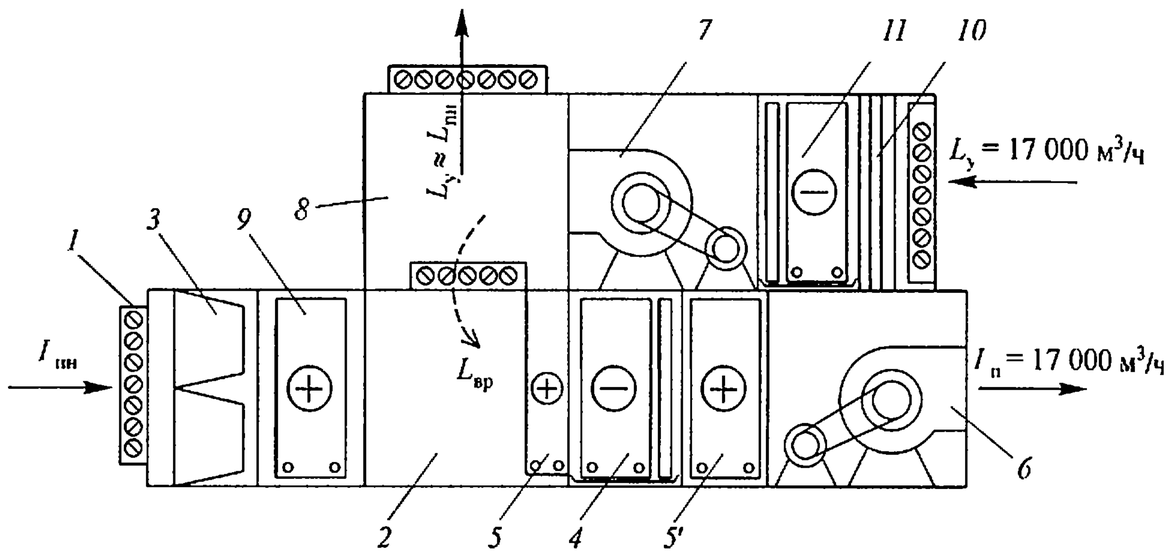


Рис. 3.16. Принципиальная схема приточно-вытяжного агрегата для СКВ обслуживания ледяного поля или арены со зрителями и сценой: *1* — клапан забора наружного воздуха; *2* — смесительная камера; *3* — карманный фильтр; *4* — воздухоохладитель с сепаратором; *5* — калорифер; *6* — приточный вентилятор; *7* — вытяжной вентилятор; *8* — камера разделения рециркуляционного $L_{вр}$ и выбросного $L_у$ воздуха *9* — теплоотдающий теплообменник установки утилизации теплоты вытяжного воздуха; *10* — фильтр; *11* — теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза

установки утилизации с поддоном и сепаратором. Вытяжной вентилятор *7* подбирается на большее аэродинамичное сопротивление сети по сравнению с схемой на рис. 3.8. Камера *8* служит для выброса через клапаны удаляемого воздуха: $L_у = L_{пн} = 17000\,м^3/ч$.

3.4. СКВ для помещений операционных и реанимации в больницах

Из общественных зданий наиболее сложной и ответственной по назначению является создание СКВ для помещений операционных и реанимации в больницах. Это связано со здоровьем людей, перенесших тяжелые операции, страдающих различными заболеваниями и имеющих ослабленный организм.

В зданиях больниц наиболее ответственными по качеству воздушной среды являются помещения операционных, для которых СКВ должны обеспечивать выполнение следующих требований:

препятствовать распространению болезнетворных бактерий воздушным путем;

создавать для больного и персонала операционной максимальное условие теплового комфорта;

препятствовать образованию статического электричества и устранять риск взрыва газов, применяемых при наркозах.

В помещениях операционных круглый год необходимо поддерживать температуру 20–23 °С при высокой относительной влажности 50 60%, при которой не образуется статического электричества. В теплый период года температуру воздуха в помещении операционной не рекомендуется поднимать выше 23 °С, так как операции проводятся в резиновых перчатках, в марлевых повязках, шапочках на голове и брючных костюмах, что создает дополнительные трудности отведения тепло- и влаговыделений от работающих людей. Отмечено, что при потении от людей больше исходит бактерий, что загрязняет воздух в помещении операционной.

Анализ проектных решений показывает, что обычные размеры помещений операционных требуют подачи 2000–2500 м³/ч приточного воздуха при максимальном рабочем температурном перепаде 6 °С, что позволяет отводить до 5 кВт · ч теплоизбытков. При проведении операций в помещении операционной может находиться до 10 человек, что вызовет теплопритоки более 1 кВт · ч. Мощные осветительные лампы и работающие аппараты могут выделять до 2 кВт · ч теплоизбытков. Теплопритоки через наружные ограждения могут составлять до 1,2 кВт · ч.

В целях экономии тепла на нагрев приточного наружного воздуха и сокращения расхода электроэнергии на работу холодильных машин предлагается использование утилизации теплоты и холода вытяжного воздуха на нагрев и охлаждение приточного наружного воздуха. Болезнетворные бактерии могут поступать в помещение операционной с приточным воздухом, из соседних помещений, от персонала операционной. Для очистки воздуха от бактерий необходимо осуществлять многоступенчатую очистку санитарной нормы приточного наружного $L_{пн}$ и внутреннего $L_в$ воздуха.

На рис. 3.17 показана разработанная в последние годы принципиальная схема СКВ по энергосберегающей технологии для опера-

ционной. состоящая из трех конструктивных элементов: приточно-вытяжного агрегата *1* для круглогодовой обработки приточного наружного воздуха $L_{пн}$; смесительно-очистительного приточного

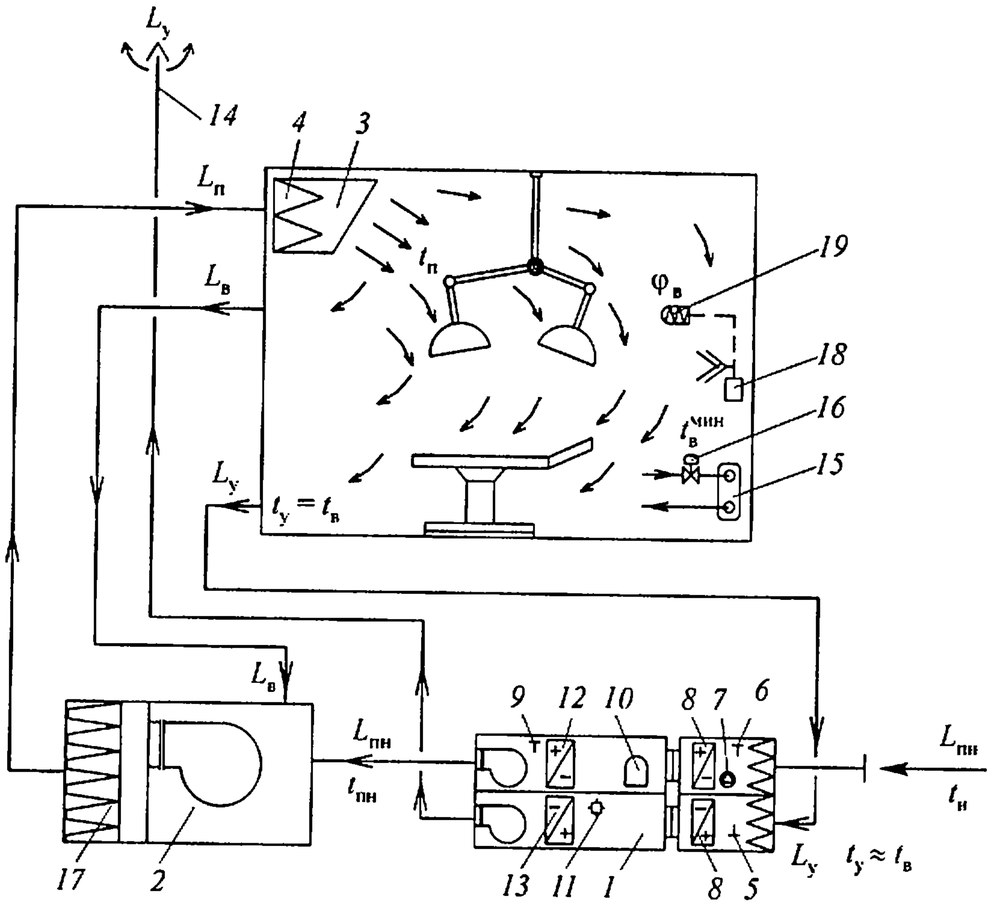


Рис. 3.17. Принципиальная схема СКВ помещения операционной с энергосберегающими режимами круглогодовой работы

агрегата *2* для подачи в помещение операционной приточного воздуха $L_п$; настенного приточного воздухораспределителя *3* со встроенным фильтром *4* абсолютной очистки приточного воздуха. В технической литературе фильтры абсолютной очистки часто обозначают HEPA фильтр (от англ. High Efficiency Particle Air).

Приточно-вытяжной агрегат *1* включает аппараты для круглогодовой подготовки приточного наружного воздуха $L_{пн}$ по энергосберегающей технологии в соответствии с условиями формирования теплового режима в помещении операционной, что контролируется по датчику *5*, воспринимающему температуру удаляемого из помещения вытяжного воздуха $L_у$, температура которого $t_у$ равна температуре воздуха в операционной $t_в$.

В холодный период года датчик *6* контроля температуры наружного воздуха $t_н$ включает насос *7* установки утилизации *8*. В этом режиме теплота вытяжного удаляемого воздуха $L_у$ будет передаваться на нагрев приточного наружного воздуха. Датчик *9* контроля температуры приточного наружного воздуха $t_{пн}$ воздействует на пускатель электродвигателя компрессора *10* и четырехходовой автоматический клапан *11*. В режиме нагрева приточного наружного воздуха работает компрессор *10*. Четырехходовой клапан *11* обеспечивает поступление горячих паров холодильного агента в трубки теплообменника *12*, который в этом режиме является конденсатором (режим теплового насоса). Теплота конденсации передается в теплообменнике *12* на нагрев приточного наружного воздуха. Вытяжной удаляемый воздух охлаждается в теплообменнике *13*, который в этом режиме являстся испарителем холодильной машине. Охлажденный удаляемый воздух выбрасывается по присоединительным воздуховодам через устройство *14* в атмосферу.

При наличии в помещении операционной окон рационально установить под окнами нагревательные приборы *15* с обязательным применением на трубопроводах подачи горячей воды терморегуляторов *16*, настроенных на поддержание минимального значения температуры в помещениях $t_{в(мин)} = 18\,°C$. Подготовка и проведение операций требует использования в операционном помещении электропотребляющих приборов (светильников, электроприводов медицинских аппаратов и др.). Это обусловливает наличие тепловыделений, которые должны восприниматься холодным приточным воздухом. Перепад температур между приточным воздухом и воздухом в рабочей зоне проведения операции не должен превышать 6 °C, что требует применения специального воздухораспределения, как это показано на схеме рис. 3.17. В холодный период года в рабочей зоне поддерживается $t_в = 20\,°C$, и температура приточного воздуха на выходе из воздухораспределителя *3* может быть на шесть градусов ниже $t_в$.

Требуемая температура $t_п$ приточного воздуха обеспечивается смешением в приточном агрегате *2* холодного наружного $L_{пн}$ и внутреннего $L_в$ воздуха. Смесь приточного воздуха $L_п$ очищается в агрегате *2* в фильтре тонкой очистки *17* и по присоединительному воздуховоду поступает к воздухораспределительному устройству *3*, в котором осуществляется концевая абсолютная очистка приточного воздуха в фильтрах *4*. Благодаря последовательной очистке приточного воздуха в фильтрах агрегатов *1* и *2* обеспечивается не

только высокая степень очистки, но и достаточно продолжительная работа концевого фильтра *4* без замены на новый фильтрующий материал.

В холодный период года из-за низкого влагосодержания наружного воздуха в операционной относительная влажность воздуха может понизиться до регламентируемого нижнего предела 40%. Для возможности повышения относительной влажности воздуха в приточном агрегате *2* или в помещении операционной необходимо установить паровой увлажнитель *18*, работа которого регулируется датчиком *19* контроля нижнего уровня влажности внутреннего воздуха.

В качестве приточно-вытяжных агрегатов *1* рекомендуется использовать кондиционеры типа VPL по двухступенчатой схеме утилизации тепла и холода вытяжного воздуха. В табл. 3.1 представлены основные технические показатели двух типов кондиционеров VPL, которые рекомендуется к применению в СКВ операционных обычных размеров.

Рассмотрим пример системы кондиционирования воздуха для обслуживания помещения операционной с наружной стеной длиной 7 м с двумя окнами, глубиной 6 м, высотой 4 м. В проведении операции участвует 6 человек. Мощность светильников 1,0 кВт. Мощность электрооборудования медицинских аппаратов, работающих при проведении операций. 0,6 кВт.

Решение:

1. Тепловыделение от людей в холодный период при тяжелой работе 130 Вт/чел. Тепловыделения 6 человек составят:

$$Q^{\text{х}}_{\text{т.изб}} = 130 \times 6 = 780 \text{ Вт}.$$

2. Теплопотери через наружные ограждения в холодный период года компенсируются работой двух отопительных приборов. установленных под окнами. У отопительных приборов на трубопроводах горячей воды смонтированы терморегуляторы RTD, настроенные на минимальную температуру $t_{\text{в(мин)}} = 18\,^{\circ}\text{C}$. Теплоизбытки в помещении операционной в холодный период года составляют:

$$Q^{\text{х}}_{\text{т.изб}} = 1000 + 600 + 780 = 2380 \text{ Вт}.$$

3. Под потолком в помещении операционной смонтированы два воздухораспределителя *3* (см. рис. 3.17) с размерами каждый: длина 2160 мм, высота 410 мм, ширина нижней части 720 мм, ширина верхней части 830 мм. Присоединительный патрубок в задней стенке имеет высоту 150 мм и длину 800 мм. Номинальная производительность по воздуху 1200 м^3/ч. Примененные два воздухораспределителя обеспечивают комфортную подачу в помещение операционной 2400 м^3/ч охлажденного

Таблица 3.1

Технические показатели и рекомендуемые режимы работы кондиционеров VPL в СКВ помещений операционных

Наименование и величина показателя	Тип кондиционера	
	VPL 15	VPL 25
Холодный период года $t_{\text{н}} = -26\,^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{у1}} = 20\,^{\circ}\text{C}$		
Производительность по приточному наружному и вытяжному воздуху при малой скорости вращения рабочих колес вентиляторов, м^3/ч	200	480
Потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов, кВт · ч	0,05 × 2 = 0,1	0,1 × 2 = 0,2
Тепловая производительность компрессора в режиме теплового насоса, кВт · ч	1,8	3,2
Потребляемая мощность электродвигателем компрессора, кВт · ч	0,6	1,4
Потребляемая мощность электродвигателем насоса установки утилизации, кВт · ч	0,1	0,2
Теплый период года $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{у1}} = 24\,^{\circ}\text{C}$		
Производительность по приточному наружному и вытяжному воздуху при максимальной скорости вращения рабочих колес вентиляторов, м^3/ч	400	800
Потребляемая мощность электродвигателем вентиляторов, кВт · ч	0,14 × 2 = 0,28	02 × 2 = 0,4
Охладительная производительность компрессора, кВт · ч	1,4	3,9
Потребляемая мощность электродвигателем компрессора, кВт · ч	0,6	1,6
Габаритные размеры двух блоков, мм: Высота Ширина Длина	 715 400 650 + 705	 765 570 700 + 740
Масса двух блоков, кг	28 + 50	38 + 65

воздуха с рабочим температурным перепадом до 6 °С. Вычислим требуемый рабочий перепад температур для поглощения расчетных теплоизбытков в холодный период года:

$$\Delta t_{\text{р}} = \frac{2380 \times 3{,}6}{2400 \times 1{,}23 \times 1} = 3\,^{\circ}\text{C}.$$

Вычисляем требуемую температуру приточного холодного воздуха: $t_{\text{п}}^{\text{х}} = t_{\text{в}}^{\text{х}} - \Delta t_{\text{р}} = 20 - 3 = 17\,^{\circ}\text{C}$, что отвечает комфортности воздухораспределения

4. Определяем требуемый расход санитарной нормы приточного наружного воздуха:

$$L_{\text{пн(мин)}} = 6 \times 80 = 480\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

По табл. 3.1 принимаем кондиционер VPL 25 и $L_{\text{пн}} = 480\,\text{м}^3/\text{ч}$. Приточный воздух требуемой температуры образуется путем смешения саннормы холодного наружного воздуха с рециркуляционным воздухом в количестве $2000\,\text{м}^3/\text{ч}$. Из преобразованного балансового уравнения смеси вычисляем требуемую температуру холодного приточного наружного воздуха:

$$t_{\text{пн}} = \frac{L_{\text{п}}\rho_{\text{п}}t_{\text{п}} - L_{\text{в}}\rho_{\text{в}}t_{\text{в}}}{L_{\text{пн}}\rho_{\text{пн}}} = \frac{2400 \times 1{,}23 \times 17 - 2000 \times 1{,}2 \times 20}{480 \times 1{,}28} = 3{,}6\,^{\circ}\text{C}.$$

5. Вычисляем температуру приточного наружного воздуха после нагрева в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации, теплотехническая эффективность которой $\theta_{\text{ту}} = 0{,}36$:

$$t_{\text{н2}} = 0{,}36 \times (20 + 26) - 26 = -9{,}5\,^{\circ}\text{C}.$$

6. Вычисляем возможный нагрев приточного наружного воздуха во второй ступени кондиционера VPL 25 — тепловом насосе:

$$\Delta t_{\text{тн}} = \frac{3200 \times 3{,}6}{480 \times 1{,}3 \times 1} = 18{,}5\,^{\circ}\text{C}.$$

7. Вычисляем достигаемую температуру нагретого в двух ступенях утилизации приточного наружного воздуха:

$$t_{\text{пн}} = -9{,}5 + 18{,}5 = 9\,^{\circ}\text{C},$$

что больше требуемой $t_{\text{пн}} = 3{,}6\,^{\circ}\text{C}$. Следовательно, располагаемая тепловая производительность двух ступеней утилизации теплоты вытяжного воздуха в кондиционере VPL 25 является достаточной для требуемого нагрева приточного наружного воздуха в расчетных условиях холодного периода года. Датчик *9* в холодный период года настроен на

поддержание $t_{\text{пн}} = 3{,}6\,^{\circ}\text{C}$ и будет снижать тепловую производительность компрессора *10*. С ростом температуры наружного воздуха будет возрастать температура $t_{\text{н2}}$ нагрева в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации *8* приточного наружного воздуха. При достижении $t_{\text{н}} = -5\,^{\circ}\text{C}$ температура приточного наружного воздуха после установки утилизации *8* будет:

$$t_{\text{н2}} = 0.36 \times (20 - 5) = 4{,}3\,^{\circ}\text{C},$$

что обусловит остановку по команде датчика *9* электродвигателя компрессора *10*. Дальнейший рост $t_{\text{н}}$ до 3,6 °С будет воспринят датчиком *6*, по команде которого будет остановлен насос *7* установки утилизации *8*. Повышение температуры удаляемого воздуха практически равно температуре воздуха в помещении операционной $t_{\text{у}} = t_{\text{в}}$, выше 20 °С будет воспринято датчиком *5*, который подает команду на повышение числа оборотов электродвигателей приточного и вытяжного вентиляторов агрегата *1*.

Производительность по приточному и вытяжному воздуху вентиляторов кондиционера VPL 25 возрастает до $800\,\text{м}^3/\text{ч}$. При возрастании $t_{\text{у}}$ и $t_{\text{в}}$ до 23 °С датчик *5* подает команду на четырехходовой вентиль *11* и компрессор *5* для включения в работу холодильной машины в режиме охлаждения приточного наружного воздуха.

8. В расчетных условиях теплого периода года от людей при тяжелой работе будет выделяться явного тепла 105 Вт/чел. Теплоизбытки от 6 человек составят:

$$Q_{\text{т.изб.л}} = 105 \times 6 = 630\ \text{Вт}.$$

К тепловыделениям от светильников и оборудования добавятся теплопритоки через наружные ограждения в 800 Вт. Общие теплоизбытки в теплый период года составят:

$$Q_{\text{т.изб}} = 1000 + 600 + 630 + 800 = 3030\ \text{Вт}.$$

9. Вычисляем требуемый рабочий перепад температур для поглощения теплоизбытков в теплый период года:

$$\Delta t_{\text{раб}} = \frac{3430 \times 3{,}6}{2400 \times 1{,}2 \times 1} = 3{,}7\,^{\circ}\text{C}.$$

10. Требуемая температура приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = 23 - 3{,}7 = 19{,}3\,^{\circ}\text{C},$$

что отвечает условиям теплового комфортного воздухораспределения для принятых конструкций воздухораспределителя и схемы подачи охлажденного воздуха под потолком помещения.

11. Из уравнения баланса смеси приточного воздуха вычисляем требуемую температуру охлажденного наружного воздуха:

$$t_{\text{пн}} = \frac{2400 \times 1{,}21 \times 19{,}3 - 1600 \times 1{,}18 \times 23}{800 \times 1{,}22} = 13{,}2\,^{\circ}\text{C}$$

12. В условиях теплого периода года при повышении $t_{\text{н}} > 25\,^{\circ}\text{C}$ датчик *6* подает команду на пуск насоса *7* установки утилизации *8* и будет осуществляться режим утилизации холода вытяжного воздуха с температурой $t_{\text{у}} = 23\,^{\circ}\text{C}$ на охлаждение приточного наружного воздуха, которое в расчетном режиме составит

$$\Delta t_{\text{н.ох.у}} = 0{,}36 \times (28.5 - 23) = 2\,^{\circ}\text{C}.$$

13. От работы компрессора *10* в режиме охлаждения снижение энтальпии приточного наружного воздуха составит

$$\Delta I_{\text{н.ох.х.м}} = \frac{Q_{\text{х.м}} \times 3{,}6}{L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}}} = \frac{3900 \times 3{,}6}{800 \times 1{,}16} = 15.2 \text{ кДж/кг}.$$

14. Энтальпия охлажденного приточного наружного воздуха будет

$$I_{\text{пн}} = I_{\text{н}} - \Delta I_{\text{н.ох.у}} - \Delta I_{\text{н.ох.х.м}} = 54 - 2 - 15.2 = 37{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

15. На рис. 3.18 в правой части представлено построение на I–d диаграмме режима работы СКВ в расчетных условиях теплого периода года. Из построения следует, что режим охлаждения приточного наружного воздуха в испарителе холодильной машины (процесс H_2–Ох) кондиционера VPL 25 проходит с конденсацией влаги. Принимаем конечную относительную влажность охлажденного и осушенного воздуха 92% и построением находим точку Ох с температурой 13,3 °С, что отвечает вычисленной выше требуемой температуре охлажденного воздуха.

16. В теплый период года влаговыделения от человека при тяжелой работе равны 270 г/(чел · ч). Общие влаговыделения от людей в помещении операционной будут

$$W_{\text{вл}} = 270 \times 6 = 1620 \text{ г/ч}.$$

Удельная поглотительная способность смеси охлажденного приточного воздуха составит:

$$\Delta d_{\text{п}} = \frac{W_{\text{вл}}}{L_{\text{п}} \times \rho_{\text{н}}} = \frac{1620}{2400 \times 1{,}2} = 0{,}56 \text{ г/кг}.$$

17. Принимаем относительную влажность в помещении операционной 56% и $t_{\text{в}} = 23\,^{\circ}\text{C}$ (точка В). Точка смеси (П) будет находиться на

прямой Ох–В. Из построения следует, что влагосодержание приточного воздуха равно 9 г/кг, а влагосодержание воздуха в помещении 9,56 г/кг, что отвечает расчетному поглощению влагоизбытков.

18. В левой части на рис. 3.18 представленно построение режима работы СКВ в расчетных условиях холодного периода года. Влаговыделения

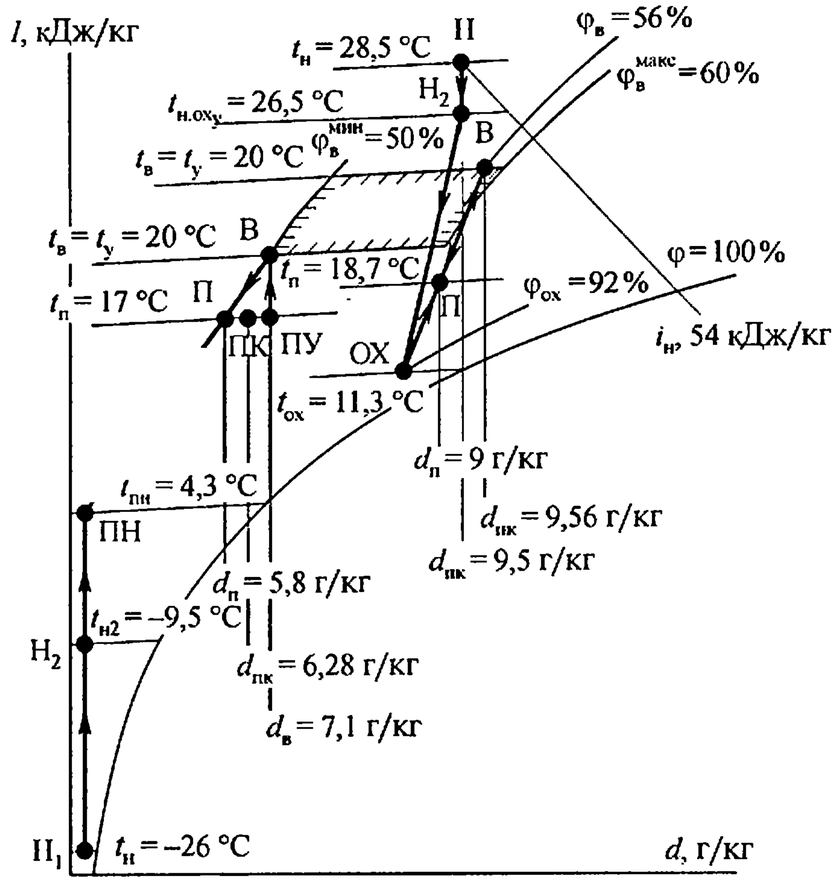


Рис. 3.18. Построение на I–d диаграмме расчетных режимов круглогодовой работы СКВ в помещении операционной

от человека при тяжелой работе при $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ составляют 240 г/(чел · ч). Общее влаговыделения в помещении от людей:

$$W_{\text{вл}} = 240 \times 6 = 1440 \text{ г/ч}.$$

19. Возможное увеличение влагосодержания приточного воздуха от наличия влаговыделений в помещении операционной составит:

$$\Delta d_{\text{п}} = \frac{W_{\text{вл.х}}}{L_{\text{п}} \times \rho_{\text{п}}} = \frac{1440}{2400 \times 1{,}26} = 0{,}48 \text{ г/кг}.$$

20. После нагрева в двух ступенях кондиционера VPL 25 температура приточного наружного воздуха $t_{\text{п}} = 4{,}3\,^{\circ}\text{C}$ и влагосодержание

$d_п = 0{,}4$ г/кг (точка ПН). В помещении операционной влагосодержание воздуха поддерживается на допустимом уровне $d_в = 7{,}1$ г/кг (точка $В^х$). Параметры смеси приточного воздуха будут находиться на прямой $В^х$–Пн в точке П при $t_п = 17\,°C$ и $d_п = 5{,}8$ г/кг. Возможное приращение влагосодержания приточного воздуха от восприятия им влаговыделений в помещении составит

$$d_{пк} = d_п + \Delta d_п = 5{,}8 + 0{,}48 = 6{,}28 \text{ г/кг}.$$

21. Местный паровой увлажнитель в помещении операционной должен дополнительно выпарить в приточный воздух следующее количество водяного пара (точка ПУ):

$$g_{пу} = \frac{d_в - d_{пк}}{L_п \times \rho_п \times 1000} = 2400 \times 1{,}22 \frac{7{,}1 - 6{,}28}{1000} = 2{,}4 \text{ кг/ч}.$$

С запасом выбираем мощность местных паровых увлажнителей 3,0 кг/ч, что потребует затрат электроэнергии 2,5 кВт · ч. Для экономии электроэнергии на работу паровых увлажнителей датчик контроля влажности воздуха в помещении операционной необходимо настраивать на поддержание требуемого минимального уровня влажности внутреннего воздуха $\varphi_{в(мин)} = 50\%$. На рис. 3.18 заштрихованным сектором выделены границы возможных изменений параметров воздуха в помещении операционной, на которые рекомендуется настраивать датчики контроля нижнего и верхнего допустимого уровня температур и относительной влажности. Кондиционеры типа VPL поставляются с двойными ограждающими стенками, заполненными изоляцией толщиной 50 мм. Это позволяет устанавливать кондиционеры снаружи (на крыше, на консолях на внутренних стенах зданий и др.), что особенно удобно при устройстве СКВ в существующих зданиях, где нет специальных помещений под их размещение. Из схемы на рис. 3.17 видно, что к кондиционерам VPL для их круглогодового функционирования не требуется подведения трубопроводов горячей и холодной жидкости, а достаточно только подвести электроэнергию.

Смесительно-очистительный приточный агрегат производительностью 2400 м³/ч рационально применить в конструктивном исполнении для возможного подвесного монтажного положения с высотой не более 380 мм. Это позволит смонтировать агрегат под потолком в коридоре рядом с помещением операционной. Настенные воздухораспределители рационально монтировать на той стене помещения операционной, к которой удобно подвести короткие присоединительные воздуховоды и где есть доступ для периодической смены (не чаще двух раз в год) в них материала фильтров абсолютной очистки.

Глава 4

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

4.1. Общие подходы к повышению энергетической эффективности и санитарно-гигиенических качеств систем кондиционирования в промышленных зданиях

Повышение энергетической эффективности систем кондиционирования и вентиляции в промышленных зданиях возможно только при учете специфических особенностей технологических производственных процессов, осуществляемых в обслуживаемом помещении. Наибольшее распространение в промышленных зданиях получили технологически-комфортные СКВ, которые в рабочей зоне проведения производственного процесса поддерживают параметры воздуха, достаточно благоприятные для производственной технологии и теплового комфорта работающих в этой зоне людей. Практически получается, что обеспечиваемые и поддерживаемые технологически-комфортными СКВ параметры воздуха не отвечают оптимальным условиям ведения технологии производства и комфортного теплового состояния человеческого организма. Для достижения оптимальных условий рекомендуется изыскивать возможности разделения систем: на технологические, обслуживающие технологический процесс в самом оборудовании или в непосредственном месте его проведения; комфортные, которые выполняют функции обеспечения санитарно-гигиенических требований. В дальнейшем изложении будут показаны возможные пути реализации такого разделения систем.

Для обеспечения энергетической эффективности функционирования СКВ в производственных зданиях следует выполнять следующие общие рекомендации по энергосбережению:

— подачу приточного воздуха производить в рабочую зону с повышением рабочего перепада температур путем увеличения температуры вытяжного воздуха;

— осуществлять поглощение части теплоизбытков путем регулирования местных охлаждающих устройств;

— места технологических процессов со значительными выделениями пылевых и газовых вредностей оборудовать местными устройствами улавливания загрязнений, не допуская их распространение в объеме рабочей зоны;

— стремиться к использованию приточных и вытяжных агрегатов на минимально-требуемую по саннормам или технологии производительность по приточному наружному воздуху $L_{\text{пн(мин)}} = L_{\text{у}}$;

— на нагрев приточного наружного воздуха использовать теплоту вытяжного воздуха путем применения установок утилизации;

— использовать холод наружного воздуха для отведения теплоизбытков от технологического оборудования;

— отказаться от центральной рециркуляции и заменять ее местной через местные аппараты, обеспечивающие изменения параметров приготовленного воздуха в соответствие с условиями формирования теплового режима и поддержания требуемой кондиции воздушной среды в обслуживаемой зоне производственного помещения;

— выделять технологическое оборудование, требующее поддержание специальной кондиции воздушной среды, в специальные, локальные системы.

На примере некоторых характерных областей применения рассмотрим особенности создания современных СКВ в различных по назначению зданиях

4.2. Преимущества местно-центральных систем по сравнению с традиционными центральными СКВ в промышленных зданиях

В промышленных зданиях наибольшее распространение получили центральные СКВ с центральной рециркуляцией внутреннего воздуха и наличием зональных подогревателей приточного воздуха в отдельные зоны помещения [1]. Более экономичным и качественными по создаваемому микроклимату являются местно-центральные СКВ. Рассмотрим особенности традиционных центральных и местно-центральных СКВ на примере цеха офсетной печати полиграфического предприятия.

По условиям обеспечения качественной технологии цветной печати в зоне технологического оборудования круглый год должны поддерживаться следующие нормируемые параметры [1]: температура $t_{\text{в}} = 25 \pm 0{,}5\,^{\circ}\text{C}$; относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 46 \pm 1\%$. На рис. 4.1 на диаграмме влажного воздуха показано построение расчетного режима работы центральной СКВ в теплый период года в климате Москвы при параметрах Б [18] $t_{\text{н}} = 28{,}5\,^{\circ}\text{C}$;

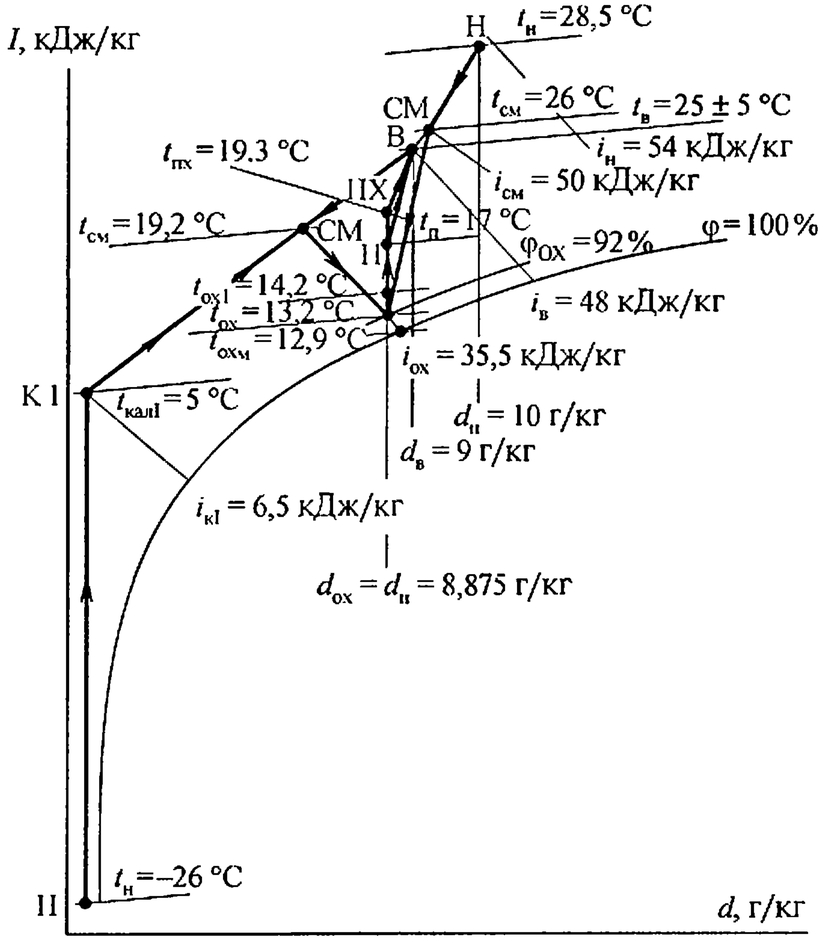


Рис. 4.1. Построение на $I-d$ диаграмме расчетных режимов работы центральной СКВ с переменной рециркуляцией в теплый и холодный периоды года в климате Москвы в цехе цветной печати

$I_{\text{н}} = 54\,\text{кДж/кг}$. В цехе цветной печати расчетные теплоизбытки по явному теплу составляют $120\,\text{кВт}\cdot\text{ч}$, а влаговыделения от 30 работающих людей $W_{\text{вл.л}} = 30 \times 185 = 5550\,\text{г/ч}$. На рис. 4.1 показаны возможные границы изменения требуемых по технологии цветной печати параметров внутреннего воздуха (точка В). Из сравнения параметров в точке В и наружного в точке Н сле-

дуст, что энтальпия внутреннего воздуха $I_в = 48$ кДж/кг меньше энтальпии наружного воздуха $I_н = 54$ кДж/кг. Поэтому в традиционных центральных СКВ используется центральная рециркуляция [1]. Для поддержания требуемой температуры и относительной влажности воздуха смесь наружного $L_н$ и рециркуляционного воздуха $L_в$ необходимо охлаждать и осушать. По ведомственным технологическим нормативам на одного работающего круглый год необходимо подавать 80 м^3/ч приточного наружного воздуха. Тогда минимально-неизбежный расход приточного наружного воздуха по формуле (1.7) составит

$$L_{пн(мин)} = 30 \times 80 = 2400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Смесь приточного воздуха $(L_н + L_в) = L_п$ необходимо в центральном кондиционере охлаждать и осушать. Для поглощения тепловыделений при рабочем перепаде температур $\Delta t_{ас} = t_в - t_п = 8\,^\circ$C требуемый расход приточного воздуха по формуле (1.1) составит

$$L_п = \frac{120000 \times 3{,}6}{1{,}22(25 - 17) \times 1} = 44300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Согласно традиционным рекомендациям [1] расход наружного воздуха в смеси с рециркуляционным должен быть не менее 10% от расхода приточного:

$$L_{пн} = 01, \times 44300 = 4430 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Рабочий перепад по восприятию влаговыделений в цехе составит

$$\Delta d_{ас} = \frac{5550}{44300} = 0{,}125 \text{ г/кг}.$$

Или влагосодержание приточного воздуха должно быть

$$d_п = d_в - \Delta d_{ас} = 9{,}0 - 0{,}125 = 8{,}875 \text{ г/кг}.$$

Параметры смеси наружного и рециркуляционного воздуха отвечают точке СМ: $t_{см} = 26\,^\circ$C; $d_{см} = 9{,}2$ г/кг; $I_{см} = 50$ кДж/кг. Для реализации режима охлаждения и осушения приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе при начальной влажности воздуха $\varphi_{см} = 44\%$ возможно охладить смесь приточного воздуха до $\varphi_{ох} = 92\%$ [8]. В месте пересечения $\varphi_{ох} = 92\%$ и $d_п = 8.875$ г/кг находим параметры охлажденного и осушенного приточного воздуха $t_{ох} = 13{,}2\,^\circ$C; $I_{ох} = 35{,}5$ кДж/кг.

Расход холода на охлаждение смеси приточного воздуха в воздухоохладителе центрального кондиционера составит

$$Q_х = L_п \times \rho_п \frac{I_{см} - I_{ох}}{3{,}6} = 44300 \times 1{,}22 \frac{50 - 35{,}5}{3{,}6} = 217685 \text{ Вт}.$$

В вентиляторе и приточных воздуховодах охлажденный приточный воздух нагреется на 1 °C. Для получения требуемой температуры притока $t_п = 17\,^\circ$C в калорифере второго подогрева необходимо затратить тепла

$$Q_{кал.II} = L_п \times \rho_п \times c_р \frac{t_п - t_{ох.I}}{3{,}6} =$$

$$= 44300 \times 1{,}21 \times 1 \frac{17 - 14{,}2}{3{,}6} = 41691 \text{ Вт}.$$

Даже в расчетные сутки теплого периода года теплоизбытки в цехе могут изменяться от 100% до 40%. Для поддержания требуемых по технологии параметров воздуха (точка В) датчик контроля температуры воздействует на автоматический клапан, обеспечивающий увеличение тепловой производительности калорифера второго подогрева при снижении $Q_{т.изб}$ в цехе.

Проведенный анализ показывает, что в традиционных центральных СКВ первоначально затрачивается холод на режим охлаждения и осушения приточного воздуха, а затем для поддержания требуемых по технологии параметров воздуха в рабочей зоне затрачивается тепло в калорифере второго подогрева. При проектировании СКВ для цехов значительной площади и наличием участков производства с изменяющимися по времени суток тепловыделениями прибегают к применению многозональных СКВ. От общего приточного коллектора в цехе подводится несколько приточных отводов. На каждом отводе монтируется зональный воздухонагреватель, управляемый от датчика контроля в каждой обслуживаемой зоне цеха.

В холодный период года в традиционных центральных СКВ не применялись установки утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха. К сожалению, эта тенденция продолжается и до настоящего времени даже в головных проектных институтах. Поэтому в левой части на рис. 4.1 показаны режимы работы СКВ в расчетных условиях холодного периода года без применения установки утилизации. Минимальный нагрев приточного наружного воздуха по условиям безопасности от

обмерзания может быть принят $t_{кI} = 5\,^{\circ}C$. Путем смешения подогретого до энтальпии $I_{кI} = 6{,}5$ кДж/кг наружного и внутреннего рециркуляционного воздуха $I_в = 48$ кДж/кг необходимо получить энтальпию смеси $I_{см} = 35{,}5$ кДж/кг, являющуюся контролируемым параметром при круглогодовой работе СКВ с точным и постоянным поддержанием параметров воздуха в рабочей зоне (точка В). Из уравнения баланса смеси получим выражение для нахождения требуемого расхода подогретого наружного воздуха:

$$L_{пн} = \frac{L_п(I_в - I_{см})}{I_в - I_{кI}}.\ м^3/ч. \qquad (4.1)$$

По выражению (4.1) для рассматриваемого примера получим:

$$L_{пн} = \frac{44300 \times (48 - 35{,}5)}{48 - 6{,}5} = 13343\ м^3/ч.$$

Расход рециркуляционного воздуха в расчетных условиях холодного периода составит

$$L_в = L_п - L_{пн} = 44300 - 13343 = 30957\ м^3/ч.$$

Проведенный расчет показал, что из-за необходимости получения требуемой постоянной энтальпии смеси $I_{см} = 35{,}5$ кДж/кг в холодный период года необходимо увеличивать расход приточного наружного воздуха в смеси. Это потребует применения автоматических регулируемых воздушных клапанов в патрубках забора наружного воздуха, в патрубке присоединения к вытяжному агрегату рециркуляционного воздуховода и в патрубке выброса удаляемого воздуха $L_у$ в атмосферу. Такой узел автоматического регулирования усложняет СКВ и требует постоянного контроля и наладки.

В левой части рис. 4.1 представлено построение на диаграмме влажного воздуха режима работы центральной СКВ при параметрах Б в климате Москвы: $t_н = -26\,^{\circ}C$, $d_н = 0{,}6$ г/кг.

Расход тепла в калорифере первого подогрева составит

$$Q_{т.кал.I} = 13343 \times 1{,}3 \times 1\frac{5 + 26}{3{,}6} = 149367\ Вт.$$

В результате смешения подогретого и рециркуляционного воздуха получаем параметры в точке СМ: $t_{см} = 19.2\,^{\circ}C$; $t_{см.м} = 12{,}9\,^{\circ}C$, $I_{см} = 35{,}5$ кДж/кг. Для достижения параметров воздуха в точке ОХ необходимо полученную смесь приточного воздуха адиабатно увлажнить. Наилучшим энергетическим показателем в режимах адиабатного увлажнения обладают технологические блоки с орошаемым слоем из гигроскопического материала.

Эффективность режимов адиабатного увлажнения оценивается показателем

$$E_\alpha = \frac{t_{см} - t_{ох}}{t_{см} - t_{см.м}} = \frac{19{,}2 - 13{,}2}{19.2 - 12{,}9} = 0{,}95.$$

Орошаемые слои глубиной 300 мм обеспечивают требуемый показатель эффективности адиабатного увлажнения.

В приточном воздуховоде и вентиляторе принимаем нагрев на $1\,^{\circ}C$ и тогда получим $t_{ох1} = 14{,}2\,^{\circ}C$. В холодный период года при теплопотерях через наружные ограждения и при отсутствии солнечной радиации расчетные теплоизбытки составляют 85 кВт · ч. Вычисляем требуемую температуру приточного воздуха для поглощения расчетных теплоизбытков в холодный период года:

$$t_{п.х} = t_в - \frac{Q_{т.изб.х} \times 3600}{L_п \times \rho_п \times c_p},\ ^{\circ}C. \qquad (4.2)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (4.2) получим

$$t_{п.х} = 25 - \frac{85 \times 3600}{44300 \times 1{,}22 \times 1} = 19.3\,^{\circ}C.$$

В калорифере второго подогрева или в зональных подогревателях в расчетном режиме потребляется количество теплоты

$$Q_{т.кал.II} = 44300 \times 1,22 \times 1\frac{19{,}3 - 14{,}3}{3{,}6} = 75064\ Вт.$$

Общий расход тепла в СКВ в расчетном режиме холодного периода года равен

$$\sum Q_{т.СКВ} = Q_{т.кал.II} + Q_{т.кал.I} = 75064 + 149367 = 224431\ Вт.$$

На рис. 4.2 представлена принципиальная схема центральной СКВ с переменной рециркуляцией и тремя зонами обслуживания

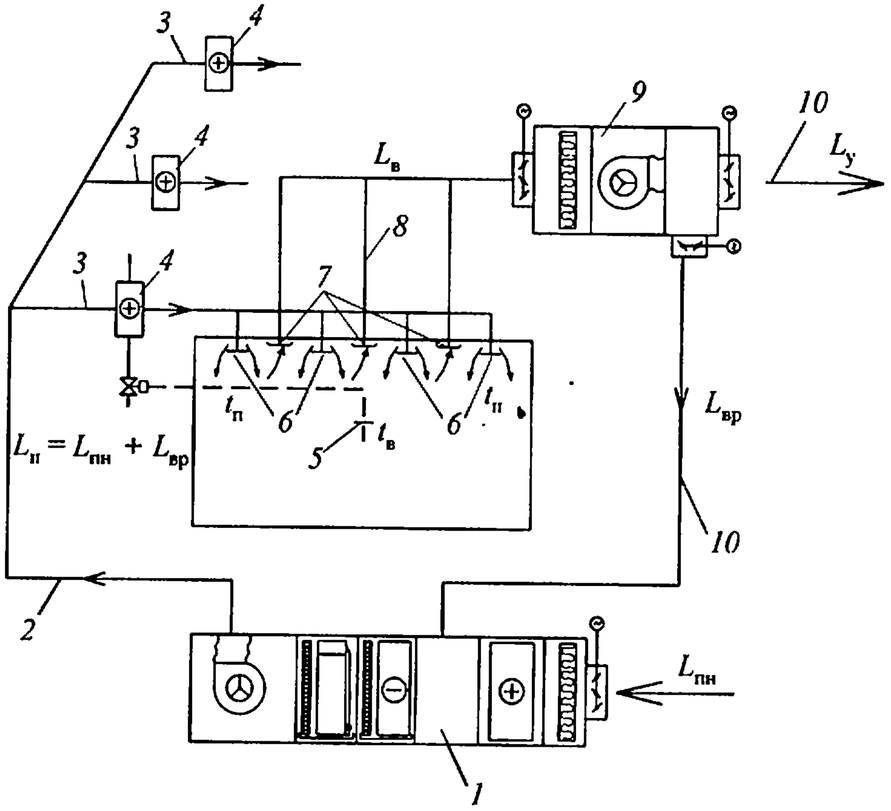


Рис. 4.2. Принципиальная схема центральной СКВ с переменной рециркуляцией, обслуживающей три зоны в цехе цветной печати

в цехе цветной печати. В центральном кондиционере *1* по ходу воздуха смонтированы следующие технологические блоки:

— автоматический клапан поступления переменного расхода наружного воздуха $L_{пн}$;

— воздушный фильтр;

— калорифер первого подогрева;

— камера смешения переменных расходов наружного $L_{пн}$ и рециркуляционного $L_{вр}$ воздуха;

— теплообменник для охлаждения приточного воздуха $L_п$;

— блок орошаемых слоев для адиабатного увлажнения приточного воздуха $L_п$;

— приточный вентилятор для подачи постоянного расхода приточного воздуха $L_п = L_{пн} + L_{вр}$.

Приточным воздуховодом *2* центральный кондиционер *1* связан с тремя отводами *3* в три зоны обслуживаемого цеха. На каждый

отвод имеется зональный подогреватель *4*, тепловая производительность которых управляется от датчика *5* контроля температуры воздуха $t_в$ в каждой выделенной рабочей зоне цеха.

Через приточные устройства *6*, расположенные под потолком цеха, приточной воздух с температурой $t_п$ струями поступает в рабочую зону, одновременно смешивается с конвективными потоками отепленного и загазованного воздуха. Вытяжной воздух $L_в$ через вытяжные устройства *7* по вытяжным воздуховодам *8* поступает в вытяжной агрегат *9*, в котором по ходу воздуха смонтированы следующие технологические блоки:

— воздушный автоматический клапан, для забора вытяжного воздуха $L_в$, управляемый от магнитного пускателя электродвигателя вытяжного вентилятора;

— воздушный фильтр;

— вытяжной вентилятор забора постоянного расхода вытяжного воздуха $L_в$;

— разделительная воздушная камера с автоматическими взаимообратными воздушными клапанами для поступления переменного расхода вытяжного воздуха $L_{в\,р}$ в воздуховод центральный рециркуляции *9* и выбросом в атмосферу переменного расхода удаляемого воздуха $L_у$ через воздуховод *10*.

В качестве альтернативного варианта традиционной центральной СКВ рассматривается местно-центральная СКВ для промышленных зданий на примере цеха цветной печати с тремя зонами обслуживания, которая имеет следующие отличительные особенности:

— в центральном кондиционере постоянной производительности $L_{пн}$ круглый год по прямоточной схеме приготовляется только приточный наружный воздух, на который возлагается задача поглощение расчетных влаговыделений в обслуживаемых зонах;

— в каждой обслуживаемой зоне цеха вместо зонального подогревателя устанавливается местный вентиляторный агрегат с фильтром, воздухоохладителем и смесительной камерой;

— приготовленный воздух подается в цех через ламинарные воздухораспределители по высоте рабочей зоны;

— под потолком цеха через вытяжные устройства забирается постоянный расход $L_у$ отепленного загазованного воздуха, который по соединительным вытяжным воздуховодам поступает в центральный вытяжной агрегат, включающий фильтр и теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации.

На рис. 4.3 показано построение в правой части на диаграмме влажного воздуха режима работы местно-центральной СКВ в цехе

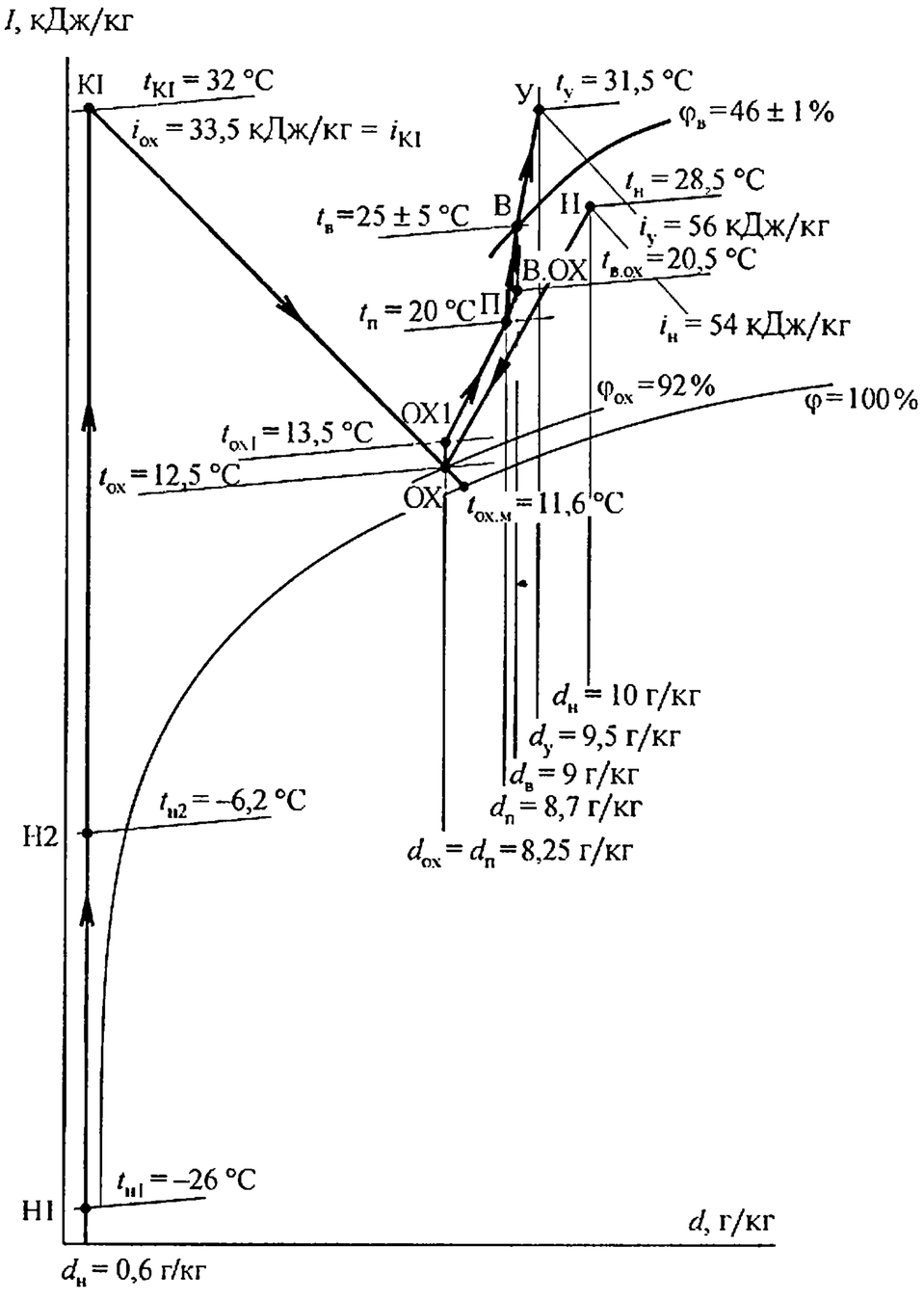


Рис. 4.3. Построение на $I-d$ диаграмме расчетных режимов работы местно-центральной СКВ в теплый и холодный периоды года в климате Москвы в цехе цветной печати

цветной печати в теплый период года в климате Москвы [18]. Производительность центрального кондиционера сохраняем такой же, с минимальным расходом приточного наружного воздуха $L_{пн}$ =

$= 4430\,м^3/ч$, как и в рассмотренной по рис. 4.1 режиме работы центральной СКВ. Площадь цеха $700\,м^2$ и высота рабочей зоны 2 м. Тогда кратность смены наружного воздуха в рабочей зоне составит

$$K_{пн} = \frac{L_{пан}}{V_{раб.з}} = \frac{4430}{700 \times 2} = 3{,}16\ об/ч,$$

что достаточно для удаления запахов из рабочей зоны цеха.

Поглотительная способность приточного наружного воздуха по восприятию влаговыделений составит

$$\Delta d_{ас} = \frac{W_{вл}}{L_{пн}} = \frac{5550}{4430} = 1{,}25\ г/кг.$$

Влагосодержание осушенного и охлажденного приточного наружного воздуха при подаче в рабочую зону и вытяжке под потолком цеха вычисляется по формуле

$$d_п = d_у - \Delta d_{ас},\ г/кг. \qquad (4.3)$$

По условиям комфортного поступления в рабочую зону приточного воздуха температура притока может быть принята с рабочим перепадом 5 °С: $t_п = 25 - 5 = 20\,°С$.

По формуле (1.13) температура удаляемого отепленного воздуха при $K_L = 2{,}3$ составит

$$t_у = 2{,}3(25 - 20) + 20 = 31{,}5\,°С.$$

Принимаем влагосодержание удаляемого воздуха $d_у = 9{,}5\,г/кг$ при энтальпии $I_у = 56\,кДж/кг$. Тогда по формуле (4.3) влагосодержание приточного воздуха будет

$$d_п = 9{,}5 - 1{,}25 = 8{,}25\ г/кг.$$

При охлаждении и осушении приточного наружного воздуха до $d_п = d_{ох} = 8{,}25\,г/кг$ температура охлажденного воздуха $t_{ох} = 12{,}5\,°С$, $t_{ох.м} = 11{,}6\,°С$, энтальпия $I_{ох} = 33{,}5\,кДж/кг$. В приточном вентиляторе происходит нагрев на 1 °С, и тогда получим: $t_{ох1} = 13{,}5\,°С$ и $I_{ох1} = 34\,кДж/кг$.

Вычисляем количество явных теплоизбытков, воспринимаемых в цехе удаляемым воздухом $L_у = L_{пн}$:

$$Q_{г.ас.пн} = L_{пн} \times \rho_{пн} \times c_p \frac{t_у - t_{ох1}}{3{,}6},\ Вт. \qquad (4.4)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (4.4) получим

$$Q_{\text{х.ас.пн}} = 4430 \times 1{,}21 \times 1\frac{31{,}5 - 13{,}5}{3{,}6} = 26580 \text{ Вт}.$$

Для восприятия остальных тепловыделений охладительная способность местных вентиляторных агрегатов должна быть

$$Q_{\text{в.ох}} = Q_{\text{т.изб}} - Q_{\text{х.ас.пн}} = 120000 - 26580 = 93420 \text{ Вт}.$$

Охлаждение внутреннего воздуха в местных вентиляторных агрегатах осуществляется при постоянном влагосодержании до температуры $t_{\text{в.ох}}$, при которой при смешении с охлажденным приточным наружным воздухом температурой $t_{\text{ох1}}$ была получена комфортная температура притока $t_{\text{см}} = t_{\text{п}} = 20\,^{\circ}\text{C}$.

Принимаем расчетную температуру охлажденного в местных вентиляторных агрегатах внутреннего воздуха $t_{\text{в.ох}} = 21\,^{\circ}\text{C}$ и определяем требуемый расход внутреннего воздуха для отведения теплоизбытков $Q_{\text{в.ох}}$:

$$L_{\text{в.ох}} = \frac{Q_{\text{в.ох}} \times 3{,}6}{(t_{\text{в}} - t_{\text{в.ох}}) \times \rho_{\text{в}} \times c_p}, \text{ м}^3/\text{ч}. \qquad (4.5)$$

Для рассматриваемого примера производительность по внутреннему воздуху каждого местного агрегата по формуле (4.5) будет

$$L_{\text{в.ох}} = \frac{93420 \times 3{,}6}{(25 - 21) \times 1{,}128 \times 1} = 62803 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Общая производительность по приточному воздуху центрального и местных вентиляторных агрегатов будет

$$L_{\text{п}} = L_{\text{пн}} + L_{\text{в.ох}} = 4430 + 62803 = 67233 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Вычисляем температуру смеси охлажденных потоков наружного и внутреннего воздуха:

$$t_{\text{см}} = t_{\text{п}} = \frac{L_{\text{пн}} \times t_{\text{ох1}} \times \rho_{\text{пн}} + L_{\text{в.ох}} \times t_{\text{в.ох}} \times \rho_{\text{в}}}{(L_{\text{пн}} + L_{\text{в.ох}}) \times \rho_{\text{п}}}, \,^{\circ}\text{C}. \qquad (4.6)$$

Для рассматриваемого примера температура притока по формуле (4.6) будет

$$t_{\text{п}} = \frac{4430 \times 13{,}5 \times 1{,}21 + 62803 \times 20{,}5 \times 1{,}18}{67233 \times 1{,}19} = 19{,}9\,^{\circ}\text{C},$$

что практически совпадает с принятым $t_{\text{п}} = 20\,^{\circ}\text{C}$.

Соединяем прямой линией точки ОХ_1 и В.ОХ. В месте пересечения этой прямой с изотермой $t_{\text{п}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ получаем влагосодержание приточного воздуха: $d_{\text{п}} = 8{,}7$ г/кг. Поглощение влаговыделений происходит частично в рабочей зоне и частично по высоте цеха до влагосодержания удаляемого воздуха. Примем условие, что показатель организации воздухообмена $K_L = K_{Ld} = 2{,}3$. Влагосодержание удаляемого воздуха вычисляется по формуле

$$d_{\text{у}} = K_{Ld}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) + d_{\text{п}}, \text{ г/кг}. \qquad (4.7)$$

Используя величины $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{п}}$ по построению на рис. 4.3 и по формуле (4.7), получим:

$$d_{\text{у}} = 2.3(9 - 8{,}7) + 8{,}7 = 9{,}4 \text{ г/кг}.$$

Полученное значение влагосодержания удаляемого воздуха 9,4 г/кг близко совпадает с принятым выше $d_{\text{у}} = 9{,}5$ г/кг. Если расчет по формуле (4.7) дает значительные отклонения от первоначально принятого значения влагосодержания удаляемого воздуха, нужно задаться новым значением и повторить расчет режимов приготовления приточного воздуха. Расход холода в расчетных условиях теплого периода года составил:

— на охлаждение приточного наружного воздуха

$$Q_{\text{х.пн}} = 4430 \times 1{,}2\frac{54 - 33{,}5}{3{,}6} = 30272 \text{ Вт};$$

— на охлаждение внутреннего воздуха в воздухоохладителях вентиляторных агрегатов

$$Q_{\text{в.ох}} = 93420 \text{ Вт};$$

— общий расход холода в местно-центральной СКВ

$$Q_{\text{х.скв.м.у}} = 30272 + 93420 = 123692 \text{ Вт}.$$

По сравнению с традиционной центральной СКВ достигается следующее сокращение расхода холода в расчетном режиме теплого периода года:

$$\frac{217685 - 123692}{217685} \times 100 = 43\%.$$

Расхода тепла в зональных подогревательных нет, так как при снижении теплопритоков в зоне цеха датчик контроля температуры воздуха в рабочей зоне воздействует на автоматический клапан, сокращающий расход холодной воды через местные воздухоохладители, чем достигается дополнительное снижение расхода холода и электроэнергии на его выработку.

В левой части рис. 4.3 представлено построение расчетного режима работы местно-центральной СКВ в холодный период года. В целях экономии тепла на нагрев приточного наружного воздуха в СКВ применяется установка утилизации теплоты вытяжного воздуха с насосной циркуляцией антифриза. Для расчета установки утилизации необходимо вычислить температуру удаляемого воздуха в холодный период. Выше было принято, что в расчетных условиях холодного периода года теплоизбытки в цехе сокращаются до 85 кВт · ч. Это обусловит повышение температуры приточного воздуха, так как в местных воздухоохладителях требуется меньшее охлаждение внутреннего воздуха.

Зададимся $t_{ух} = 28\,^{\circ}\mathrm{C}$. Количество поглощаемых теплоизбытков приточным наружным воздухом составит

$$Q_{\text{х.ас.пн}} = 4430 \times 1.2 \times 1 \times \frac{28 - 13{,}5}{3{,}6} = 21412 \text{ Вт}.$$

Вычисляем количество теплоизбытков, поглощаемых в местных воздухоохладителях:

$$Q_{\text{в.ох}} = 85000 - 21412 = 63588 \text{ Вт}.$$

Вычисляем температуру охлажденного воздуха после местных воздухоохладителей:

$$t_{\text{в.ох}} = t_{\text{в}} - \frac{Q_{\text{в.ох}} \times 3{,}6}{L_{\text{в.ох}} \times \rho_{\text{в.ох}} \times c_p} = 25 - \frac{63588 \times 3{,}6}{62803 \times 1{,}18 \times 1} = 21{,}9\,^{\circ}\mathrm{C}.$$

По формуле (4.6) вычисляем температуру смеси приточного воздуха от местных вентиляторных агрегатов:

$$t_{\text{п}} = \frac{4430 \times 13{,}5 \times 1{,}21 + 62803 \times 21{,}9 \times 1{,}18}{67233 \times 1{,}19} = 21{,}2\,^{\circ}\mathrm{C}.$$

Вычисляем температуру удаляемого под потолком цеха вытяжного воздуха:

$$t_{\text{у}} = 2{,}3(25 - 21{,}9) + 21{,}9 = 29\,^{\circ}\mathrm{C}.$$

В установке утилизации при ее теплотехнической эффективности $\theta_{ty} = 0{,}36$ получим температуру приточного наружного воздуха, подогретого утилизируемым теплом вытяжного воздуха:

$$t_{\text{н2}} = \theta_{ty}(t_{\text{у}} - t_{\text{н}}) + t_{\text{н}} = 0{,}36(29 + 26) - 26 = -6{,}2\,^{\circ}\mathrm{C}.$$

Количество утилизируемой теплоты составит

$$Q_{\text{т.ут}} = 4430 \times 1{,}3 \times 1\frac{-6{,}2 + 26}{3{,}6} = 31675 \text{ Вт}.$$

Для получения в режиме адиабатного увлажнения параметры в точке ОХ необходимо в калорифере первого подогрева повысить температуру первичного наружного воздуха до $t_{\text{кI}} = 32\,^{\circ}\mathrm{C}$, что обеспечит равенство $I_{\text{кI}} = I_{\text{ох}} = 33{,}5$ кДж/кг.

Расход тепла в калорифере первого подогрева составит:

$$Q_{\text{т.калI}} = 4430 \times 1{,}17 \times 1\frac{32 + 6{,}2}{3{,}6} = 55000 \text{ Вт}.$$

Выше было получено, что в традиционной центральной СКВ в режиме холодного периода в калорифере первого и второго подогрева затрачивается тепла 224431 Вт. Вычисляем % достигаемой экономии тепла в местно-центральной СКВ по сравнению с традиционными центральными СКВ:

$$\frac{224431 - 55000}{224431} \times 100 = 75\%.$$

Для получения постоянной температуры охлаждения $t_{\text{ох}} = 12{,}5\,^{\circ}\mathrm{C}$ необходимо подогретый в калорифере приточный воздух адиабатно увлажнить. Требуемая эффективность адиабатного увлажнения

$$E_{\alpha} = \frac{32 - 12{,}5}{32 - 11{,}6} = 0{,}95.$$

Применение орошаемого слоя глубиной 300 мм обеспечит получение требуемой эффективности.

Проведенное сравнение показывает на значительные энергетические преимущества местно-центральных СКВ по сравнению с традиционными рециркуляционными СКВ в промышленных зданиях. По нашим оценкам сооруженные местно-центральные СКВ будут на 30% дешевле традиционной центральной СКВ. В работе [8] автор высказал сомнения в объективности специалистов фирмы «Carrier», поставивших на первое место по всем показателям центральную СКВ с количественным регулированием расходов воздуха (VAV system). К сожалению, при этом сравнении специалистами фирмы «Carrier» использовались субъективные показатели

типа «хорошо». Это не давало возможности провести сопоставление по стоимости и энергетическим показателям сравниваемых систем.

В статье [27], опубликованной в ведущем специализированном журнале США, представлены сравнительные данные о капитальных затратах при сооружении в одинаковом по площади здании центральной СКВ типа VAV и местно-центральной СКВ, от которой в помещения подается только минимальный расход наружного воздуха, а местное охлаждение осуществляется от потолочных охладительных панелей. Сравнение показало, что в центральной СКВ расход холода в два раза больше. Удельная стоимость сооружения воздуховодов в центральной СКВ составила 43 \$/м^2 площади здания, а в местно-центральной 11 \$/м^2. Удельные затраты на сооружения центральной СКВ составили 155 \$/м^2, а местно-центральной 120 \$/м^2.

Материалы статьи [27] убедительно показывают, что утверждения специалистов фирмы «Carrier» о преимуществах центральных систем VAV над другими являются их субъективным мнением и носит рекламный характер. Наиболее благоприятные показатели по капитальным и эксплуатационным затратам достигаются в местно-центральных СКВ, что и было показано нами выше на примере цеха полиграфического производства.

На рис. 4.4 представлена принципиальная схема предлагаемой энергосберегающей местно-центральной СКВ для цеха цветной печати. В центральном прямоточном кондиционере *1*, который по производительности по приточному воздуху $L_{пн}$ в десять раз меньше, чем в схеме традиционной центральной СКВ (см. рис. 4.2). В центральном кондиционере *1* круглый год обрабатывается постоянное количество приточного наружного воздуха и не требуется сложного регулирования воздушными клапанами переменных расходов: $L_{пн}$ и $L_{в.р}$, как это характерно для традиционной центральной СКВ с переменной рециркуляцией. В центральном прямоточном кондиционере*1* по ходу воздуха смонтированы следующие технологические блоки:

— многостворчатый воздушный клапан с электрическим приводом, сблокированным с магнитным пускателем приточного вентилятора. что обеспечивает его закрытие при остановке электродвигателя вентилятора;

— воздушный фильтр:

— теплоотдающий теплообменник установки утилизации;

— калорифер первого подогрева;

— воздухоохладитель и осушитель приточного воздуха с поддоном и сепаратором;

— блок адиабатного увлажнения с орошаемым слоем глубиной 300 мм;

— проточный вентилятор;

Приточный воздуховод *2* через отвод *3* соединен с местными вентиляторными агрегатами *4*.

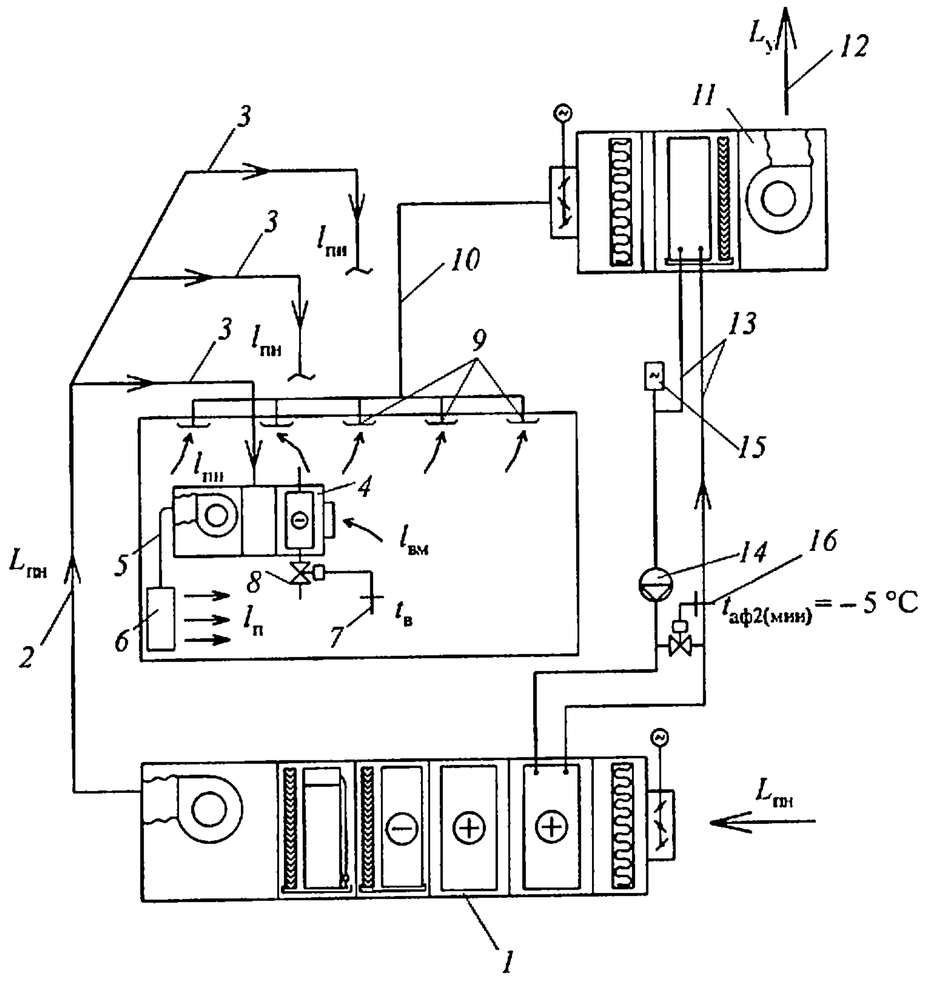


Рис. 4.4. Принципиальная схема местно-центральной СКВ с установкой в помещениях вентиляторных доводчиков с регулируемой холодопроизводительностью

В местном вентиляторном агрегате *4* имеется:

— заборное отверстия для поступления внутреннего воздуха $l_{вм}$;

— воздушный фильтр;

— воздухоохладитель при постоянном влагосодержании охлаждаемого внутреннего воздуха;

— камера смешения приготовленного приточного наружного воздуха $l_{\text{пн}}$ и охлажденного внутреннего воздуха $l_{\text{в.ох}}$;

— приточный вентилятор.

Присоединительные приточные воздуховоды *5* к ламинарным воздухораспределителям *6* приточного воздуха: $l_{\text{п}} = l_{\text{пн}} + l_{\text{вох}}$. На полу цеха у стен или колонн установлены ламинарные воздухораспределители *6*, обеспечивающие поступления приточного воздуха в рабочую зону высотой 1,5 м от пола.

Температура воздуха в каждый выделенной зоне цеха контролируется датчиком *7*, имеющем импульсную связь с клапаном *8* на трубопроводе подачи холодной воды в воздухоохладитель местного вентиляторного агрегата *4*.

Под потолком цеха устанавливаются заборные устройства *9*, соединенные с всасывающем воздуховодом *10*, присоединенным к центральному вытяжному агрегату *11*, который по производительности по вытяжному воздуху $L_{\text{у}}$ в десять раз меньше вытяжного агрегата в схеме на рис. 4.2 для традиционной центральной СКВ. В вытяжном агрегате *11* по ходу воздуха смонтированы следующие технологические блоки:

— многостворчатый воздушный клапан, сблокированный с магнитным пускателем электродвигателя вытяжного вентилятора;

— воздушный фильтр;

— теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации;

— вытяжной вентилятор.

К центральному вытяжному агрегату *11* присоединяется воздуховод *12* выброса вытяжного воздуха $L_{\text{у}}$ в атмосферу. Теплоизвлекающий теплообменник в вытяжном агрегате *11* соединен трубопроводами *13* с теплоизвлекающим теплообменником в приточном кондиционере. На трубопроводах *13* смонтирован циркуляционный насос *14* и герметичный расширительный сосуд *15*. Для обеспечения незамерзания выпадающего конденсата в теплоизвлекающем теплообменнике при охлаждении и осушении удаляемого воздуха служит датчик *16*, имеющий импульсивную связь с автоматическим клапаном на перемычке трубопроводов *13*. Датчик *16* настраивается на минимально-допустимую температуру охлаждения антифриза $t_{\text{аф2(мин)}} = -5\,^{\circ}\text{C}$.

Дальнейшее повышение энергетической эффективности СКВ по схеме на рис. 4.4 достигается путем монтажа на трубопроводах *13* установки утилизации пластинчатого теплообменника для охлаждения антифриза. Каналы по движению антифриза подключаются к трубопроводам *13* установки утилизации, а каналы

для прохода воды подключаются к трубопроводам, снабжающим холодной водой воздухоохладители местных вентиляторных агрегатов *4*. Для осуществления режимов охлаждения внутреннего воздуха к теплообменникам местных вентиляторных агрегатов должна подаваться охлажденная вода температурой выше 14 °С. Такую холодильную воду вполне можно получать путем ее охлаждения в теплообменниках холодным наружным воздухом. Включение в трубопроводы *13* пластинчатого теплообменника позволяет отдавать избыточное тепло в помещениях на нагрев холодного приточного наружного воздуха в кондиционере *1* в переходный и холодный периоды года. Это позволит останавливать холодильную машину и снижать расход тепла в калорифере первого подогрева центрального кондиционера *1*.

4.3. Системы кондиционирования воздуха для «чистых помещений»

Развитие современных высокотехнологических производств потребовало создания в производственных помещениях воздушной среды повышенной чистоты, постоянства температуры и относительной влажности воздуха, ограничений по скорости движения воздуха. Помещения для производств с такими требованиями к внутренней воздушной среде получили специальное название «чистые помещения». По степени чистоты воздуха чистые помещения по европейскому стандарту 209 в (с) [8] делятся на шесть классов:

— класс чистоты 6, допускающий содержание в 1 куб.м воздуха не более 100000 частиц размером не более 0,5 мкм, создание которых требует в помещениях высотой 3 м обеспечение кратности воздухообмена 25 об/ч при удельной производительности приточных систем от 60 до 75 куб.м час на кв.м площади пола;

— класс чистоты 5, допускающий содержание в 1 куб.м воздуха не более 10000 частиц размером не более 0,5 мкм, кратности воздухообмена 40–60 об/ч при удельной производительности приточных систем от 100 до 180 куб.м. час на кв.м. площади пола;

— класс чистоты 4, допускающий содержание частиц размером 0.5 мкм не более 1000 в 1 куб.м. воздуха, кратности воздухообмена от 120 до 300 об/ч при удельной производительности приточных систем от 360 до 500 куб.м час на кв.м площади пола;

— класс чистоты 3, допускающий содержание в 1 куб.м воздуха 100 частиц размером не более 0,5 мкм, кратности воздухообмена

от 360 до 500 куб.м час на кв.м при удельной производительности систем 1000 до 1600 куб.м час на кв.м площади пола;

— класс чистоты 2, допускающий содержание в 1 куб.м. воздуха не более 10 частиц размером 0,5 мкм, кратности воздухообмена от 500 до 600 об/ч при удельной производительности от 1600 до 1800 куб.м. час на кв.м. площади пола;

— класс чистоты 1, допускающий содержание в 1 куб.м воздуха 1 частицу размером не более 0.5 мкм, кратность воздухообмена от 500 до 600 об/ч, удельной производительности приточных систем от 1600 до 1800 куб.м час на кв.м площади пола.

Для получения требуемого класса чистоты приточный воздух должен проходить многоступенчатую очистку. В зависимости от требуемого класса чистоты устраивается последовательное прохождение приточного воздуха через фильтры различной эффективности очистки.

Так, например. для класса чистоты 3 первая ступень очистки приточного воздуха осуществляется в фильтре EU4; вторая ступень — EU7; концевой фильтр класса абсолютной чистоты. Обычно концевые фильтры располагаются в потолке чистой комнаты.

Чистые помещения создаются в объеме производственной площади здания путем выгораживания специальными модульными перегородками внутренних помещений, в которых создается и поддерживается требуемый класс чистоты и точность температуры и влажности воздуха. Ограждающие перегородки монтируются из модульных конструкций, изготовленных из двойных стальных листов толщиной 1 мм с тепловой изоляцией между листами. Стальные листы проходят окраску путем напыления порошковой краски с последующим ее оплавлением в термических печах. Это создает устойчивую поверхность окрашенного листа и предохраняет от выветривания частиц с поверхности панелей. Конструкция вертикальных стеновых панелей может быть с одинарным и двойным герметичным остеклением. Двери изготавливаются из алюминиевого профиля. При сборке ограждающих вертикальных перегородок с потолочными и половыми панелями используются виброгасящие вставки.

На рис. 4.5 представлено индивидуальное рабочее место в чистом помещении. Ограждающие вертикальные перегородки *1*, потолочные *2* и половые *3* панели образуют объем чистого помещения. Наружная и внутренняя стенки потолочной панели *4* имеют перфорацию и между ними складками уложен фильтрующий материал *5* из супертонкого стекловолокна. Для гашения вибрации

половые перфорированные панели *3* устанавливаются на стойки *6*. Рабочее место *7* имеет перфорацию, через которую по всасывающему воздуховоду *8* забирается отепленный, загазованный и загрязненный от технологического процесса воздух. Общеобменная

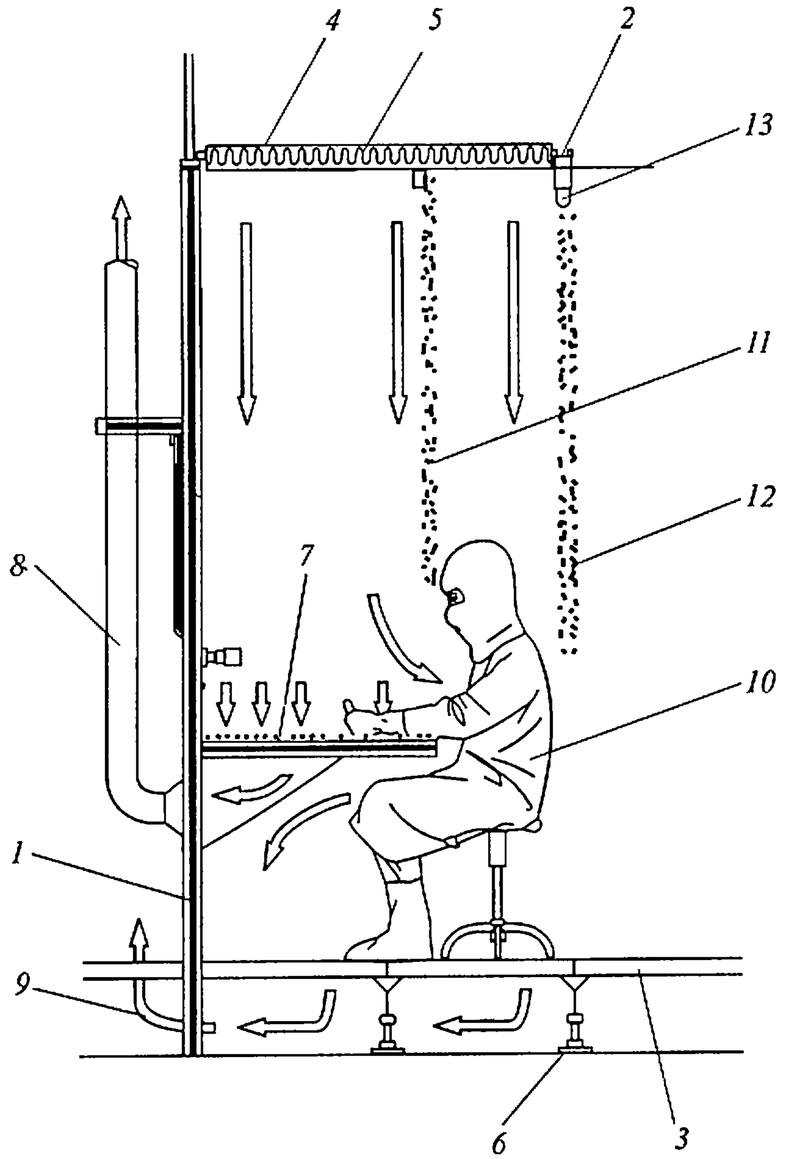


Рис. 4.5. Организация воздухообмена у рабочего места с выделением газовых вредностей в производственном процессе в чистой комнате

вытяжка осуществляется через фальшпол *9* и поступает на рециркуляцию в центральный приточный агрегат. Работающий персонал *10* одет в специальные одежды, препятствующие образованию загрязнений от жизнедеятельности человека. Для направления приточного воздуха к рабочему месту служит вертикальная прозрачная панель *11*, а на работающего — панель *12*.

Рассмотрим круглогодовой режим работы традиционной центральной СКВ с зональными воздухоподогревателями. В центральном приточном агрегате приготовляется круглый год смесь санитарной нормы наружного воздуха (не менее 60 м^3/ч на каждого работающего в чистом помещении) и рециркуляционного воздуха, поступающего из фальшпола. Приточный воздух при удельной нагрузке по воздуху в фасадном сечении кассеты фильтра в потолочных помещениях 2000 м^3/(ч · м^2) очищается до 99,995% при размере пылевых частиц до 0,3 мкм. Очищенный приточный воздух выходит через отверстия в перфорации потолочных панелей со скоростью не более 0,5 м/с и перепадом температур $t_в - t_п$, отвечающим условиям поглощения расчетных теплоизбытков при условии требуемой точности поддержания температуры $t_в$ в рабочей зонс.

Принимаем, что чистое помещение имеет площадь 30 м^2 и в нем обеспечивается класс чистоты 3. Тогда по требованиям стандарта 209в (с) в чистое помещение должно поступать приточного воздуха не менее

$$L_п = 30 \times 1000 = 30000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В помещении имеются три рабочих столах, через отверстия в перфорации которых отсасывается загрязненный, загазованный и отепленный воздух вытяжной системой, имеющей производительность $L_у = 3 \times 1000 = 3000$ м^3/ч, что составляет 10% от общего притока и больше саннормы на трех работающих

$$L_{пн(мин)} = Л \times 60 = 3 \times 60 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В приточный агрегат будет поступать 3000 м^3/ч приточного наружного воздуха и 27000 м^3/ч рециркуляционного воздуха. На входе приточного воздуха к каждому рабочему месту в приточном воздуховоде монтируется канальный воздухонагреватель. В зоне проведения технологического процесса круглый год должны поддерживаться следующие параметры воздуха: $t_в = 23 \pm 1$ °С; $\varphi_в = 45 \pm 5\%$; $d_в = 8.0$ г/кг; $I_в = 43{,}5$ кДж/кг.

Чистое помещение сооружается в климате Москвы, где в теплый период (расчетные параметры Б): $t_н = 28{,}5$ °С; $d_н = 10$ г/кг; $I_н = 54$ кДж/кг.

На рис. 4.6 представлено построение на I–d диаграмме расчетного режима работы центральной СКВ в теплый период года.

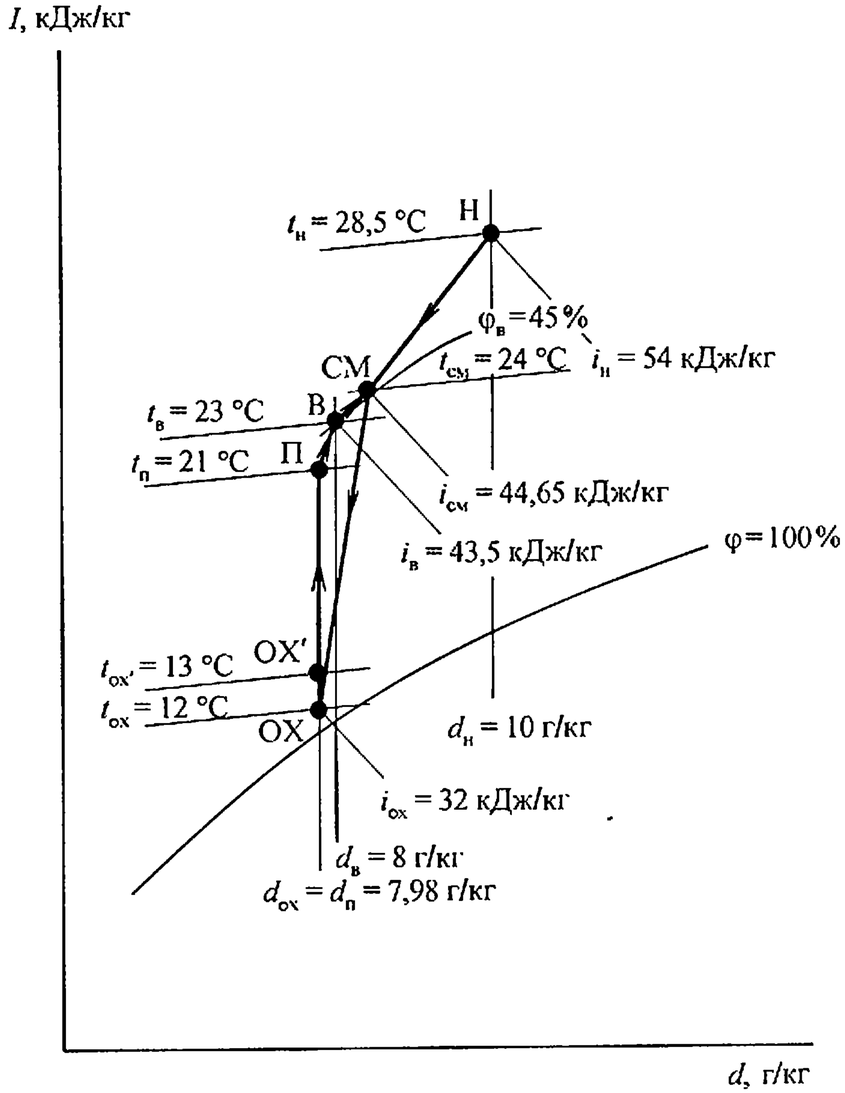


Рис. 4.6. Построение на I–d диаграмме расчетного режима работы традиционной центральной СКВ с зональными подогревателями в теплый период года в климате Москвы в чистом помещении

Наружный (точка Н) и вытяжной рециркуляционный воздух (точка В) смешиваются и дают следующие параметры смеси: $I_{см} = 44{,}65$ кДж/кг; $t_{см} = 24$ °С; $d_{см} = 8{,}2$ г/кг.

При тяжелой работе от трех человек выделяется влаги: $3 \times 260 = 780$ г/ч. Требуется поглотительная способность приточного воздуха:

$$\Delta d_{ac} = \frac{780}{30000 \times 1{,}2} = 0{,}02 \text{ г/кг}.$$

Охлаждение и осушение приточного воздуха производится в блоке воздухоохладителя, питаемом холодной водой с температурой $t_{w1} = 7\,^{\circ}C$. Приняты параметры охлажденного и осушенного (смеси) приточного воздуха: $t_{ox} = 12\,^{\circ}C$; $d_{ox} = 12\,^{\circ}C$; $I_{ox} = 32$ кДж/кг. Расход холода составляет

$$Q_{x.ox} = 30000 \times 1{,}2\frac{44{,}65 - 32}{3{,}6} = 126500 \text{ Вт}.$$

По условиям обеспечения требуемой точности поддержания $t_в = 23\,^{\circ}C$ температуру приточного в каждую зону воздуха принимаем $t_п = 21\,^{\circ}C$. Расход тепла в трех зональных подогревателях составляет

$$Q_{кл.зн} = 30000 \times 1{,}2 \times 1\frac{21 - 13}{3{,}6} = 80000 \text{ Вт}.$$

Вторым вариантом предлагается центральная СКВ по энергосберегающей технологии, в которой в центральном кондиционере охлаждается и осушается только приточный наружный воздух. Поглотительная способность по влаге должна быть

$$\Delta d_{ac} = \frac{3 \times 260}{3000 \times 1{,}2} = 0{,}22 \text{ г/кг}.$$

На рис. 4.7 представлено построение на $I-d$ диаграмме круглогодового режима работы предлагаемой СКВ. Параметры охлажденного и осушенного приточного наружного воздуха: $d_{ox} = 7{,}78$ г/кг; $t_{ox} = 11{,}5$; $I_{ox} = 30$ кДж/кг. Нагрев в приточном вентиляторе и воздуховодах на $1\,^{\circ}C$ дает $d_{ox1} = 7.78$ г/кг; $t_{ox1} = 12{,}5\,^{\circ}C$; $I_{ox1} = 31$ кДж/кг.

В вентиляторном агрегате производительностью 30000 м^3/ч смешивается рециркуляционный воздух (точка В) и приготовленный приточный наружный (точка OX_1). Параметры смеси приточного воздуха (точка П): $t_п = 21\,^{\circ}C$; $I_п = 41{,}6$ кДж/кг; $d_п = 7{,}9$ г/кг. Полученная смесь проходит двухступенчатую очистку в фильтрах EU4 и EU7 в вентиляторном очистительном агрегате.

Расход холода на охлаждение и осушение только приточного наружного воздуха составляет

$$Q_{x.ox.пн} = 3000 \times 1{,}19(54 - 30) = 23800 \text{ Вт}.$$

Расхода тепла в теплый период года на подогрев смеси приточного воздуха в энергосберегающем режиме по построению на рис. 4.7 нет.

Оценим % снижения расходов холода на охлаждение приточного воздуха в предлагаемой СКВ по сравнению с традиционной центральной СКВ:

$$\frac{Q_{x.ox}}{Q_{x.ox.пн}} = \frac{126500}{23800} = 5{,}3 \text{ раза}.$$

Для повышения температуры приточного воздуха при снижении технологических тепловыделений на рабочем месте к потолочной

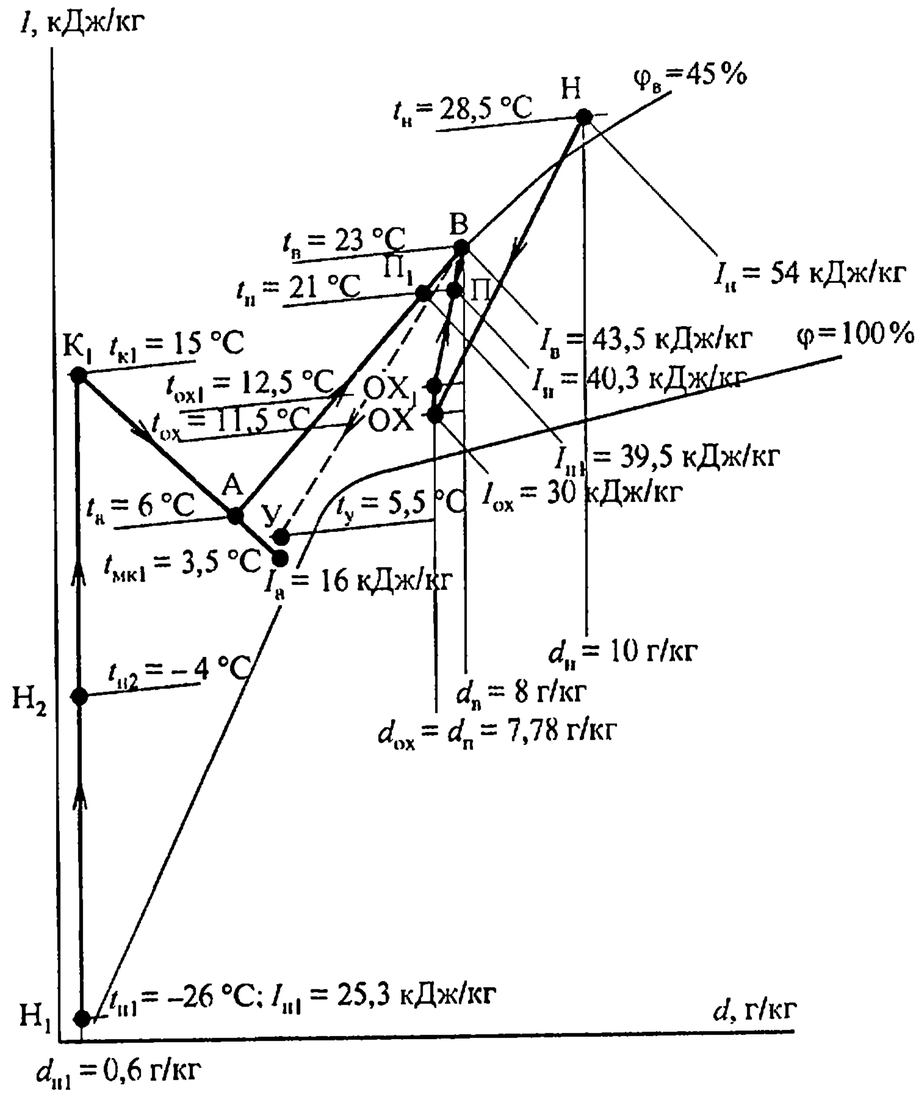


Рис. 4.7. Построение на $I-d$ диаграмме расчетных круглогодовых режимов работы предлагаемой центральной СКВ для обслуживания чистых помещений по энергосберегающей технологии

панели над каждым рабочим местом от общего приточного воздуха предусмотрен отвод приточного воздуха с установкой концевых ка-

нальных электронагревателей мощностью на 50% расчетной охладительной способности приточного воздуха в рабочую зону. Расчетная охладительная способность приточного воздуха в каждую рабочую зону чистого помещения составит

$$Q_{\text{х.ас}} = L_{\text{п}} \times \rho_{\text{п}} \times c_{\text{р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{п}}}{3{,}6} = 10000 \times 1{,}2 \frac{23 - 21}{3{,}6} = 6670 \text{ Вт}.$$

Или удельная охладительная нагрузка на рабочее место составит

$$q_{\text{х.ас}} = \frac{6670}{10} = 667 \text{ Вт/м}^2.$$

Требуемая точность поддержания постоянства $t_{\text{в}}$ на рабочем месте задана $23 \pm 1\,^{\circ}\text{C}$. Поэтому при сокращении технологических тепловыделений допустимо снижение $t_{\text{в}}$ до $22\,^{\circ}\text{C}$. Дальнейшее снижение температуры $t_{\text{в}}$ компенсируется автоматическим включением зонального электронагревателя, установочная мощность которого 3,6 кВт, что потребует применения двух тенов по 1,8 кВт каждый.

В левой части рис. 4.7 представлено построение расчетного режима работы СКВ по энергосберегающей технологии в холодный период года. Первоначально в центральном кондиционере приточный наружный воздух нагревается в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза. На нагрев антифриза извлекается в вытяжном агрегате в теплоотдающем теплообменнике теплота выбросного воздуха: процессе В-У на рис. 4.7. Отепленный антифриз насосом подается в трубки теплоотдающего теплообменника в приточном агрегате и приточный наружный воздух нагревается: процесс Н_1–Н_2 на рис. 4.7. Далее приточный наружный воздух нагревается в калорифере до энтальпии (точка $\text{К}_{\text{л}}$), отвечающей требуемой энтальпии для получения параметров приточного воздуха П_1 при смешении подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Для получения требуемой $\varphi_{\text{в}} = 45 \pm 5\%$ подогретый приточный воздух адиабатно увлажняется (процесс $\text{К}_{\text{л}}$–А) в блоке сотового увлажнения. По расчету требуется эффективность адиабатного увлажнения $E_{\text{А}} = 0{,}8$, что потребует применения сотовых орошаемых блоков глубиной 200 мм. При смешении подогретого и увлажненного воздуха с параметрами точки А и вытяжного воздуха точки В получаем параметры приточного воздуха точки П_1 с энтальпией $I_{\text{п1}} = 39{,}5$ кДж/кг. Это приводит к допустимому снижению относительной влажности внутреннего воздуха до 43%, что укладывается в требуемую точность регулирования. Благодаря применению

установки утилизации сокращение расходов тепла на нагрев приточного наружного воздуха составит

$$\frac{t_{\text{н2}} - t_{\text{нх}}}{t_{\text{к1}} - t_{\text{н1}}} = \frac{-4 + 26}{15 + 26} = 54\%.$$

На рис. 4.8 представлена схема предлагаемой СКВ для чистых помещений, функционирующая по энергосберегающей технологии.

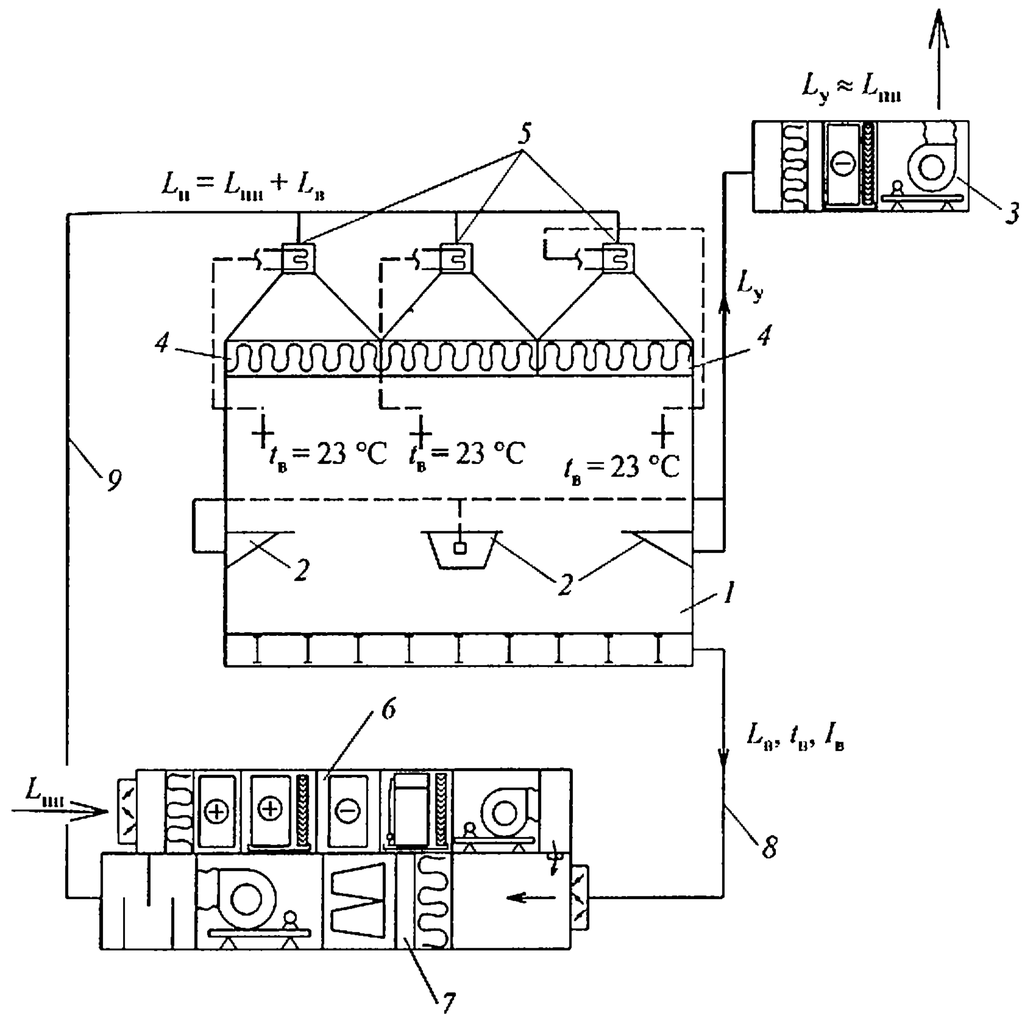


Рис. 4.8. Принципиальная схема центральной СКВ для обслуживания чистых помещений по энергосберегающей технологии

В чистом помещении *1* площадью 30 м^2 имеются три рабочих места *2* с местной вытяжкой от каждого стола через перфорацию в нем. Вытяжной воздух $L_{\text{у}}$ забирается в вытяжной агрегат *3*, в котором встроен блок воздухоохладителя с поддоном и сепаратором, выполняющий роль теплоизвлекающего теплообменника установки утилизации. Над перфорированным потолком чистой

комнаты *1* располагается три кассеты *4*, заполненные фильтрующим материалом концевой очистки. Над кассетами *4* в приточном отверстии к каждой рабочей зоне чистого помещения *1* установлены зональные электронагреватели *5* мощностью 3,6 кВт каждый, управляемые от датчика контроля температуры воздуха в рабочей зоне $t_в$.

Компенсация технологической вытяжки $L_у$ осуществляется подачей приточного наружного воздуха $L_{пн}$ агрегатом *6*, собранном из следующих блоков: передняя панель с воздушным клапаном, управляемым от электропривода, сблокированного с пускателем электродвигателя вентилятора агрегата *6*; фильтр EU3; теплоотдающий теплообменник установки утилизации; калорифер; воздухоохладитель с сепаратором и поддоном; сотовый адиабатный увлажнитель; вентиляторный блок; переходная секция с клапаном.

Очистка и подача приточного воздуха $L_п = L_{пн} + L_в$ осуществляется агрегатом *7*, собранным из следующих блоков: камера смешения с воздушными клапанами на заборе рециркуляционного воздуха $L_в$; фильтр EU4; фильтр EU7; приточный вентагрегат производительностью $L_п = 30000\,м^3/ч$; шумоглушитель. Рециркуляционным *8* и приточным *9* воздуховодами приточно-очистительный агрегат *7* связан с чистым помещением *1*. Применение предлагаемой СКВ по энергосберегающей технологии обеспечивает значительное снижение капитальных затрат и расходов энергии по сравнению с традиционными центральными СКВ.

4.4. СКВ в цехах предприятий текстильной промышленности

Текстильное производство требует поддержания в зоне обработки волокнистых материалов оптимальных значений относительной влажности воздуха, что обеспечивает хорошую прочность волокон, отсутствие ворсистости и слипаемости волокон. Для большинства используемых в текстильном производстве волокон требуемая оптимальная влажность воздуха на уровне от 60 до 80%. При этом температура воздуха может колебаться от 20 до 30 °С и выбираться в этом диапазоне только с учетом обеспечения теплового комфорта для работающих людей.

В текстильном производстве России простейшие СКВ начали применяться уже с начала двадцатого века. Это объясняется экономическими выгодами от работы СКВ благодаря получению качественной продукции, снижению потерь сырья при технологических процессах его переработки. Основным режимом обработки приточного воздуха принимался режим адиабатного увлажнения с использованием форсуночных камер или вращающихся распылителей [24].

На рис. 4.9 представлено построение на диаграмме влажного воздуха расчетных режимов работы традиционной СКВ ткацкого

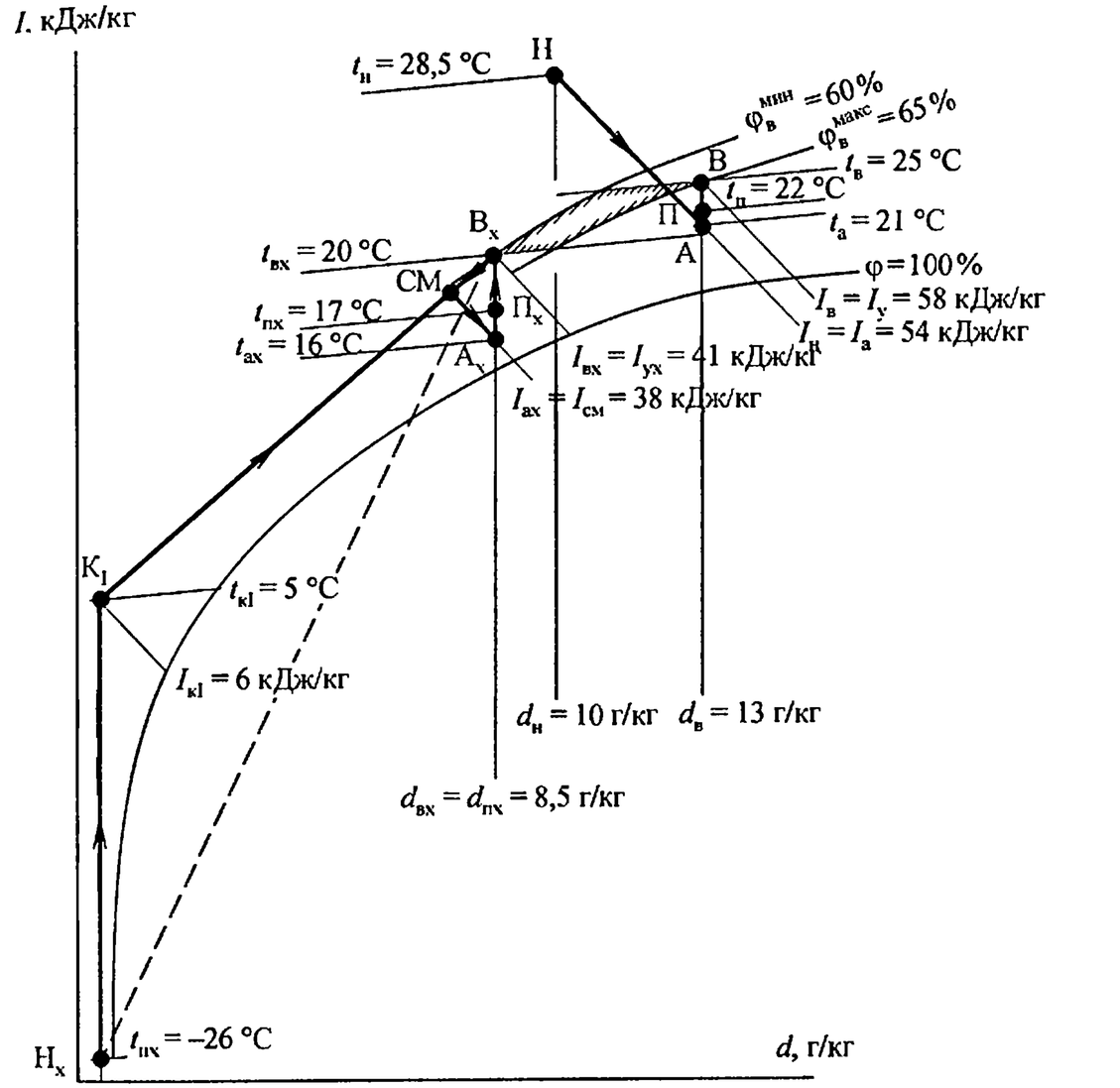


Рис. 4.9. Построение на $I-d$ диаграмме расчетных режимов работы СКВ с круглогодовым режимом адиабатного увлажнения в цехах текстильных предприятий

цеха с круглогодовым адиабатным увлажнением в климате Москвы. В теплый период года наружный воздух (точка Н) адиабатно увлажняется в двухрядной форсуночных камере при коэффици-

снте орошения $B = 1{,}2$, что обеспечивает эффективность адиабатного увлажнения $E_\alpha = 0{,}79$ [2]. В приточных воздуховодах и вентиляторе воздух нагревается на 1 °С, и температура приточного воздуха достигает $t_п = 22$ °С. В рабочей зоне цеха по требованиям технологии [24] поддерживается относительная влажность 65% при верхнем уровне температуры воздуха 25 °С (энтальпия 58 кДж/кг), что не отвечает условиям оптимального теплового комфорта для работающих людей, но укладывается в нормы допустимой комфортности [18].

Оценим энергетические показатели традиционных систем ВОК на текстильных предприятиях. Примем, что расчетные явные теплоизбытки в цехе в теплый период года составляют 240 кВт · ч. Используется традиционная для текстильных предприятий схема воздухообмена: приток через приточные плафоны, установленные на высоте не менее 4 м от пола, а вытяжка через заборные отверстия в вытяжных воздуховодах, проложенных под потолком. Коэффициент воздухообмена $K_L = 1$, что определяет равенство температур воздуха в рабочей зоне и в удаляемом воздухе $t_в = t_у = 25$ °С.

Решение: Последовательность нахождения энергетических показателей СКВ.

1. Вычисляем требуемое количество приточного воздуха для поглощения расчетных, явных теплоизбытков по формуле (1.1):

$$L_{пн} = \frac{240 \times 3600}{1{,}2(25 - 22)} = 240000\ м^3/ч.$$

2. Сеть приточных воздуховодов и аппаратов в составе приточного агрегата требует полного давления приточного вентилятора 1,0 кПа при КПД = 0,75. Вычисляем часовой расход электроэнергии на работу приточного вентилятора:

$$N_{вн.п} = \frac{L_п \times H_п}{3600 \times КПД} = \frac{240000 \times 1}{3600 \times 0{,}75} = 89\ кВт \cdot ч$$

3. Сеть вытяжных воздуховодов и фильтров в составе вытяжного агрегата требует полного давления вытяжного вентилятора 0,6 кПа при КПД установки = 0,75. Вычисляем часовой расход электроэнергии на работу вытяжного вентилятора:

$$N_{вн.у} = \frac{L_у \times H_у}{3600 \times КПД} = \frac{240000 \times 0{,}6}{3600 \times 0{,}75} = 53{,}3\ кВт \cdot ч.$$

4. Вычисляем расход орошающей воды в форсуночной камере в режиме адиабатного увлажнения воздуха:

$$G_{wф} = L_{пн} \times \rho_п \times B = 240000 \times 1{,}2 \times 1{,}2 = 345600\ кг/ч.$$

5. В качестве приточных агрегатов использованы два кондиционера КТЦ2-125 производительностью по 120000 м^3/ч каждый. Тогда по табл. VI.2 в работе [2] находим, что число форсунок в типовой камере составит 594 шт. Вычисляем производительность одной форсунки:

$$q_{wф} = \frac{345600}{594 \times 2} = 291\ кг/ч.$$

6. По табл. VI.1 [2] находим, что для заданной производительности одиночной форсунки в типовой камере требуемое давление воды составляет 65 кПа. На сопротивление трубопроводов и водяного фильтра затрачивается давление водяного насоса 105 кПа. Вычисляем расход электроэнергии при работе насоса, который имеет КПД$_{нас}$ = 0,55:

$$N_{нас} = \frac{G_{wф} \times (H_ф + H_{сет})}{1000 \times 3600 \times КПД_{нас}} = \frac{345600 \times (65 + 40)}{1000 \times 3600 \times 0{,}55} = 18{,}3\ кВт \cdot ч.$$

7. Вычисляем энергетический показатель СКВ с адиабатным увлажнением в теплый период года:

$$Э_{скв.ад} = \frac{\sum Q_{т.изб}}{\sum N_{скв.ад}} = \frac{240}{89 + 53{,}3 + 18{,}3} = \frac{240}{160{,}6} = 1{,}49.$$

8. В холодный период года температуру и влажность внутреннего воздуха рационально поддерживать на минимально-допустимом уровне: $t_{вх} = 20$ °С и $\varphi_{вх} = 60\%$ (энтальпия 41 Дж/кг). Здания текстильных предприятий постройки 60–70-х годов имеют служебные помещения по периметру цехов, что сохраняет примерное постоянство теплоизбытков в теплый и холодный периоды. По условиям поддержания комфортности подачи холодного воздуха одинаковой с теплым периодом в принятой конструкции воздухораспределения сохраняем одинаковый рабочий перепад температур в 3 °С и находим точку П$_х$ с температурой 17 °С и энтальпией 39 кДж/кг. С учетом нагрева в вентиляторе и воздуховодах на 1 °С энтальпия смеси $I_{см.х} = 38$ кДж/кг.

Традиционно в центральных СКВ на текстильных предприятиях используется в холодный период года центральная рециркуляция, при которой забираемый вытяжным агрегатом воздух из верхней зоны цеха (не более 90% от количества приточного воздуха) проходит очистку в фильтрах и поступает на смешение с холодным наружным воздухом в приточном агрегате [24]. В расчетных условиях холодного периода года традиционно рекомендуется сохранять в смеси приточного воздуха не менее 10% количества наружного воздуха.

На I–d диаграмме (рис. 4.9) соединяем прямой линией точки $В_х$ и $Н_х$ ($t_{нх} = -26\,°С$ для Москвы). Из построения видим, что прямая, на которой находятся параметры смеси, проходит правей кривой линии полного насыщения 100%, что свидетельствует о возможной конденсации водяных паров из вытяжного воздуха при его смешении с холодным наружным воздухом.

11. Для избежания конденсации рекомендуется холодный наружный воздух подогревать, что традиционно осуществляется в калориферах первого подогрева, до плюсовой температуры не менее $+5\,°С$ (точка $К_I$) с энтальпией $I_{КI} = 6$ кДж/кг. При смешении вытяжного воздуха с подогретым наружным воздухом энтальпия смеси должна отвечать энтальпии режима адиабатного увлажнения в холодный период года: $I_{снх} = I_{ах} = 38$ кДж/кг. Из уравнения смеси вычисляется требуемый расход подогретого приточного наружного воздуха:

$$L_{пи.х} = \frac{L_п(I_{вх} - I_{смх})}{I_{вх} - I_{КI}} = \frac{240000(41-38)}{41-6} = 20600\ м^3/ч,$$

что близко к 10% и превышает санитарно-гигиенические нормы подачи наружного воздуха.

12. Вычисляем расход тепла на нагрев приточного наружного воздуха в калорифере первого подогрева:

$$Q_{КI} = 20600 \times 1.23 \times 1 \times (5+26) = 785478\ кДж/ч = 218\ кВт.$$

13. Доведение влагосодержания смеси приточного воздуха до требуемого влагосодержания воздуха в помещении осуществляется адиабатным увлажнением (процесс $СМ$–$А_х$) в форсуночной камере, которая используется и в теплый период года.

14. Вычисляем энергетический показатель использования традиционной СКВ с адиабатным увлажнителем в холодный период:

$$Э_{скв.ад.х} = \frac{\sum Q_{т.изб}}{\sum N_{скв.ад} + Q_{КI}} = \frac{240}{160{,}6 + 218} = 0{,}63.$$

Сравнение расчетных энергетических показателей для традиционных СКВ с адиабатным увлажнением в форсуночных камерах показывает, что использование центральной рециркуляции вытяжного воздуха не обеспечивает в климате Москвы повышения энтальпии приточного воздуха до требуемых параметров. Необходимо использование режимов нагрева в калориферах первого подогрева, что более чем в два раза снижает величину энергетического показателя СКВ по сравнению с расчетными режимами теплого периода года. В проектах СКВ предприятий текстильной промышленности 70–80-х годов для сокращения расходов приточного воздуха используются режимы местного доувлажнения и охлаждения приточного воздуха в форсуночных камерах холодной водой, вырабатываемой от работы холодильных машин [24]. На рис. 4.10 представлено построение на I–d диаграмме расчетных режимов работы традиционной СКВ ткацкого цеха с использованием местного доувлажнения. Рассмотрим энергетические показатели систем с увлажнением воздуха в цехах от пневматических форсунок.

1. При применении местного доувлажнения от работы местных пневматических форсунок влагосодержание приточного воздуха может быть на 2 г/кг меньше влагосодержания воздуха в рабочей зоне [24]. В теплый период года по условиям восприятия приточным воздухом мелкодиспергированной воды, распыляемой через пневматические форсунки на высоте от пола 3 м, влагосодержание приточного воздуха может быть

$$d_п = d_в - 2 = 13 - 2 = 11\ г/кг.$$

2. Охлаждение и увлажнение приточного наружного воздуха осуществляется до конечного влагосодержания 11 г/кг при конечной влажности 95% (точка ОХ), что обеспечит снижение температуры воздуха до $17\,°С$ и энтальпии до 45 кДж/кг. По графику на рис. VI.6 в работе [2] находим, что требуемая конечная относительная влажность охлаждаемого воздуха 95% обеспечивается при давлении воды перед форсунками 190 кПа. Соединим точки Н и ОХ прямой и в пересечении с кривой $\varphi = 100\%$ получим точку f с температурой $t_f = 15{,}9\,°С$, отвечающей средней температуре поверхности капель воды в форсуночной камере.

3. В приточном вентиляторе и воздуховодах приточный воздух нагревается на $1\,°С$ и с температурой $18\,°С$ (точка П) поступает к воздухораспределительным устройствам. Для устранения холодного дутья при рабочем перепаде температур более $6\,°С$ традиционно используют воздухораспределитель с закручивающими

устройствами. В рассматриваемом варианте СКВ с местными пневматическими форсунками доувлажнения приточные устройства должны располагаться выше пневматических форсунок на высоте

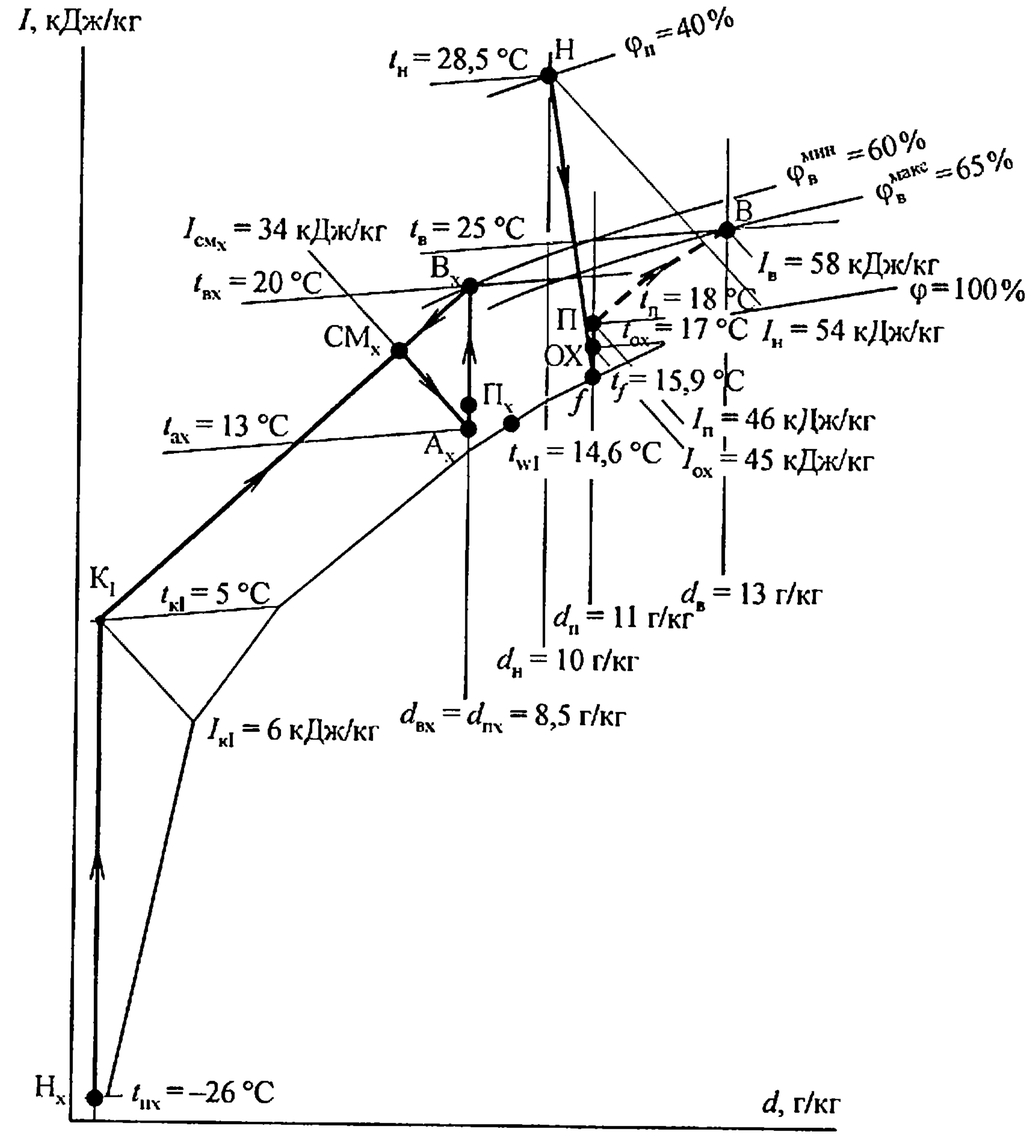


Рис. 4.10. Построение на $I-d$ диаграмме расчетных режимов работы СКВ с местным доувлажнением в пневматических форсунках и охлаждением приточного воздуха холодной водой в теплый период в цехах текстильных предприятий

более 3,5 м от пола. Это позволит приточному воздуху воспринимать теплоизбытки от оборудования и увеличить влагосодержание от восприятия испаряющихся мелких капель воды, распыленной через пневматические форсунки (на рис. 4.10 процесс показан условной штриховой кривой П–В).

4. В условиях местного доувлажнения поглотительная способность приточного воздуха по построению на рис. 4.10 составит

$$\Delta I_{ас} = I_в - I_п = 58 - 56 = 12 \text{ кДж/кг}.$$

5. Вычисляем требуемый расход охлажденного приточного воздуха:

$$L_{пн} = \frac{240 \times 3600}{1{,}2(58 - 46)} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. Сеть приточных воздуховодов в этом варианте СКВ включает воздухораспределители с закручивающими устройствами, что значительно увеличивает аэродинамическое сопротивление сети, которое вместе с аппаратами в приточном агрегате составляет 1,2 кПа. Вычисляем часовой расход электроэнергии на работу приточного вентилятора:

$$N_{вн.п.хн} = \frac{60000 \times 1{,}2}{3600 \times 0{,}75} = 26{,}7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

7. Сеть вытяжных воздуховодов и фильтров в составе вытяжного агрегата требует полного давления вытяжного вентилятора 0,6 кПа. Вычисляем часовой расход электроэнергии на привод вытяжного вентилятора:

$$N_{вн.у.хн} = \frac{60000 \times 0{,}6}{3600 \times 0{,}75} = 13{,}3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

8. Для охлаждения приточного воздуха по табл. VI.2 в работе [2] принят кондиционер КТЦ2-63 с числом форсунок в двухрядной типовой камере 297 шт. По табл. VI.1 в работе [2] находим, что при требуемом давлении перепад между форсунками равен 190 кПа, т. е. производительность одной форсунки составит 500 кг/ч. Общий расход холодной воды через форсунки будет

$$G_{wx} = 297 \times 500 = 148500 \text{ кг/ч}.$$

9. Вычисляем достигаемый коэффициент орошения:

$$B = \frac{G_{wx}}{L_{пн} \times \rho_{пн}} = \frac{148500}{60000 \times 1{,}2} = 2{,}06 \text{ кг/кг}.$$

10. По табл. VI.3 в работе [2] находим, что при коэффициенте орошения $B = 2{,}06$ в режиме охлаждения воздуха достигается показатель относительного перепада энтальпий $\theta_I = 0{,}67$. Из преобразованного выражения для показателя θ_I вычисляем требуемую энтальпию насыщенного воздуха при начальной температуре холодной воды:

$$I_{w1} = I_1 - \frac{I_1 - I_2}{\theta_y} = 54 - \frac{54 - 45}{0{,}67} = 40{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

11. По I–d диаграмме в месте пересечения энтальпии 40,6 кДж/кг с кривой $\varphi = 100\%$ находим значения температуры холодной воды $t_{w1} = 14{,}6\,^\circ\text{C}$.

12. Получение требуемой температуры холодной воды 14,6 °С достигается смешением в автоматическом клапане холодной воды с температурой 8 °С, поступающей от холодной машины, с обратной отепленной водой от форсуночной камеры.

13. В требуемом по построению на рис. 4.2 режиме охлаждения приточного наружного воздуха затрачивается следующее количество холода:

$$Q_{х.м} = L_{пн}\,\rho_{пн}(I_н - I_{ох}) = 60000 \times 1{,}2\frac{54 - 45}{3{,}6} = 180000 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

14. Для выработки холода от работы крупной холодильной машины затрачивается электроэнергия с показателем энергетической эффективности $\eta_{х.м} = 2{,}6$. Используя этот показатель, вычисляем расход электроэнергии на требуемый режим охлаждения:

$$N_{х.м} = \frac{Q_{х.м}}{\eta_{х.м}} = \frac{180}{2{,}6} = 69{,}2 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

14. Насос форсуночной камеры должен обеспечивать давление воды перед форсунками $P_ф = 190$ кПа. На преодоление сопротивления трубопроводов, трехпроходного автоматического клапана и водяного фильтра затрачивается давление 80 кПа. Вычисляем расход электроэнергии при работе насоса с $КПД_{нас} = 0{,}55$:

$$N_{нас.х.н} = \frac{148500 \times (190 + 80)}{1000 \times 3600 \times 0{,}55} = 20{,}3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

15. Вычисляем расход испаряющейся воды в пневматических форсунках:

$$G_{w\,пнев.ф} = L_{пн} \times \rho_{пн}\frac{d_в - d_п}{1000} = 60000 \times 1{,}2\frac{13 - 11}{1000} = 144 \text{ кг/ч}.$$

16. Производительность одной пневматической форсунки составляет 3 кг/ч. Вычисляем необходимое число пневматических форсунок:

$$Ф_{пн.ф} = \frac{144}{3} = 48 \text{ шт}.$$

17. Для работы пневматических форсунок необходим специальный воздух, который получают от работы воздушных компрессоров. Расход электроэнергии на работу одной пневматической форсунки местного доувлажнения составит 0,22 кВт · ч или для рассматриваемой СКВ затраты электроэнергии на местное доувлажнение:

$$N_{ф.пн} = 48 \times 0{,}22 = 10{,}5 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

18. Вычисляем энергетический показатель СКВ с использованием холодной воды, получаемой от работы холодильных машин и местного доувлажнения от пневматических форсунок:

$$Э_{СКВ\,х.м} = \frac{240}{26{,}7 + 13{,}3 + 69{,}2 + 20{,}3 + 10{,}6} = \frac{240}{140{,}1} = 1{,}71.$$

19. В холодный период года в целях экономии электроэнергии рационально обеспечивать требуемую влажность воздуха в цехе без работы пневматических форсунок местного доувлажнения. На рис. 4.10 слева показано построение расчетного режима работы СКВ в холодный период года. Влагосодержание приточного воздуха. равное влагосодержанию воздуха в цехе, обеспечивается адиабатным увлажнением (процесс СМ-$А_х$) в форсуночной камере смеси подогретого наружного и вытяжного рециркуляционного воздуха. Энтальпия смеси составляет $I_{см.х} = 34$ кДж/кг. Из уравнения смеси вычисляем требуемый расход подогретого приточного воздуха:

$$L_{пн.хм.х} = \frac{60000 \times (41 - 34)}{41 - 6} = 12000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

20. Полученный расход приточного наружного воздуха обеспечивает санитарно-гигиенические требования по подаче саннормы наружного воздуха на одного работающего и по кратности смены воздуха в цехе. Вычисляем расход тепла в калорифере первого подогрева:

$$Q_{К1} = 12000 \times 1{,}23 \times 1\frac{5 + 26}{3{,}6} = 127100 \text{ Вт} = 127{,}1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

21. В холодный период года не работают холодильная машина и пневматические форсунки местного доувлажнения. Форсуночная камера работает в режиме адиабатного увлажнения смеси приточного воздуха. Вычисляем энергетический показатель использования традиционной СКВ с холодильной машиной и местным доувлажнением в холодный период года:

$$Э_{\text{СКВ хп.х}} = \frac{240}{26.7 + 13{,}3 + 20{,}3 + 127{,}1} = \frac{240}{187{,}4} = 1{,}28.$$

Для реализации энергосберегающих режимов работы СКВ на предприятиях текстильной промышленности автором предложено применить местно-центральные системы [8]. В центральном кондиционере дополнительно применяются аппараты для реализации круглогодового режима утилизации теплоты вытяжного воздуха в холодный период года и осуществления режимов косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха в теплый период года [8].

Вторым принципиально новым элементом систем являются использование местных эжекционных воздухораспределителей-увлажнителей типа ЭВУ, конструктивная схема которых показана на рис. 4.11. От приточных воздуховодов по стенам цехов делаются приточные опуски *1*, которые соединяются с патрубком *2* в верхней части корпуса *3*. Под патрубком *2* располагаются сопла *4*, через которые приточный наружный воздух $L_{\text{пн}}$ поступает в корпус *3* при скорости выхода 8 м/с, что обеспечивает эжекцию в корпус *3* из верхней зоны цеха внутреннего воздуха $L_{\text{в}}$, наружный и эжектируемый внутренний воздух $L_{\text{п}}$ по высоте рабочей зоны 1,5 м поступает в помещение при скорости выхода не более 0,5 м/с. На расстоянии 0,4 м от фасадного сечения корпуса *3* скорость приточного воздуха снижается до 0,3 м/с, что отвечает условиям комфортного поступления приточного воздуха в рабочую зону [18].

При низкой влажности воздуха в контролируемой датчиком *8* зоне цеха подается сигнал на открытие соленоидного клапана *7* на водопроводом трубопроводе *6*, присоединенном к поплавковому клапану в лотке *5*. Поступающая в лоток *5* водопроводная вода $G_{\text{w вод}}$ заполняет его до контролируемого поплавковым клапаном уровня. В лоток *5* опущены концы полотна *9* из гигроскопичного материала, которые перекрывают фасадное сечение корпуса *3*. Нижние концы полотна *9* опущены в поддон *11*. Снаружи фасадное сечение корпуса *3* закрыто декоративной пластмассовый сеткой *10*,

которая одновременно выполняет роль фильтра для задерживания волокнистой пыли от текстильных материалов.

Гигроскопический материал *9* хорошо впитывает влагу, которая по капиллярам волокон быстро распространяется по всей высоте в 2,0 м фасадного сечения корпуса *3*. Проходя через верхнюю

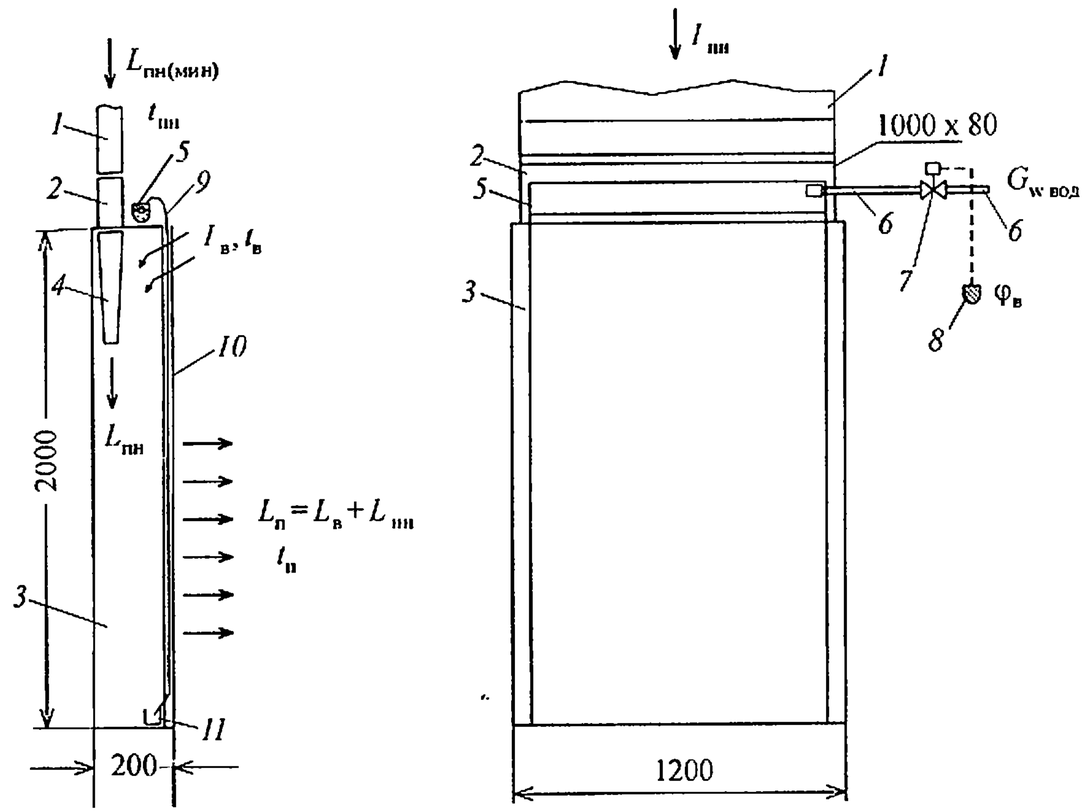


Рис. 4.11. Эжекционный воздухораспределитель-увлажнитель типа ЭВУ 1,5/1,5: *1* — приточный опуск; *2* — патрубок (сечение 1100 × 80 мм) для присоединения приточного опуска; *3* — корпус; *4* — сопла; *5* — лоток с шаровым клапаном; *6* — трубопровод водопроводной воды; *7* — соленоидный клапан; *8* — датчик контроля влажности воздуха в цехе; *9* — полотна из гигроскопического материала; *10* — декоративная сетка; *11* — поддон

часть гигроскопического материала, эжектируемый воздух $L_{\text{в}}$ адиабатно увлажняется с показателем $E_\alpha = 0{,}6$. Смесь приточного воздуха $L_{\text{п}}$ выходит через влажный гигроскопичный материал *9* по высоте 1,5 м и адиабатно увлажняется с показателем $E_\alpha = 0{,}65$. Убыль воды в лотке *5* от испарения пополняется через трубопровод *6*. При достижении влажности воздуха $\varphi_{\text{в}}$ в цехе, требуемого по технологии значения, датчик *8* подает команду на закрытие соленоидного клапана *7*. За 10–15 мин интенсивность адиабатного увлажнения эжектируемого $L_{\text{в}}$ и приточного воздуха понизится из-за снижения уровня воды в лотке *5*.

Под руководством автора проведена реконструкция существующих приточно-вытяжных систем на трикотажных и швейных фабриках. В существующих приточных воздуховодах заглушались приточные отверстия и делались опуски, которые соединялись с аппаратами ЭВУ. Размер и глубина аппарата ЭВУ 1,5/1,5 *) выбран в 200 мм, что позволяет их устанавливать у стен без перекрытия технологических проходов. Обычно в промышленных зданиях у стен на 200–300 мм выступают строительные колонны и установка у стен агрегатов ЭВУ 1,5/1,5 шириной 200 мм укладывается в этой габарит. Смесь увлажненного воздуха поступает в рабочую зону и обеспечивает вытеснение под потолок цеха отепленного и загазованного внутреннего воздуха. Принципиальная схема предлагаемой местно-центральной СКВ показана на рис. 4.12.

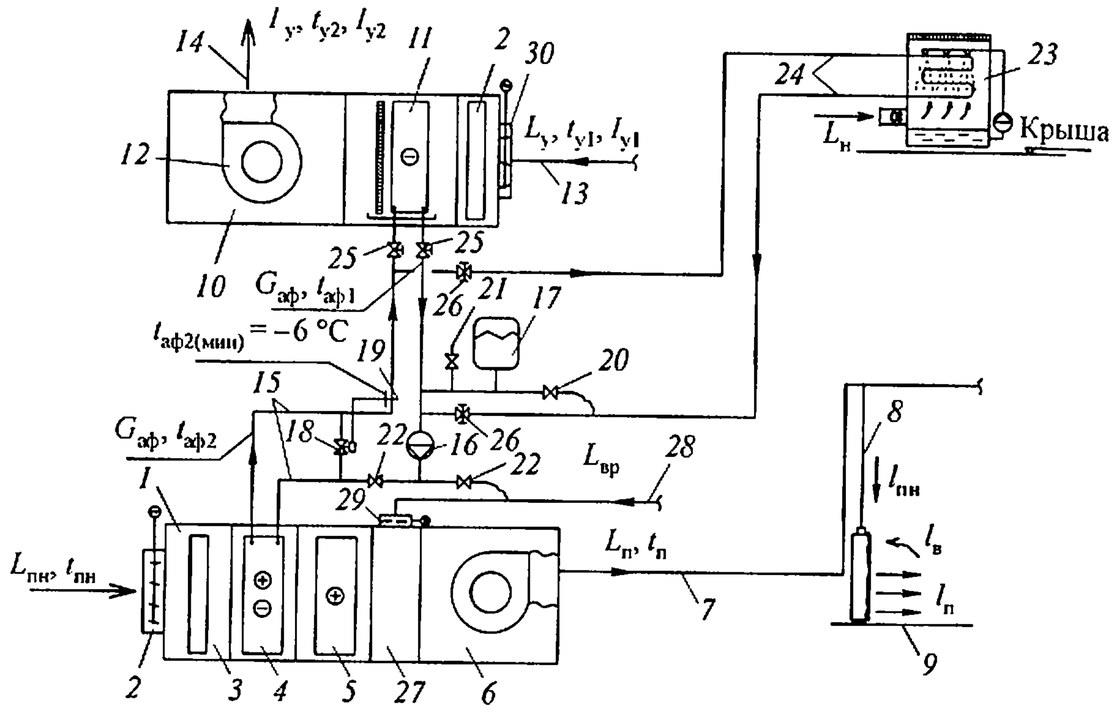


Рис. 4.12. Принципиальная схема местно-центральной СКВ для текстильных предприятий

В центральном кондиционере *1* по ходу приточного наружного воздуха $L_{пн}$ применены: воздушные клапаны *2* с электрическим приводом; воздушный фильтр *3*; теплообменник *4*, который зимой выполняет роль отдачи утилизируемого из вытяжного воздуха тепла на нагрев приточного наружного воздуха $L_{пн}$, а летом выполняет роль воздухоохладителя косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха $L_{пн}$; калорифер *5*; камера смешения *27*, используемая зимой для смешения рециркуляционного воздуха, поступающего по вытяжному воздуху *28* через регулировочный воздушный клапан *29*; приточный вентилятор *6*. Приточным воздуховодом *7* центральный кондиционер *1* соединен через опускные воздуховоды с местными аппаратами *9* типа ЭВУ 1,5/1,5.

*) Агрегаты ЭВУ 1,5/1,5 производятся на Заводе монтажных заготовок: 606110 Нижегородская обл., г. Богородск, Дудневское шоссе, 17 [9].

Вытяжной центральный агрегат *10* по ходу удаляемого отепленного воздуха $L_у$ включает: регулируемый воздушный клапан *30*; фильтр *2*; теплоизвлекающий теплообменник *11* с поддоном и сепаратором; вытяжной вентилятор *12*.

К центральному вытяжному агрегату *10* присоединен вытяжной воздуховод *13*, расположенный под потолком цеха. Вытяжной воздух вентилятором *12* по воздуховоду *14* выбрасывается в атмосферу. Теплоизвлекающий *11* и теплоотдающий *4* теплообменники связаны трубопроводами *15*, на которых смонтирован насос *16*, расширительный сосуд *17*, перемычка с автоматическим клапаном *18*, управляемым от датчика *19* контроля минимально-допустимой температуры охлажденного антифриза. Для первоначального заполнения в систему антифриза служит вентиль *20* с резервным шлангом, опускаемым в бочку с антифризом. Выпуск воздуха из системы производится через вентиль *21*. Аварийное опорожнение системы от антифриза производится путем использования вентилей *22*. Для охлаждения антифриза в теплый период года служит закрытая градирня *23*, орошаемый трубчатый теплообменник которой через трубопроводы *24* соединен с рециркуляционными трубопроводами *15*. В режиме охлаждения приточного наружного воздуха $L_{пн}$ вентили *25* закрываются, а вентили *26* открываются.

Проведем сравнение энергетических показателей предлагаемой местно-центральной СКВ для текстильного предприятия. Цех имеет одинаковые размеры и расчетные тепловыделения с рассмотренными выше двумя примерами традиционных центральных СКВ.

Последовательность нахождения энергетических показателей местно-центральной СКВ — по принципиальной схеме на рис. 4.12.

1. Анализ начинаем с теплого периода года, когда вентили *25* закрыты, а вентили *26* открыты. От работы насоса *16* охлажденный антифриз $G_{аф}$ с температурой $t_{аф1} = 21{,}5$ °C подается в трубки теплообменника *4* в центральном кондиционере *1*, что обеспе-

чивает режим косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха (процесс Н–Ки на рис. 4.13) до $t_{ки} = 23{,}5\,^{\circ}C$. После нагрева в вентиляторе и приточных воздуховодах на $1\,^{\circ}C$

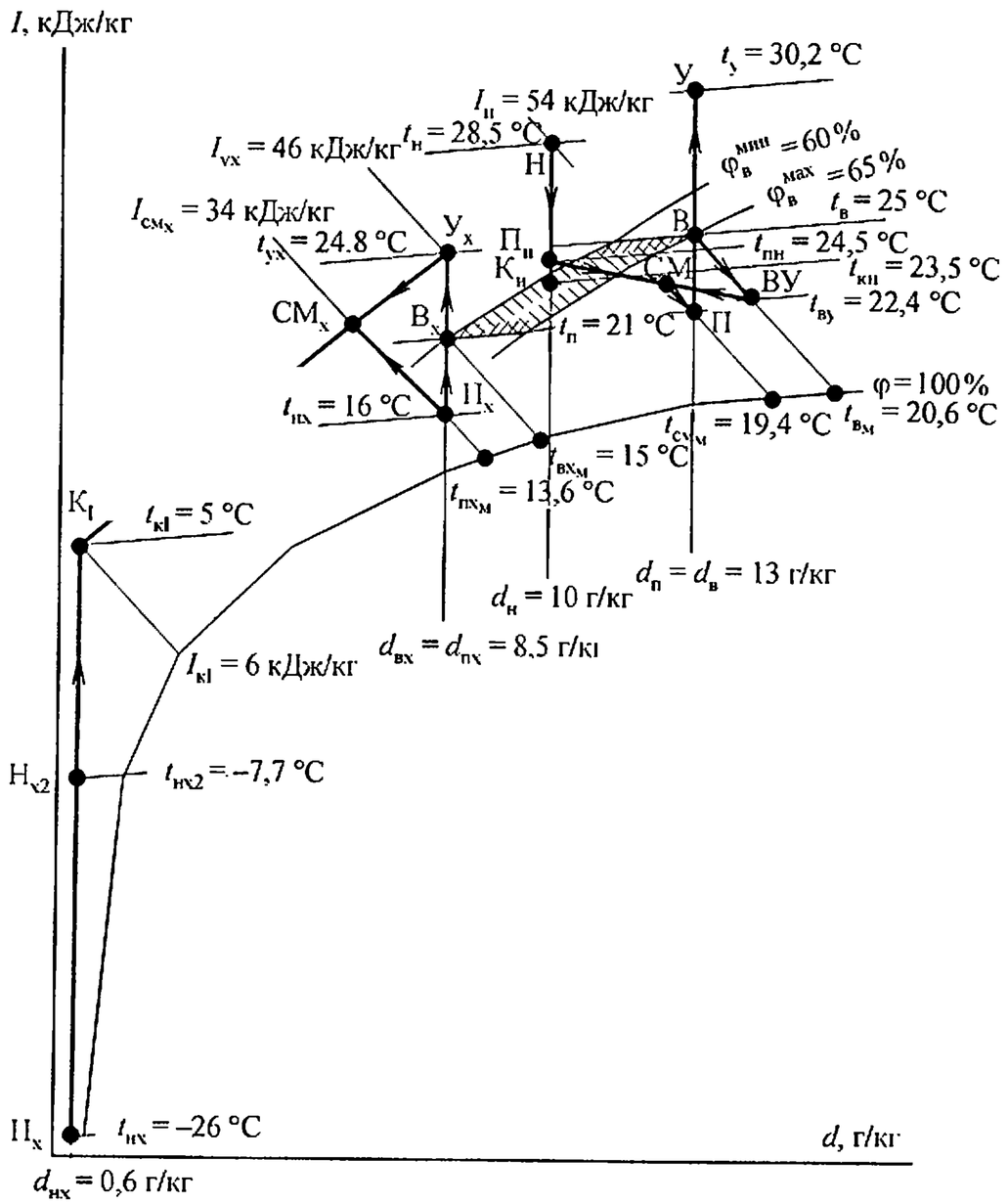


Рис. 4.13. Построение на $I-d$ диаграмме круглогодовых расчетных режимов работы местно-центральной СКВ в цехах текстильных предприятий

охлажденный наружный воздух с температурой $t_{пн} = 24{,}5\,^{\circ}C$ по опускным воздуховодам поступает в приемный патрубок аппаратов ЭВУ 1,5/1,5, которые смонтированы на полу цеха или у колонн. Перемещаемая сопловая панель в аппаратах ЭВУ 1,5/1,5 надвинута под приемный патрубок и охлажденный наружный воздух в количестве $l_{пн} = 1500\,м^3/ч$, выходя из сопел со скоростью $8\,м/с$, обеспечивают: эжекцию через верхнюю часть аппарата внутреннего воздуха в количестве $l_{в.э} = 1500\,м^3/ч$. Исходя из номинальной производительности по первичному наружному воздуху $1{,}5\,тыс.м^3/ч$ и эжектируемому внутреннему воздуху $1.5\,тыс.м^3/ч$, в названии аппарата ЭВУ (эжекционный воздухораспределитель-увлажнитель) приведены цифры 1,5/1,5. Эжектируемый внутренний воздух с параметрами точки В ($t_в = 25\,^{\circ}C$ и $\varphi_в = 65\%$) проходит через увлажненный материал в верхней части фасадного сечения для адиабатного увлажнения. В верхней части аппарата ЭВУ 1,5/1,5 эффективность адиабатного увлажнения составляет $E_\alpha = 0{,}6$. Из преобразованного выражения для показателя эффективности E_α находим температуру адиабатного увлажненного эжекционного внутреннего воздуха:

$$t_{ву} = t_в - E_\alpha(t_в - t_{в.м}) = 25 - 0{,}6(25 - 20{,}6) = 22{,}4\,^{\circ}C.$$

В аппарате ЭВУ смешивается охлажденный приточный наружный воздух с температурой $t_{пн} = 24.5\,^{\circ}C$ и адиабатно увлажненный эжектируемый внутренний воздух с температурой $t_{ву} = 22{,}4\,^{\circ}C$. Температура смеси определяется из уравнения смеси:

$$t_{см} = \frac{t_{пн} \times l_{пн} + t_{ву} \times l_{в.э}}{l_{пн} + l_{в.э}} = \frac{24.5 \times 1500 + 22{,}4 \times 1500}{3000} = 23{,}5\,^{\circ}C.$$

Полученная смесь проходит через нижнюю часть влажного гигроскопичного материала и адиабатно понижает температуру при коэффициенте адиабатной эффективности нижней части расположения влажного материала $E_\alpha = 0{,}65$. Температура приточного воздуха из аппарата ЭВУ будет

$$t_п = t_{см} - 0{,}65(t_{см} - t_{см.м}) = 23{,}5 - 0{,}65(23{,}5 - 19{,}4) = 21\,^{\circ}C.$$

2. Из аппарата ЭВУ приточный охлажденный воздух при влагосодержании $d_п = d_в = 13\,г/кг$ поступает в рабочую зону цеха. Отепленный воздух от работающего текстильного оборудования поднимается под потолок. Подача в рабочую зону охлажденного воздуха способствует вытеснению под потолок отепленного воздуха. Рабочая зона цеха затапливается чистым увлажненным и охлажденным воздухом и обеспечивает поддержание в зоне работы технологического оборудования требуемых по технологии параметров воздуха: $t_в = 25\,^{\circ}C$ и $\varphi_в = 65\%$. По натурным наблюдениям в современных текстильных комбинатах с высотой цехов до $8\,м$

величина показателя эффективности воздухообмена может быть принята $K_I = 2{,}3$. По формуле (1.13) вычисляем температуру удаляемого воздуха:

$$t_{\text{у}} = 2{,}3(25 - 21) + 21 = 30{,}2\,^{\circ}\text{C}.$$

3. На рис. 4.13 на диаграмме влажного воздуха в правой части представлено построение режима работы местно-центральной СКВ в цехе текстильного предприятия. Для поглощения теплоизбытков в цехе расход приточного воздуха должен быть:

$$L_{\text{п}} = \frac{240 \times 3600}{1{,}18(30{,}2 - 21)} = 80000\,\text{м}^3/\text{ч}.$$

4. Приточный воздух $L_{\text{п}}$ в аппаратах ЭВУ образуется из 50% $L_{\text{пн}}$ и 50% $L_{\text{в.э}}$. Требуемая производительность центрального кондиционера будет

$$L_{\text{пн}} = L_{\text{п}} \times 0{,}5 = 80000 \times 0{,}5 = 40000\,\text{м}^3/\text{ч}.$$

5. Оцениваем аэродинамическое сопротивление центрального кондиционера сети приточных воздуховодов и воздухораспределителей ЭВУ в 1.2 кПа. Тогда часовой расход электродвигателем вентилятора приточного воздуха электроэнергии будет

$$N_{\text{в.пн.ки}} = \frac{40000 \times 1{,}2}{3600 \times 0{,}7} = 19\,\text{кВт} \cdot \text{ч}.$$

6. В вытяжном агрегате дополнительно смонтирован теплоизвлекающий теплообменник и поэтому аэродинамическое сопротивление вытяжной сети и агрегата принимаем 0,8 кПа:

$$N_{\text{вн.у ки}} = \frac{40000 \times 0{,}8}{3600 \times 0{,}7} = 12{,}7\ \text{кВт} \cdot \text{ч}.$$

7. В режиме косвенного испарительного охлаждения в центральном кондиционере затрачивается следующее количество холода:

$$Q_{\text{х.ки}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_p \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{ки}}}{3{,}6} =$$

$$= 40000 \times 1{,}19 \times 1 \frac{28{,}5 - 23{,}5}{3{,}6} = 66111\ \text{Вт}.$$

8. По анализу схем косвенного испарительного охлаждения в климате Москвы автором получено. что средний за теплый период

года энергетический показатель для схемы по рис. 4.12 может быть принят $\eta_{\text{ки}} = 5{,}2$. Вычисляем расход электроэнергии в расчетных условиях теплого периода года на реализацию режима косвенного испарительного охлаждения:

$$N_{\text{ки}} = \frac{Q_{\text{х.ки}}}{\eta_{\text{ки}} \times 1000} = \frac{66111}{5{,}2 \times 1000} = 12{,}7\ \text{кВт} \cdot \text{ч}.$$

9. Адиабатный режим увлажнения в аппаратурных ЭВУ осуществляется без работы насосов при капиллярном методе подачи влаги в гигроскопичный материал.

10. Вычисляем энергетический показатель местно-центральной СКВ с использованием режима косвенного испарительного охлаждения и адиабатного увлажнения в аппаратах ЭВУ:

$$\text{Э}_{\text{СКВ ки}} = \frac{240}{19 + 12{,}7 + 12{,}7} = \frac{240}{44{,}4} = 5{,}4.$$

11. Для рассматриваемого цеха характерно расположение внутри здания и поэтому расчетные теплоизбытки в 240 кВт одинаковы в теплый и холодный периоды года. В холодный период года энергетически целесообразно поддерживать допустимый по технологии и тепловому комфорту для людей температуру $t_{\text{вх}} = 20\,^{\circ}\text{C}$ и влажность $\varphi_{\text{в}} = 60\%$.

По условиям теплового комфорта для людей температура приточного воздуха должна быть не более, чем на 4 градуса ниже $t_{\text{в}} = 20\,^{\circ}\text{C}$, или $t_{\text{п.х}} = 20 - 4 = 16\,^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{пх.м}} = 13{,}6\,^{\circ}\text{C}$.

12. Общий перепад температур приточного воздуха по ассимиляции теплоизбытков в цехе вычисляется по формуле

$$\Delta t_{\text{ас.х}} = \frac{Q_{\text{т.изб.х}} \times 3600}{L_{\text{п}} \times \rho_{\text{п}} \times c_p},\ ^{\circ}\text{C}.$$

Для рассматриваемого примера получим:

$$\Delta t_{\text{ас.х}} = \frac{240 \times 3600}{80000 \times 1{,}22 \times 1} = 8{,}85\,^{\circ}\text{C}.$$

13. Температура удаляемого под перекрытием отепленного воздуха должна быть

$$t_{\text{ух}} = t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{ас.х}} = 16 + 8{,}85 = 24{,}85\,^{\circ}\text{C}.$$

Делаем проверку, при каком значении показателя эффективности воздухообмена достигается требуемая температура удаляемого воздуха:

$$K_L = \frac{24{,}85 - 16}{20 - 16} = 2.2.$$

Натурные наблюдения на текстильных комбинатах показали [8], что величина $K_L = 2{,}2$ достигается при подаче охлажденного приточного воздуха в рабочую зону цеха.

14. В холодный период года в режиме утилизации (см. рис. 4.12) вентили *25* открыты, а вентили *26* закрыты. Насос *16* подает антифриз $G_{аф}$ на нагрев в трубах геплоизвлекающего теплообменника *11* в центральном вытяжном агрегате *10* до гемпературы $t_{аф1}$. Принимаем теплотехническую эффективность установки утилизации $\theta_{ty} = 0{,}36$. Из преобразованного выражения для показателя θ_{ty} вычисляем температуру нагретого в теплоотдающем теплообменнике *4* центрального кондиционера *1* приточного наружного воздуха:

$$t_{нх2} = \theta_{ty}(t_{ух} - t_{н1}) + t_{н1} = 0{,}36(24{,}85 + 26) - 26 = -7{,}7\,^\circ\text{C}.$$

15. В холодный период года сопловая панель в аппарате ЭВУ 1,5/1,5 смещается к передней части и это прекращает эжекцию внутреннего воздуха. Режиму адиабатного увлажнения подвергается только выходящий из приемного патрубка воздух, подаваемый от центрального кондиционера. Благодаря снижению аэродинамического сопротивления аппаратов ЭВУ их производительность по приточному воздуху, поступающему через приемный патрубок, возрастает до 3 тыс.м^3/ч. Следовательно, центральный кондиционер будет подавать к аппаратам ЭВУ расчетную производительность по приточному воздуху 80000 м^3/ч, как это принято в расчетах в п. 12.

16. Получение требуемых параметров приточного воздуха $t_{пх} = 16\,^\circ$C достигается адиабатным увлажнением приточного воздуха в гигроскопичном слое при $E_\alpha = 0{,}65$. Из преобразованного выражения для показателя E_α вычисляем гребуемую температуру смеси в центральном кондиционере подогретого наружного и рециркуляционного воздуха по формуле

$$t_{см.х} = \frac{t_{пх} - E_\alpha t_{см.х.м}}{I - E_\alpha},\ ^\circ\text{C}. \qquad (4.8)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (4.8) получим:

$$t_{см.х} = \frac{16 - 0.65 \times 13{,}6}{I - 0{,}65} = 20{,}3,\ ^\circ\text{C}.$$

В пересечении энтальпии $I_{пх} = 37$ кДж/кг и вычисленной температуры $t_{с.мх}$ получим точку СМх.

17. Требуемая температура нагрева приточного наружного воздуха определяется следующим образом. Через точки $У_х$ и $СМ_х$ проводим прямую линию до пересечения с вертикалью $d_{пх} = 0{,}6$ г/кг и получим: температуру $t_{кI} = 5\,^\circ$C, до которой необходимо нагреть приточный воздух в калорифере. Энтальпия нагрева $I_{кI} = 6$ кДж/кг.

18. Из преобразованного уравнения баланса смеси вычисляем расход подогретого приточного воздуха в смеси с вытяжным внутренним воздухом:

$$L_{пн} = \frac{L_п(I_{ух} - I_{см.х})}{I_{ух} - I_{кI}},\ \text{м}^3/\text{ч}. \qquad (4.9)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (4.9) получим:

$$L_{пн} = \frac{80000(46 - 33)}{46 - 6} = 26000\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Расход рециркуляционного вытяжного воздуха будет

$$L_{ух} = 80000 - 26000 = 54000\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

19. Расход тепла в калорифере центрального кондиционера составит

$$Q_{пнкI} = L_{пн} \times \rho_{пн} \times c_p \frac{t_{кI} - t_{нх2}}{3{,}6}. \qquad (4.10)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (4.10) получим

$$Q_{пн.кI} = 26000 \times 1{,}25 \times 1\frac{5 + 7{,}7}{3{,}6} = 114653\ \text{Вт}.$$

В установке утилизации в расчетных условиях холодного периода года утилизировано следующее количество теплоты вытяжного выбросного воздуха на нагрев приточного:

$$Q_{т.у} = 24300 \times 1{,}37 \times 1\frac{-7{,}7 + 26}{3{,}6} = 169230\ \text{Вт}.$$

20. В расчетных условиях холодного периода года для работы установки утилизации теплоты вытяжного воздуха затрачивается электроэнергия на работу вентиляторов и насоса циркуляции теплоносителя-антифриза. Рабочий перепад температур теплоносителя-антифриза обычно принимается 4–8 °С. При температуре удаляемого воздуха 24,8 °С рабочий перепад можно принять 6 °С. Тогда расход теплоносителя-антифриза составит

$$G_{\text{т.аф}} = \frac{169230 \times 3{,}6}{6 \times 3{,}5} = 290011 \text{ кг/ч}.$$

21. Затрачиваемая электроэнергия на работу насоса циркуляции теплоносителя-антифриза будет

$$N_{\text{нас.аф}} = \frac{29011 \times 100}{1040 \times 3600 \times 0{,}5} = 3{,}1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

22. Вычисляем энергетический показатель работы местно-центральной СКВ в холодный период года:

$$Э_{\text{скв ки.х}} = \frac{240}{19 + 12{,}7 + 3{,}1 + 114{,}6} = \frac{240}{150} = 1{,}6.$$

Проведенная технико-энергетическая оценка трех возможных вариантов центральных и местно-центральных СКВ в цехах предприятий текстильной промышленности позволяет отметить следующее:

— традиционно применяемые центральные СКВ с обработкой приточного воздуха методом адиабатного увлажнения или охлаждением от работы холодильных машин практически одинаковы по энергетической эффективности и имеют в климате Москвы в теплый период года следующий энергетический показатели: $Э_{\text{скв ад}} = 1{,}49$ и $Э_{\text{скв.х.м}} = 1{,}71$;

— в предлагаемой местно-центральной СКВ в расчетных условиях теплого периода года получен энергетический показатель $Э_{\text{скв ки}} = 5{,}4$.

По сравнению с традиционными центральными СКВ расход электроэнергии сокращается:

— по сравнению с центральной СКВ с режимом адиабатного увлажнения приточного воздуха в $5{,}4/1{,}49 = 3{,}6$ раза;

— по сравнению с центральной СКВ с машинным охлаждением приточного воздуха в $5{,}4/1{,}71 = 3{,}16$ раза.

В рассматриваемых трех схемах СКВ в расчетных условиях холодного периода года затрачивается тепло в калориферах для нагрева приточного воздуха. Это обусловливает снижение энергетического показателя СКВ:

— для центральной СКВ с адиабатным увлажнением до $Э_{\text{скв ад.х}} = 0{,}63$;

— для центральной СКВ с летним машинным охлаждением до $Э_{\text{скв х.н.х}} = 1{,}28$;

— для местно-центральной СКВ до $Э_{\text{скв ки.х}} = 1{,}6$.

Проведенный анализ указывает на значительные энергетические и санитарно-гигиенические преимущества местно-центральных СКВ для цехов текстильных предприятий, трикотажных и швейных фабрик. Капитальная стоимость предлагаемых местно-центральных СКВ меньше, чем традиционной СКВ с адиабатным увлажнением, в которой центральные приточные и вытяжные агрегаты в три раза больше по производительности, что соответственно увеличивает стоимость этого оборудования. В традиционной центральной СКВ с холодильными машинами и пневматическими форсунками стоимость этого оборудования составляет до 40% общей стоимости.

Предложенная местно-центральная СКВ хорошо приспосабливается при реконструкции существующих систем. К приточным воздуховодам добавляются опуски, которые соединяются с аппаратами ЭВУ, располагаемые на полу у стен и колонн.

Выполненные автором реконструкции СКВ на трикотажных и швейных фабриках получили высокую оценку от работниц, к которым прямо в зону дыхания стал поступать чистый и свежий наружный воздух.

Рассмотренные три варианта СКВ не связаны с реконструкцией технологического оборудования. В настоящее время имеются разработки по встраиванию в ткацкие и прядильные станки локальных охлаждающих и увлажнительных аппаратов. Это позволяет поддерживать в зоне ведения процессов ткачества и прядения оптимальную для технологии высокую относительную влажность воздуха, которую нельзя поддерживать в воздухе рабочей зоны из-за теплового дискомфорта работающих у оборудования людей. При наличии встроенных в технологическое оборудование воздухоохладителей, например трубчатых змеевиков, необходима циркуляция по ним охлаждающей жидкости. В теплый период года циркулирующая через местные охладители жидкость будет охлаждаться методом испарительного охлаждения в градир-

нях. В холодный период года охлаждающая жидкость будет отдавать тепло в теплообменниках приточных агрегатов, производительность которых по приточному воздуху будет отвечать условиям $L_{\text{пн(мин)}} = L_{\text{у}}$. В задачу приточных и вытяжных агрегатов с минимально-возможной производительностью входит создание и поддержание в рабочей зоне производственных цехов наиболее комфортных параметров для работающих людей. По нашим оценкам, создание раздельных технологических и комфортных СКВ на текстильных предприятиях позволит в четыре раза сократить расход электроэнергии на круглогодовое функционирование аппаратов приточно-вытяжных систем и полностью отказаться от расхода теплоты горячей воды на подогрев приточного наружного воздуха. Создание встраиваемых охладителей и увлажнителей в текстильное оборудование возможно только при совместной работе с разработчиками технологического оборудования.

4.5. Системы микроклимата в животноводческих и птицеводческих помещениях и пути их совершенствования

В помещениях содержания животных и птиц в зоне их обитания необходимо поддерживать температуру, влажность и газовый состав воздуха таких параметров, при которых создаются наиболее благоприятные условия для жизнедеятельности их организма и высокой их продуктивности. Организм животных обладает способностью поддерживать температуру тела на уровне оптимальной биологической активности. При поедании корма животные получают энергию и общий энергетический баланс жизнедеятельности их организма должен соответствовать количеству теплоты, отдаваемой организмом окружающей среде. При поддержании в помещении температуры ниже оптимального уровня терморегулирующий организм животных будет сокращать отдачу тепла в окружающую среду и расходовать энергию корма на поддержание температуры тела на уровне биологической активности. При поддержании температуры воздуха на оптимальном уровне энергия корма будет максимально расходоваться на повышение продуктивности животного: коровы дают максимальные удои, куры-несушки дают максимальную яйценоскость, свиньи на откорме дают максимальные привесы.

При повышении температуры воздуха в зоне обитания животных наблюдается перегрев тела животных и они сокращают по-

треблення кормов, что ведет к резкому снижению продуктивности. Круглогодовая работа систем микроклимата в помещениях содержания животных должна обеспечивать поддержание в зоне их обитания параметров воздуха, приближающихся или даже отвечающих условиям сохранения оптимальной биологической активности. В работе [4] приведены традиционные системы микроклимата и рекомендуются величины параметров воздуха при различных методах содержания различных типов и возвратов животных (под термином животные подразумеваются и птицы). Имеются многочисленные исследования, показывающие на снижения продуктивности животных при отклонении параметров воздуха от рекомендуемым значений. На рис. 4.14 представлен график зависимости

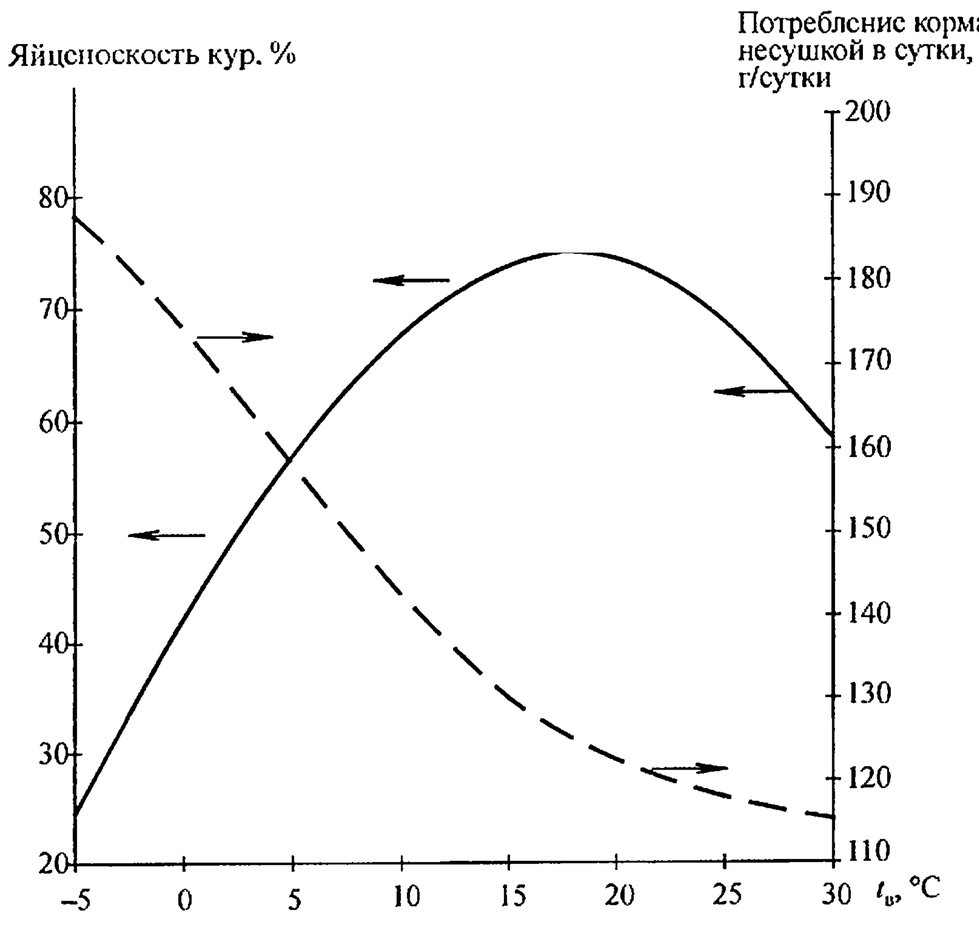


Рис. 4.14. Влияние температуры окружающего воздуха на продуктивность куры-несушки и потребление ею корма (по данным В. М. Селянского, 1975 г.)

продуктивности кур-несушек и потребление ими корма (наблюдения В. М. Селенского, 1975 г.). Наибольшая продуктивность кур-несушек отмечается при температуре воздуха 16–18 °С и относи-

тельной влажности 60–70%. При этом, безусловно, обеспечивается поддержание нормируемого газового состава воздуха по нормам [4]. Снижение температуры воздуха до 0 °С приводит к резкому сокращению яйценоскости и практически к удвоенному расходу корма. Это показывает, что при низких температурах окружающего животных воздуха энергия поедаемого корма большей частью расходуется на поддержание температуры тела на уровне биологической жизнедеятельности организма. Из графика на рис. 4.14 видно, что при повышении температуры воздуха в зоне обитания животных, что характерно для теплого периода года при их содержании в помещениях, наблюдается снижение продуктивности и потребления кормов. Это указывает на то, что создается перегрев организма и животные снижают биологическую активность из-за недостаточного отвода теплоты организма в окружающую среду.

Традиционные системы микроклимата в помещениях содержания животных в климате России включают только средства для нагрева приточного воздуха в калориферах, питаемых горячей водой, как правило. от местных котельных сельхозпредприятий [4]. Так например, на птицефермах широко используются помещения птичников, сооруженные из типовых железобетонных панелей без окон. Помещение птичника для содержания в трехъярусных по высоте клетках 36 тыс. кур-несушек имеет размер по длине 96 м и по ширине 18 м. С каждой стороны помещения птичника устанавливается 16 шестиметровых панелей с отверстиями диаметром 0,6 м в нижней части на высоте от земли 0,3 м. В этих отверстиях устанавливаются осевые вентиляторы с диаметром рабочего колеса 0,6 м с приводом от электродвигателя мощностью 0.8 кВт. В торцах здания на высоте 2,8 м с каждой стороны здания в пристройках располагается по 5 осевых вентиляторов с диаметром рабочего колеса 1,0 м с приводом от электродвигателей мощностью 2,2 кВт. На всасывающей стороне вентиляторов располагается приемная камера с калорифером для нагрева наружного воздуха в холодный период. Калориферы снабжаются горячей водой от котельной птицефабрики. При температурах наружного воздуха +5 °С и выше подогрев в калориферах прекращается, в торцевой части камеры открываются створки и создается доступ наружного воздуха к всасывающим отверстиям 5 шт осевых вентиляторов № 10 с каждой торцевой стороны птичника. В этом режиме вентиляции 10 приточных осевых вентиляторов подают в верхнюю зону помещения компактными струями 160 тыс.м^3/ч приточного наружного воздуха. Осевые вентиляторы в нижней части боковых стен отсасывают воздух из нижней зоны помещений и выбрасывают его наружу. Общий расход электроэнергии на работу всех вентиляторов составляет 49 кВт · ч.

В холодный период года при температурах наружного воздуха ниже 5 °С система вентиляции переводится для работы в режиме нагрева приточного наружного воздуха. Для этой цели в торцах приточных камер закрываются створки, а забор наружного воздуха происходит через канал, в который вмонтированы калориферы, расположенные в отверстиях боковых стен камеры. Производительность десяти осевых вентиляторов приточных систем снижается до 80 тыс.м^3/ч. В калориферы подается горячая вода и приточный наружный воздух нагревается до 5 °С, а 32 работающих осевых вентиляторов в боковых стенах помещения выбрасывают отопленный и загрязненный воздух наружу. Наши натурные обследования птицеводческих хозяйств показали, что в зимний период от выбрасываемого теплого воздуха на расстояние до 1,5 м от боковых стен помещений птичника нет снега, который тает от потока выбросного теплого воздуха с температурой не менее 16 °С. Несмотря на значительные расходы электроэнергии и тепла, традиционные системы микроклимата не обеспечивают создание и поддержание в зоне обитания птиц оптимальных параметров воздуха. Это может быть объяснено следующими причинами.

— Струйная подача приточного воздуха в верхнюю зону помещений не обеспечивает равномерного проникновения приточного воздуха по длине помещения 48 м, обслуживаемого одной торцевой приточной системой из пяти осевых вентиляторов; нами наблюдались попытки работников птицеферм устанавливались в верхней зоне помещений на расстоянии от торцевых стен 20 м дополнительные осевые вентиляторы для увеличения длины зоны проникновения приточного воздуха.

— Между клетками с птицами и боковыми стенами, в нижней части которых установлены осевые вентиляторы, имеется технологический проход шириной 1,2 м. Между верхом клеток и перекрытием имеется свободное пространство высотой у технологических проходов не менее 0,4 м. Наличие свободных пространств над клетками и сбоку их предопределяет забор части вытяжного воздуха осевыми вентиляторами № 6, минуя объем, занимаемый клетками с птицей. Замеры показывают, что содержание газовых вредностей в вытяжном воздухе меньше, чем в воздухе непосредственно в объеме клеток с птицами.

— Приточный воздух не подвергается увлажнению, что приводит к поддержанию в помещениях в теплый период года в климате Московской области повышенной температуры до 30 °С и пониженной относительной влажности воздуха (40–46%). Автором предложено осуществлять в помещениях содержания животных энергосберегающую технологию приготовления приточного воздуха. Приток воздуха осуществляется методом затопления зоны обитания животных. Для подачи приточного воздуха в зону обитания животных используются аппараты типа ЭВУ, конструктивная схема которых приведена в § 4.4. Высота зоны притока в аппаратах ЭВУ определяется назначением и способом содержания животных в помещении. Так например, в свинарниках — откормочниках приток воздуха осуществляется через фасадное сечение аппаратов ЭВУ по высоте 0,6 м, что объясняется высотой животных. В помещениях содержания кур в трехъярусных клетках приток осуществляется через аппараты ЭВУ, имеющие высоту приточного сечения 1.6 м. Приточные аппараты ЭВУ располагаются у боковых стен в каждом строительном модуле 6 м. Для сборки строительных панелей используются колонны и балки, имеющие выступающие ригели размером 0,2–0,4 м. Глубина аппарата ЭВУ составляет 0,2 м, что позволяет установить его у боковых стен, не загораживая технологические проходы в животноводческих помещениях.

Приготовление приточного воздуха осуществляется в четырех приточных агрегатах, располагаемых по два агрегата в двух приточных камерах у торцевых стен животноводческого помещения. Имеются строительные решения животноводческих помещений, в которых приточные камеры расположены посередине здания в форме кирпичной пристройки. В этих случаях предлагается разместить две или четыре приточные камеры в пристроенной части. Каждая приточная система подает приготовленный приточный наружный воздух к половине длины стены к установленным на полу 8 аппаратов ЭВУ. На рис. 4.15 показан пример организации воздухообмена в птичнике при содержании кур-несушек в трехъярусных клетках *1*. По приточному воздуховоду *2* наружный воздух подается к аппаратам ЭВУ (позиция *3*). Вытяжка загазованного отепленного воздуха в теплый период года осуществляется через вентиляционные шахты *4*, сооружаемые в крыше животноводческого помещения у конька крыши. По сечению шахты *4* установлен воздушный клапан *5*, который закрывается зимой. От работы вытяжного вентилятора (на рис. 4.15 не показан) в зимнем

режиме загазованный отепленный воздух забирается по воздуховоду *6* и поступает в теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации (на рис. 4.15 не показана).

В установке утилизации приточный наружный воздух нагревается извлекаемой теплотой вытяжного воздуха. Установку утили-

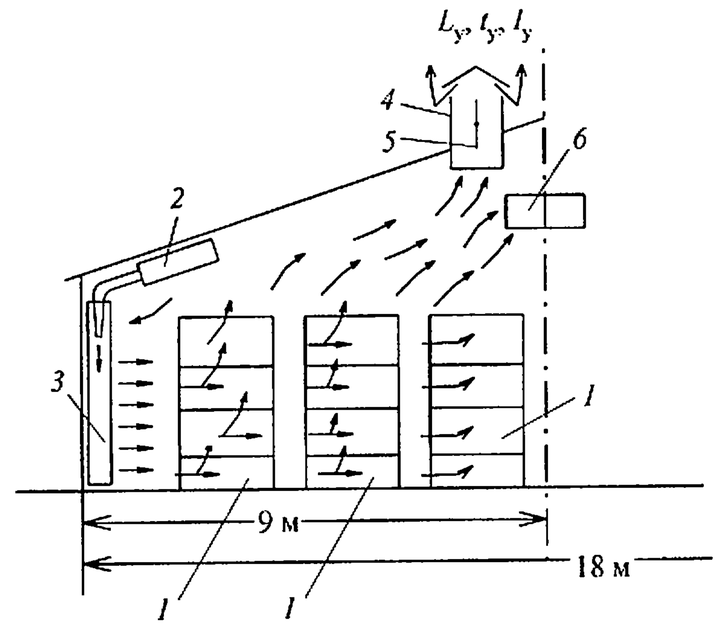


Рис. 4.15. Принципиальная схема организации воздухообмена в системах микроклимата по энергосберегающей технологии в помещениях содержания животных

зации следует проектировать по схеме с циркуляцией промежуточного теплоносителя-антифриза. Как правило, в расчетных условиях холодного периода года нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации недостаточен для подачи в зону обитания животных. Для повышения температуры зимой используется режим эжекции внутреннего воздуха в аппаратах ЭВУ. Сопловая панель в аппаратах ЭВУ устанавливается в положение перекрытия патрубка поступления наружного приточного воздуха, который будет поступать в аппарат ЭВУ через сопла. Благодаря этому через верхнюю часть аппарата ЭВУ обеспечивается эжекция внутреннего воздуха. Образовавшаяся смесь с температурой 5 °С поступает в зону обитания птиц по всей высоте клеток.

В теплый период года сопла в аппаратах ЭВУ сдвигаются к фасадному сечению. Благодаря снижению аэродинамического сопротивления аппаратов ЭВУ производительность по приточному наружному воздуху увеличивается при том же потреблении элек-

троэнергии электродвигателем приточного вентилятора. В теплый период года к лоткам аппаратов ЭВУ подается водопроводная вода, которая увлажняет гигроскопичный материал в фасадном сечении. Приточный наружный воздух в количестве 2500 м^3/ч проходит через влажный материал и поступает в помещение птичника по всей высоте клеток. От птицы в клетках выделяется тепло, влага и вредные газы, которые поднимаются под крышу и удаляются через шахты *4*, в которых летом открыты клапаны *5*. Коэффициент воздухообмена для схемы по рис. 4.15 равен $K_L = 2{,}42$. Это позволяет вычислять параметры вытяжного воздуха.

Проведена разработка проекта реконструкции систем в птичнике клеточного содержания 36 тысяч кур-несушек на птицефабрике «Мирная» Московской области. Вместо 10 осевых приточных вентиляторов № 10 и 32 осевых вытяжных вентиляторов № 6, потребляющих 48 кВт · ч электроэнергии, применено четыре приточные системы производительностью 20 тыс.м^3/ч воздуха каждая. Расход электроэнергии в четырех приточных системах составил: $4 \times 4 = 16$ кВт · ч. Экономия электроэнергии в теплый период года составила

$$\Delta N = 48 - 16 = 32 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Использование установки утилизации в холодный период года позволяет отказываться от потребления тепла от местной котельной. На работу четырех вытяжных вентиляторов зимой, при закрытых клапанах *5* в вытяжных шахтах *4*,затрачивается электроэнергии: $4 \times 3 = 12$ кВт · ч. На работу насосов установок систем утилизации: $4 \times 0{,}15 = 0{,}6$ кВт · ч. Общие затраты электроэнергии в предлагаемой системе микроклимата зимой будут:

$$N = 16 + 12 + 0{,}6 = 28{,}6 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

что почти в два раза меньше затрат электроэнергии в традиционной системе. В предлагаемой системе микроклимата по схеме на рис. 4.15 нет затрат тепла на нагрев приточного наружного воздуха. По аналогичной схеме воздухообмена, как на рис. 4.15. и одинаковой технологии приготовления и организации воздухообмена рекомендуется проектировать энергосберегающие системы микроклимата для помещений содержания коров, свиней и др. животных. Высота аппаратов ЭВУ должна отвечать высоте зоны обитания животных.

4.6. Энергосберегающие системы микроклимата в помещениях выращивания грибов

В нашей стране круглогодовое выращивание грибов в специальных помещениях получает за последние годы все большее распространение. Процесс круглогодового выращивания грибов в специальных помещениях требует поддерживать рациональные параметры внутреннего воздуха по температуре, влажности и газовому составу. В работе [1, в табл. 25 на с. 63] в качестве оптимальных параметров воздуха для выращивания грибов приведены следующие значения: температура $t_в = 18$–$22\,^\circ$C, относительная влажность 50–60%.

Поддержание требуемых параметров внутреннего воздуха может быть обеспечено только при создании и постоянной работе систем микроклимата. В работе [6] указывается, что повышение содержания углекислого газа в воздухе помещений выращивания грибов приводит к искажению морфогинеза и потере их качества. Наиболее простым и эффективным методом поддержания концентрации CO_2 на нормируемом уровне является подача в культивационные помещения кондиционированного (приготовленного) свежего приточного наружного воздуха. Обеспечение требуемых внутренних параметров воздуха в культивационных помещениях рационально осуществлять на базе приточно-вытяжных агрегатов, создаваемых из выпускаемых промышленностью технологических блоков. В приточном воздухе энергетически рационально сохранять количество свежего наружного воздуха, найденного по условиям обеспечения поглощения газовых выделений и поддержания требуемых по технологии внутренних параметров воздуха на нормируемом уровне. В общем случае количество приточного наружного воздуха по условиям удаления газовых вредностей вычисляется по формуле (1.5). Обычно помещения для выращивания грибов строят в сельской местности, где нет загазованности атмосферного воздуха и поэтому можно принять концентрацию вредностей в наружном воздухе $C_н = 0$.

В холодный период года через строительные ограждающие конструкции помещений имеют место трансмиссионные теплопотери, которые необходимо компенсировать внутренними тепловыделениями и нагретым приточным наружным воздухом. Летом охлажденным приточным воздухом необходимо отводить избытки теплопритоков.

Рассмотрим возможные режимы работы ситем микроклимата в помещении при круглогодичном выращивании грибов. На рис. 4.16 нанесены на диаграмму влажного воздуха расчетные параметры

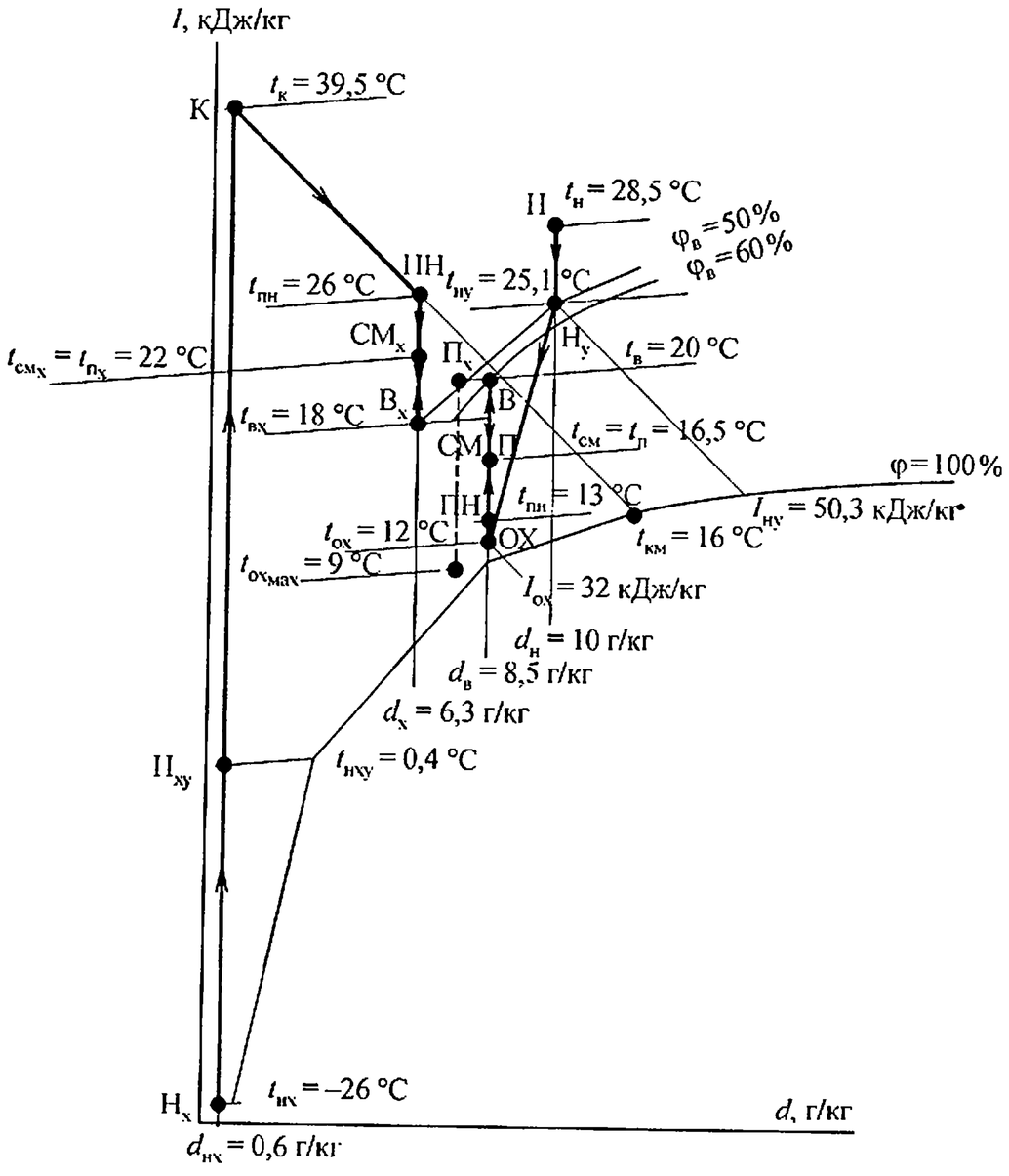


Рис. 4.16. Построение на $I-d$ диаграмме круглогодовых режимов приготовления приточного воздуха в системах микроклимата для помещений выращивания грибов

наружного воздуха для холодного $Н_х$ и теплого Н периодов года по параметрам Б для климата Московской области [18]. В расчетных условиях холодного периода года температура наружного воздуха $t_{нх} = -26\,°С$ при низком влагосодержании $d_{нх} = 0{,}6\,г/кг$. Сектором В- $В_х$ выделены возможные круглогодовые изменения параметров внутреннего воздуха по данным работы [1]. Для сохранения воздушного баланса в обслуживаемом помещении необходимо сохранять примерное равенство расхода притока приготовленного наружного воздуха $L_{пн}$ удаляемого вытяжными системами загазованного воздуха $L_у$. Сравнение расчетных параметров наружного климата точках $Н_х$ и Н с требуемыми параметрами внутреннего воздуха (сектор В–$В_х$) позволяет выбрать требуемый режим приготовления приточного воздуха.

В зимний период (точка $Н_х$) приточный наружный воздух необходимо нагревать и увлажнять. Для экономии тепла и холода энергетически рационально утилизировать зимой теплоту выбросного воздуха $L_у$ на нагрев и увлажнение приточного наружного воздуха $L_{пн}$ во вращающемся регенеративном утилизаторе. Такая конструкция утилизаторов получила широкое распространение в климатических районах с расчетными температурами наружного воздуха до $t_{нх} > -10\,°С$. В более холодном климате, что характерно для России, для предотвращения замерзания конденсирующейся из выбросного воздуха влаги применяют предподогрев в электронагревателях наружного воздуха до температуры $t_{н1} = -10\,°С$. Электрический нагрев является наиболее дорогим, и фирмой «Веза»*) (предложение Дерибасова А.М.) разработан принципиально новый метод предохранения от обмерзания путем периодического предподогрева до температуры 50–60 °С удаляемого воздуха перед вращающимся ротором утилизатора. Это позволяет быстро устранить обмерзания, а затраченное на предподогрев тепло одновременно увеличивает нагрев приточного наружного воздуха. При теплотехнической эффективности утилизатора $\theta_t = 0{,}6$ температура нагрева приточного наружного воздуха утилизируемым теплом вытяжного выбросного воздуха при начальной температуре вытяжного воздуха $t_{у1} = 18\,°С$ и $t_{нх} = -26\,°С$ получим

$$t_{нху} = 0{,}6(18 + 26) = -0{,}4\,°С.$$

На рис. 4.16 точкой $Н_{ху}$ и процессом $Н_х$- $Н_{ху}$ показан нагрев и увлажнение наружного воздуха в теплоутилизаторе без применения предохранительного предподогрева, что является основным по времени режимом работы утилизационного вращающегося теплообменника. В зависимости от требуемых условий компенсации нагретым воздухом теплопотерь культивационного помещения вы-

*) Москва (095) 461-25-14.

бирается требуемая температура нагрева в калорифере наружного воздуха (точка К) процесс $Н_{ну}$–К.

Далее нагретый воздух адиабатно увлажняется до влагосодержания, входящего в границы сектора В–$В_х$ (точка ПН). Температура притока $t_п$ выбирается по условиям допустимого перепада температур в зону выращивания грибов: $t_п = t_п - t_в$. Обычно принимают $\Delta t_п$ до 5 °С. По условиям получения требуемой температуры притока $t_п$ выбирается расход рециркуляционного воздуха $L_{в.р}$, обеспечивающий при смешении параметры приточного воздуха (точка $СМ_х = П_х$). Для построения на рис. 4.16 $t_{смх} = t_{пх} =$ $= 22$ °С, или $\Delta t_п = 22 - 18 = 4$ °С.

Требуемая эффективность режима адиабатного увлажнения подогретого приточного наружного воздуха (процесс К–ПН) для построения на рис. 4.16 составляет:

$$E_\alpha = \frac{39{,}5 - 26}{39{,}5 - 16} = 0{,}56.$$

Для получения требуемого режима адиабатного увлажнения рекомендуется применять технологический блок адиабатного увлажнения с глубиной орошаемого слоя 100 мм. Рекомендуемый аппарат для адиабатного увлажнения является самым энергосберегающим по расходу электроэнергии и воды по сравнению с другими методами увлажнения (например, паровыми увлажнителями, форсуночными камерами).

В теплый период года приточный наружный воздух (точка Н) необходимо охлаждать и осушать до температуры $t_{ох}$, обеспечивающей поглощение теплоизбытков $Q_{т.изб}$, Вт:

$$t_{ох} = t_в - \frac{Q_{т.изб} \times 3{,}6}{L_{пн} \times \rho_{пн} \times c_р} - \Delta t_{вн},\ °С, \qquad (4.11)$$

где $\Delta t_{вн}$ — нагрев охлажденного воздуха в вентиляторе и воздуховодах, °С.

Температура притока $t_п$ определяется параметрами смеси (процесс В–ОХ П) охлажденного и рециркуляционного воздуха (точки $СМ = П$).

Для сохранения требуемого влагосодержания внутреннего воздуха в границах сектора В–$В_х$ принципиально возможно охлаждение приточного наружного воздуха до $t_{ох(мах)} = 9$ °С. Если рабочий перепад охлажденного воздуха $\Delta t_{ас} = t_в - t_{пн} = 20 - 10 =$

$= 10$ °С и принятый расход $L_{пн}$ не обеспечивают поглощение расчетных теплоизбытков, то нужно предусмотреть вторую рециркуляцию. Охлаждаться в приточном агрегате тогда будет большее количество воздуха ($L_{пн} + L_{в.р2}$), которые обеспечивают поглощение расчетных теплоизбытков. Температура притока $t_п$ определяется смешением охлажденного и рециркуляционного воздуха $L_{в.р}$ (точка СМ на рис. 4.16).

На рис. 4.17 представлена схема приточного и вытяжного агрегатов, собранных из стандартных технологических блоков центральных кондиционеров, в которых выполняется круглогодовая

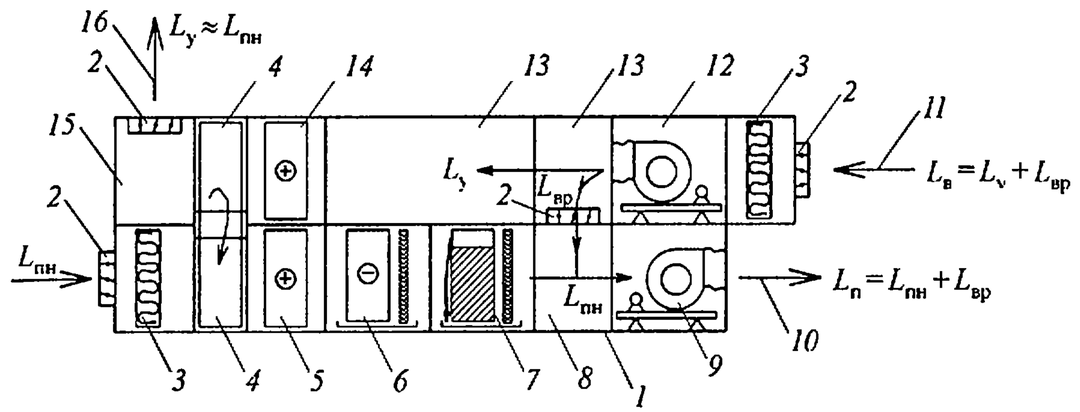


Рис. 4.17. Принципиальная схема приточного и вытяжного агрегатов в системе микроклимата помещений для выращивания грибов

обработка приточного и вытяжного воздуха в системе микроклимата помещений для выращивания грибов режима, показанного на рис. 4.16.

Представленная на рис. 4.17 схема приточного и вытяжного агрегатов, собранных из технологических блоков центральных кондиционеров, включает следующие элементы: *1* — приточный агрегат для круглогодового приготовления приточного наружного воздуха, смешиваемого с рециркуляционным воздухом; *2* — воздушные клапаны: *3* — фильтр очистки воздуха; *4* — вращающийся утилизационный теплообменник; *5* — калорифер нагрева $L_{пн}$; *6* — воздухоохладитель для охлаждения и осушки приточного наружного воздуха: *7* — блок адиабатного увлажнения; *8* — смесительная камера потоков приготовленного $L_{пн}$ и рециркуляционного $L_{в.р}$ воздуха; *9* — приточный вентилятор; *10* — приточный воздуховод; *11* — вытяжной воздуховод; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — промежуточные секции; *14* — калорифер для периодического нагрева вытяжного удаляемого воздуха для размораживания по-

верхности насадки ротора утилизационного теплообменника; *15* — промежуточная секция сбора удаляемого воздуха; *16* — воздуховод выброса в атмосферу удаляемого вытяжного воздуха $L_{\text{у}}$.

Для круглогодового функционирования оборудования по схеме на рис. 4.17 необходимо располагать летом источником холода (холодильной машиной или артезианской скважиной) и зимой источником тепла (котельной или снабжением теплом от ТЭЦ). Применение в составе приточно-вытяжных агрегатов вращающегося регенеративного утилизатора позволяет в расчетных условиях холодного периода года в Москве [18] на нагрев $1\,\text{м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха извлекать следующее количество выбросного тепла вытяжного загазованного воздуха (см. рис. 4.16):

$$q_{\text{т.у}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{ин}} \times c_p \frac{t_{\text{иу}} - t_{\text{нх}}}{3{,}6} = 1 \times 1{,}35 \times 1 \frac{0{,}4 + 26}{3{,}6} = 9{,}9\ \text{Вт}/(\text{м}^3/\text{ч}).$$

Затраты тепла на нагрев $1\,\text{м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха в калорифере:

$$q_{\text{т.к}} = 1 \times 1{,}21 \times 1 \frac{39{,}5 - 0{,}4}{3{,}6} = 13{,}14\ \text{Вт}/(\text{м}^3/\text{ч}).$$

Вычислим процент экономии тепла благодаря утилизации теплоты вытяжного воздуха:

$$\frac{9{,}9}{13{,}14 + 9{,}9} \times 100 = 43\%.$$

При низких температурах наружного воздуха возможно обмерзание сконденсированной влаги на насадке в роторе вращающего теплоутилизатора, что вызовет повышение аэродинамического сопротивления. Датчик осуществляет контроль аэродинамического сопротивления вращающейся роторной насадки. Наличие наледей приведет к увеличению аэродинамического сопротивления, и датчик контроля потерь давления передаст команду на включение автоматического клапана для подачи горячей воды в предохранительный теплообменник *14* (см. схему на рис. 4.17), что обеспечит нагрев удаляемого воздуха до $t_{\text{ух.к}} = 50\,^\circ\text{C}$. В этом режиме в теплоутилизаторе *4* приточный наружный воздух будет нагрет до температуры

$$t_{\text{нух.к}} = 0{,}6(50 + 26) - 26 = 19{,}6\,^\circ\text{C}.$$

Удельный нагрев $1\,\text{м}^3/\text{ч}$ приточного наружного воздуха во вращающемся теплоутилизаторе составит

$$q_{\text{г.у}} = 1 \times 1{,}32 \times 1 \frac{19{,}6 + 26}{3{,}6} = 16{,}7\ \text{Вт}/(\text{м}^3/\text{ч}).$$

Затрата тепла на нагрев $1\,\text{м}^3/\text{ч}$ приточного воздуха в калорифере приточного агрегата будет

$$q_{\text{тк}} = 1 \times 1{,}17 \times 1 \frac{39{,}5 - 19{,}6}{3{,}6} = 6{,}47\ \text{Вт}.$$

Процент полезно извлеченного тепла в теплоутилизаторе в режиме оттайки ротора составит

$$\frac{16{,}7}{16{,}7 + 6{,}47} \times 100 = 72\%.$$

Проведенный расчет показал на значительные энергетические преимущества применения защиты от обмерзания вращающегося ротора регенеративного теплоутилизатора по методике, разработанной фирмой «Веза».

В теплый период года применение регенеративного вращающего теплоутилизатора позволяет экономить холод. Вычисляем удельную величину охладительной способности вращающего ротора в расчетных условиях теплого периода года в климате Московской области [18] (см. охлаждение на рис. 4.16):

$$q_{\text{х.у}} = 1 \times 1{,}18 \times 1 \frac{28{,}5 - 25{,}1}{3{,}6} = 1{,}1\ \text{Вт}/(\text{м}^3/\text{ч}).$$

Удельная затрата холода от работы холодильной машины вычисляется по формуле

$$q_{\text{х.м}} = 1 \times \rho_{\text{пн}} \times (I_{\text{х.у}} - I_{\text{ох}}) = 1 \times 1{,}21 \frac{50{,}3 - 32}{3{,}6} = 6{,}15\ \text{Вт}.$$

Благодаря применению вращающегося теплоутилизатора в расчетном режиме теплого периода года достигается следующая экономия холода:

$$\frac{1{,}1}{6{,}15 + 1{,}1} \times 100 = 17{,}6\%.$$

В нормах [18] показано, что суточное изменение температуры наружного воздуха в теплый период года в климате Московской области достигает $10{,}4\,^\circ\text{C}$. Следовательно, при снижении температуры

наружного воздуха до 21 °С энергетически рационально остановить электродвигатель вращения ротора в теплоутилизаторе и использовать холод наружного воздуха как первую ступень перед охлаждением в воздухоохладителе *6* приточного агрегата (см. рис. 4.17).

4.7. Повышение энергетической эффективности СКВ методами восстановительной вентиляции

Для реализации энергосберегающей технологии СКВ необходимо стремиться к ограничению производительности приточных систем минимально-неизбежными расходами приточного наружного воздуха $L_{\text{пн(мин)}}$, определяемыми санитарно-гигиеническими требованиями [18]. Вычисленный по этим условиям минимально-неизбежный расход приточного наружного воздуха $L_{\text{пн(мин)}}$ должен быть равен или несколько больше минимального расхода удаляемого воздуха $L_{\text{у(мин)}}$. Этим минимальным расходом воздуха может быть разбавлено следующее количество выделяющихся в воздух рабочей зоны помещения вредностей:

$$B_{\text{р(мин)}} = L_{\text{пн(мин)}} K_{LC} (C_{\text{пдв}} - C_{\text{н}}),\ \text{мг/ч}, \qquad (4.12)$$

где $C_{\text{пдв}}$ — предельно допустимая концентрация вредностей в выбросном воздухе; $C_{\text{н}}$ — содержание вредностей в приточном воздухе.

С помощью местных аппаратов для поглощения вредностей должно быть удержано следующее количество выделяющихся в воздух рабочей зоны вредностей:

$$B_{\text{р.мес}} = B_{\text{р}} - B_{\text{р(мин)}},\ \text{мг/ч}. \qquad (4.13)$$

В зависимости от физических и механических особенностей вредностей подбираются аппараты, в состав которых входят средства для улавливания (очистки) воздуха рабочей зоны от рассматриваемой вредности. Очищенный в этих аппаратах воздух возвращается в помещения. Принцип глубокой очистки воздуха рабочей зоны от выделяющихся вредностей и возврат очищенного воздуха в помещения с содержанием вредностей не более, чем определено саннормами [18], будем называть «восстановительной вентиляцией». Применение методов восстановительной вентиляции позволяет выполнить условия реализации энергосберегающих технологий СКВ при минимизации расходов приточного наружного воздуха до $L_{\text{пн(мин)}}$.

На рынках имеется широкий выбор аппаратов для улавливания различных по своим физическим и механическим свойствам вредностей. Более десятка лет применяются очистительные аппараты для вентиляции мест проведения сварочных работ. На рис. 4.18 представлена принципиальная схема очистительного агрегата для улавливания сварочных аэрозолей. Через местные прием-

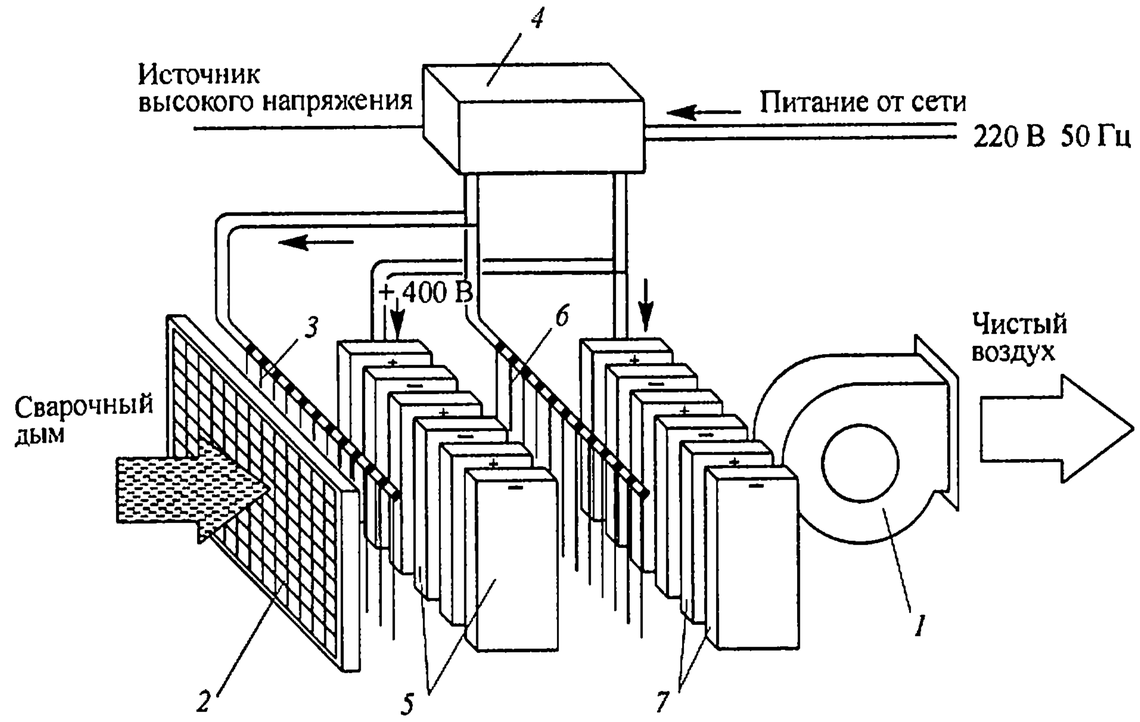


Рис. 4.18. Принципиальная схема местного очистителя вытяжного воздуха от мест сварки

ные устройства, соединенные гибким шлангом с очистительным аппаратом, от работы вентилятора *1*, встроенного в очистительный агрегат, сварочная аэрозоль (дым) засасывается к фильтру *2* грубой очистки. В фильтре грубой очистки *2* улавливаются крупные частицы окислов металлов и пыли размером более 5–10 мкм, содержащиеся в сварочной аэрозоли. Состав окислов металлов в сварочном дыме зависит от состава используемых при сварке электродов. Более мелкие частицы сварочного аэрозоля остаются в воздушном потоке и поступают в электрическое поле, создаваемое подачей на вертикальные коронирующие электроды *3* и *6* тока высокого напряжения 8 кВ от источника высокого напряжения *4*. К источнику тока высокого напряжения *4* от однофазной сети подводится переменный электрический ток напряжением 220 В. В источнике *4* переменный ток выпрямляется и его напряжение по-

вышается до двух значений: 8 кВ и 4 кВ. С напряжением 8 кВ постоянный электрический ток подастся на вертикальные электроды *3* и *6*, соответственно первой и второй ступеней тонкой очистки. Проходя через электрическое поле. создаваемое высоким напряжением на вертикальных электродах *3* и *6*, частицы пыли получают положительный электрический заряд и далее с потоком воздуха поступают в осадительные камеры *5* и *7*. Осадительные камеры первой *5* и второй *7* ступеней очистки состоят из пластин, к которым от источника *4* подведено напряжение в 4 кВ с положительным зарядом. Пластины через одну имеют отрицательный заряд, что обусловливает притягивание к их поверхности положительно заряженных частиц, содержащихся в сварочном дыме. В первой осадительной камере *5* на пластинах с отрицательным зарядом оседают положительно заряженные частицы размером до 1—0,5 мкм. На пластинах второй осадительной камеры *7* оседают положительно заряженные частицы размером до 0,3 мкм. Проведены испытания аппаратов очистки сварочного дыма, образованного от непрерывной часовой работы четырех сварщиков с разными по химическому составу электродами. Перед очистным агрегатом начальная запыленность сварочного дыма составляла 30 мг/м^3, а на выходе из агрегата воздух имел запыленность 1,2 мг/м^3. Средняя эффективность очистки фракции сварочного дыма размером более 0,3 мкм составила до 98%. Такая высокая очистка воздуха от сварочных аэрозолей позволяет очищенный воздух возвращать в цех.

Натурные наблюдения показали, что работа очистительных аппаратов позволяет поддерживать в рабочей зоне цеха концентрацию пыли ниже ПДК.

На фотографии рис. 4.19 показан участок сварки в цехе. У четырех мест сварки расположены приемные воронки *1*, соединенные гибкими воздуховодами *2* с всасывающим коллектором *3*, соединенным с очистительным агрегатом *4*. Питание очистительного агрегата *4* постоянным электрическим током высокого напряжения осуществляется от источника *5*. Очищенный воздух после очистительного агрегата *4* по приточному воздуховоду *6* подается к воздухораспределительному устройству (на фото рис. 4.19 не показан).

На рис. 4.20 показан очистительный агрегат, устанавливаемый в помещениях административно-общественных зданиях, где разрешено курение. По санитарным нормам в помещениях, где разрешено курение, необходимо подавать повышенные нормы приточного наружного воздуха на одного человека 150 м^3/(ч · чел) Для избежания повышенной производительности приточных систем в помещении устанавливаются агрегаты по принципиальной схеме



Рис. 4.19. Фотография участка сварки в цехе с отсосом сварочного дыма от четырех мест сварки в очистительный агрегат

на рис. 4.20*б*. Из помещения воздух засасывается через декоративную решетку *1* и последовательно проходит очистку в фильтре грубой очистки *2* и двухступенчатом электрофильтре *3*. Питание электрофильтров *3* постоянным током высокого напряжения осуществляется от работы источника *4*, подключенного к сети однофазного тока напряжением 220 В.

Принцип работы трех первых ступеней очистки одинаков с описанным выше очистительным агрегатом по схеме на рис. 4.19. Отличительной особенностью является наличие в очистительном агрегате по схеме на рис. 4.20 четвертой заключительной степени тонкой очистки в фильтре *5*, конструктивно выполненном в форме кассет, заполненными полотнами из ткани с угольными волокнами. Активированный уголь и угольные волокна являются высокоэффективными поглотителями различных вредных газов. Испытания показали, что к числу улавливаемых в фильтре *5* вред-

ных газов относятся табачный дым, запах пота, окислы серы и даже болезнетворные бактерии (например, бактерии гриппа). В сорбционном фильтре *5* улавливаются аэрозольные частицы размером 0,01 мкм, что обеспечивает практически чистый воздух Благодаря насыщению воздуха легкими отрицательными ионами

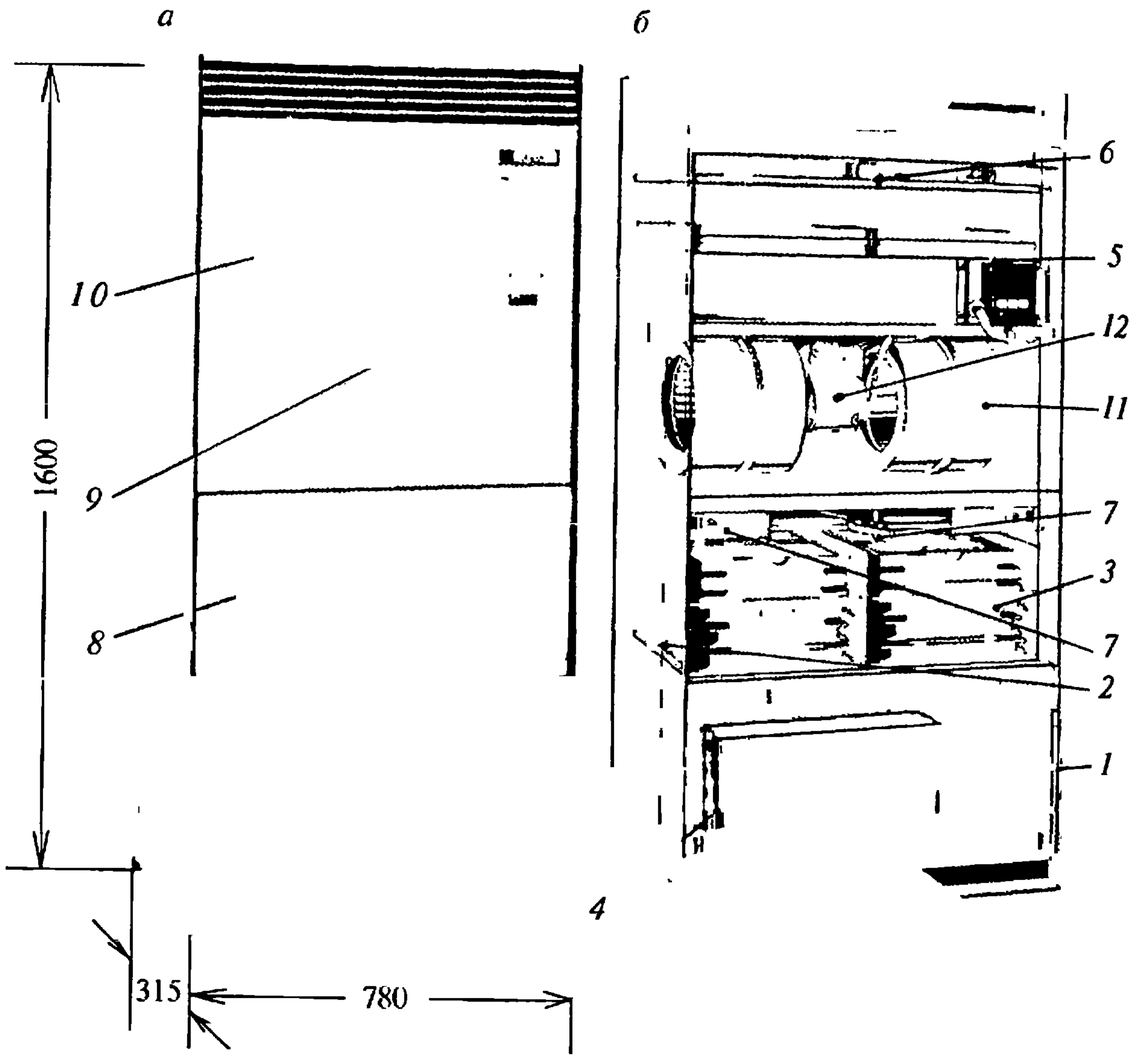


Рис. 4.20. Агрегат тонкой очистки воздуха в помещениях общественных зданий: *а*) внешний вид; *б*) конструктивная схема

обеспечивается придание воздуху свежести воздушной атмосферы горных курортов и морского побережья.

Перемещение воздуха через очистительный агрегат обеспечивается от работы двух радиальных вентиляторов двухстороннего всасывания *11*, приводимых во вращение от однофазного малошумного электродвигателя *12* мощностью 60 Вт. Для обеспечения

безопасной работы в агрегате установлены блокирующие выключатели *7*, контролирующие положение открывающейся нижней дверцы *8*, обеспечивающей доступ для ревизии электрофильтров *3*. При открывании дверцы *8* выключатели прекращают подачу тока высокого напряжения к электрофильтрам *3*.

Контроль за работой очистительного агрегата осуществляется от панели *9* через дверцу *10*. На панели *9* предусмотрен ручной пускатель и две контрольные лампочки. При включении очистительного агрегата загорается лампочка зеленого цвета. При накоплении пыли на осадительных пластинах электрофильтров *3* загорается красная лампочка, сигнализирующая о необходимости остановки агрегата и промывки осадительных пластин электрофильтров *3*. Фильтр грубой очистки *2* промывается по мере его запыления. что устанавливается опытом эксплуатации в конкретных условиях (обычно раз в месяц). Фильтр сорбционный очистки *5* по мере накопления в нем вредностей восстанавливается путем заполнения кассет новыми полотнами из угольной ткани (обычно через 3 -4 месяца применения).

Показанный на рис. 4.20 очистительный агрегат потребляет в час 180 Вт электроэнергии и обслуживает помещение площадью до 80 м^2. Масса агрегата 90 кг.

В настоящее время на рынке имеется большой выбор различного конструктивного и внешнего оформления очистительных аппаратов для различных помещений. Начиная от жилых комнат, для которых разработаны и выпускаются переносные массой 1–2 кг агрегатные фильтры круглой и прямоугольной формы. Для промышленных зданий выпускаются как стационарные (например, монтируемые на стене, как показано на фото рис. 4.19), так и передвижные с гибкими или телескопическими шлангами с заборными устройствами, располагаемыми над местами выделения вредностей. Рекомендуется расширять области применения очистительных агрегатов, позволяющих сократить вентиляционные выбросы в атмосферу и, тем самым, способствовать охране воздушной среды и снижению расхода топливно-энергетических ресурсов на функционирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Глава 5

НОВЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОМ, ХОЛОДОМ И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЕЙ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Традиционно СКВ обеспечиваются теплом и электроэнергией от центральных источников. Системы централизованного теплоснабжения получили большое развитие в нашей стране. Длительная эксплуатация протяженных теплосетей выявила их серьезные недостатки:

— значительные (до 50%) потери тепла в трубопроводах с плохой теплоизоляцией и находящихся под воздействием грунтовых вод;

— частые аварии из-за изношенности трубопроводов и прекращение из-за этого отопления зданий на значительной территории городов и поселков;

— высокая стоимость сооружения и эксплуатации сети трубопроводов и связанного с их обслуживанием хозяйства;

— инерционность протяженных сетей и перерасходы тепла при суточных изменениях погодных условий.

В отдельных районах страны часты сезонные аварийные ситуации в централизованных сетях электроснабжения, вызванные снегопадами, обледенением проводов при потеплении и затем резким похолоданием. Рассматриваемые ниже новые методы тепло- и электроснабжения позволяют избежать перечисленных выше недостатков.

5.1. Новые методы тепло- и холодоснабжения в жилых зданиях

При строительстве современных жилых многоэтажных зданий в кухнях квартир устанавливаются электрические плиты. Это потребовало подведения к квартирам силовой электропроводки мощностью не менее 12 кВт. В дневные часы эта электрическая мощ-

ность расходуется жильцами на приготовление пищи, освещение, работы электропотребляющих бытовых аппаратов (холодильники, телевизоры, утюги, пылесосы, стиральные машины). Вся потребляемая в квартире электроэнергия переходит в тепло, которое в традиционных системах естественной или механической вытяжной вентиляции выбрасывается наружу. Дополнительные тепловыделения в квартирах имеют место от потребления горячей воды на мытье посуды, мытье в душе или ванной, стирку белья. Наши расчеты показывают, что утилизация выбросного тепла из квартир в дневные часы холодного периода года полностью покрывает потребности квартир в теплоте на компенсацию трансмиссионных теплопотерь через ограждающие конструкции и нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха [8]. Наиболее энергетически эффективной являются двухступенчатая утилизация теплоты вытяжного воздуха, принципиальная схема которой рассмотрена выше в описании к рис. 2.9. Проведены натурные испытания схемы двухступенчатой утилизации в системе отопления, вентиляции и кондиционирования коттеджа площадью 260 м^2, построенного при участии автора в Московской области. Эти испытания показали, что энергетический показатель преобразования электрической энергии в тепловую составляет 8 кВт · ч тепла на 1 кВт · ч, электроэнергии, затраченной на работу аппаратов в схеме двухступенчатой утилизации. В Московской области утвержден двухставочный тариф оплаты за потребляемую электроэнергию:

— с 23^{00} до 7^{00} стоимость 0,11 руб/(кВт · ч);

— в остальное время суток 0,44 руб/(кВт · ч).

Наибольшие нагрузки на системы отопления в жилых зданиях имеют место в ночные часы суток, когда наблюдаются наиболее низкие температуры наружного воздуха, нет солнечной радиации и малы бытовые тепловыделения в жилых помещениях, которые составляют не более 10 Вт/м^2, что обязательно учитывается при определении нагрузок на системы отопления [15]. Поэтому основное время работы компрессора в режиме теплового насоса, потребляющего наибольшую долю электроэнергии, расходуемой в двухступенчатой схеме утилизации, приходится на ночные часы холодного периода года при низких температурах наружного воздуха. Стоимость 8 кВт · ч тепла, вырабатываемых от расхода 1 кВт · ч электроэнергии, в ночные часы оценивается:

$$C_{\text{т.двк.ут.н}} = \frac{0{,}11}{8} = 0{,}014 \text{ руб/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

В традиционных системах централизованного теплоснабжения стоимость 1 кВт · ч тепла составляет порядка 0,3 руб. Сравнение показывает, что новые методы теплоснабжения зданий путем утилизации теплоты вытяжного воздуха обеспечивают работу систем отопления и вентиляции с оплатой энергии дешевле в 0,3/0,014 = = 21,5 раза. Стоимость аппаратов двухступенчатой утилизации оказывается ниже стоимости сооружения протяженных присоединительных трубопроводов, оплаты за присоединение к сетям теплоснабжения, уменьшении стоимости сооружения ИТП. В дневные часы холодного периода года при активной жизнедеятельности хозяев квартир бытовые тепловыделения возрастают до 20–40 Вт/м^2. Это обусловливает рост температуры удаляемого вытяжного воздуха и, соответственно. повышение тепловой эффективности работы установки утилизации с насосной циркуляции антифриза (первая ступень утилизации) при остановленном компрессоре (вторая ступень), что обеспечивает повышение энергетического показателя преобразования 1 кВт · ч электроэнергии в 16 кВт · ч тепла. Тогда в дневные часы стоимость утилизируемой теплоты составит:

$$C_{\text{т.у.д}} = \frac{0{,}44}{16} = 0{,}028 \text{ руб/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Или теплота, утилизируемая в дневные часы, дешевле теплоты центральных систем отопления в 0,3/0,028 = 10,7 раза.

Благодаря применению двухступенчатой утилизации теплоты вытяжного воздуха нагрузка на системы отопления и вентиляции в жилых зданиях сокращается на 80%. Оставшиеся 20% потребностей в теплоте энергетически и экономически рационально компенсировать местными системами теплоснабжения. В жилых домах с электрическими плитами потребление электроэнергии в ночные часы сокращается на 90% от дневных нагрузок. Ночное снижение потребления электроэнергии из централизованных сетей создает значительные трудности для электростанций. Необходимо снижать выработку электроэнергии или передавать ее по протяженным сетям в регионы страны, где другие временные пояса. Для снятия ночных провалов электроэнергии в Москве и Московской области под г. Сергиев Посад построена гидравлическая система ночного потребления электроэнергии насосами, перекачивающими воду из нижнего водоема в верхний. В дневные часы суток вода из верхнего водоема служит источником выработки электроэнергии на гидравлических турбинах.

Автором совместно с Ю. А. Сарумовым предложено в ночные провалы электрических нагрузок в жилых домах с электрическими плитами использовать электроэнергию для ночного нагрева воды на цели отопления и горячего водоснабжения.

На рис. 5.1 показан типовой этаж в многоэтажном жилом здании, проект которого разработан под руководством Ю. А. Сарумова при участии автора. На техническом этаже дома располагается

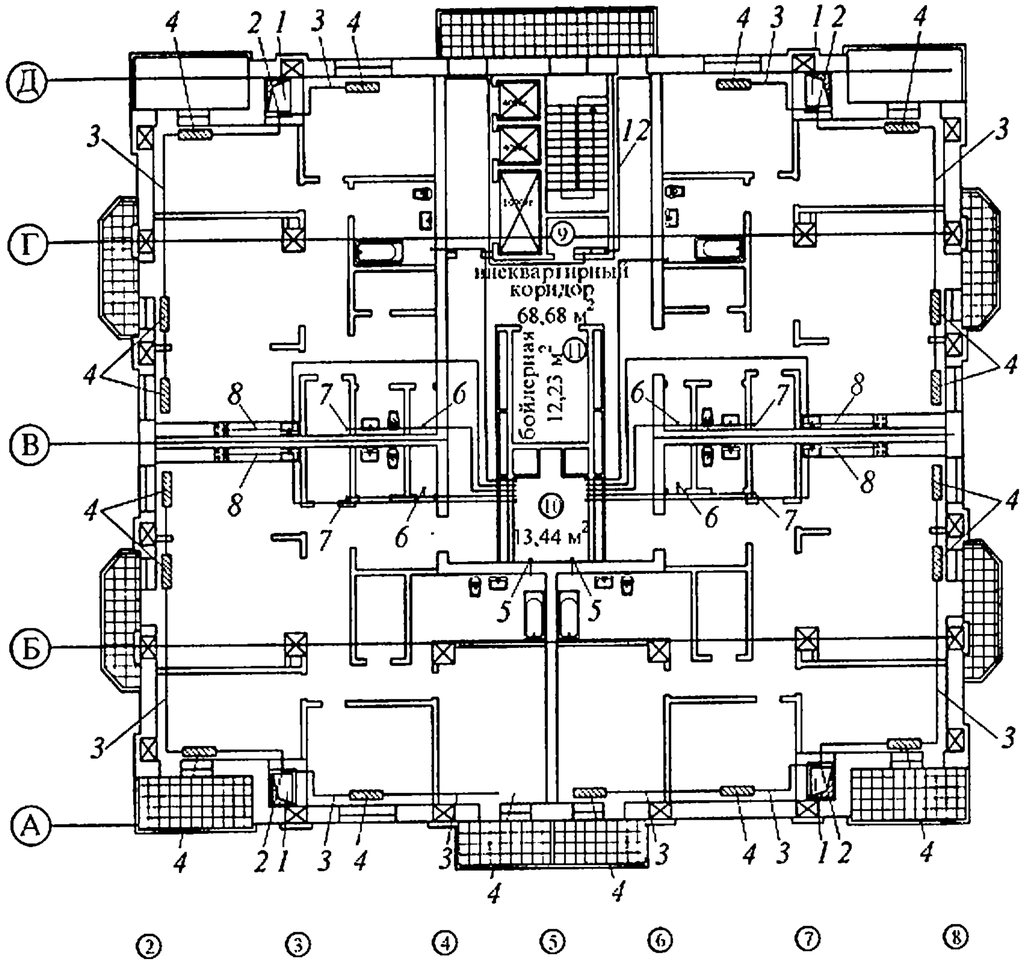


Рис. 5.1. Типовой этаж многоэтажного жилого дома с расположением на этаже оборудования систем теплоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха

два приточно-вытяжных агрегата, обеспечивающих круглогодовое приготовление и подачу в жилые помещения санитарной нормы приточного наружного воздуха и вытяжку из квартир отепленного и загазованного воздуха. В приточно-вытяжных агрегатах встроено оборудование для двухступенчатой утилизации теплоты вытяжного воздуха, что позволяет нагревать приточный наружный

воздух в расчетных условиях холодного периода года с температуры $t_н = -26\,°C$ до $t_{пн} = 10\,°C$. Приготовленный приточный воздух по вертикальным шахтам *1* подводится к распределительным устройствам *2* для каждой квартиры. От распределительных устройств *2* по воздуховодам *3*, заделанным в заливку пола квартир, приготовленный наружный воздух подводится к камерам первичного воздуха доводчиков эжекционных *4*, установленных под окнами комнат по схеме, показанной на рис. 2.4. Отепленный и загазованный воздух через вытяжные воздуховоды *5*, *6*, *7* и *8* поступает в вытяжную вертикальную шахту *10*, из которой через сборные коллекторы вытяжной воздух поступает к вытяжному агрегату на техническом этаже здания.

Для снабжения горячей водой теплообменников доводчиков эжекционных *4* и горячего водоснабжения квартир в помещении бойлерной *11* монтируются водяные баки с электронагревателями. На каждую квартиру на этаже в бойлерной *11* монтируются свои баки электронагрева воды. Для создания воздушных тепловых завес по вертикальным шахтам *9* на этажи подается подогретый воздух, который через воздуховоды *12* подводится к воздушным завесам.

На рис. 5.2 показана принципиальная схема размещения в помещении бойлерной на этаже оборудования для теплоснабжения

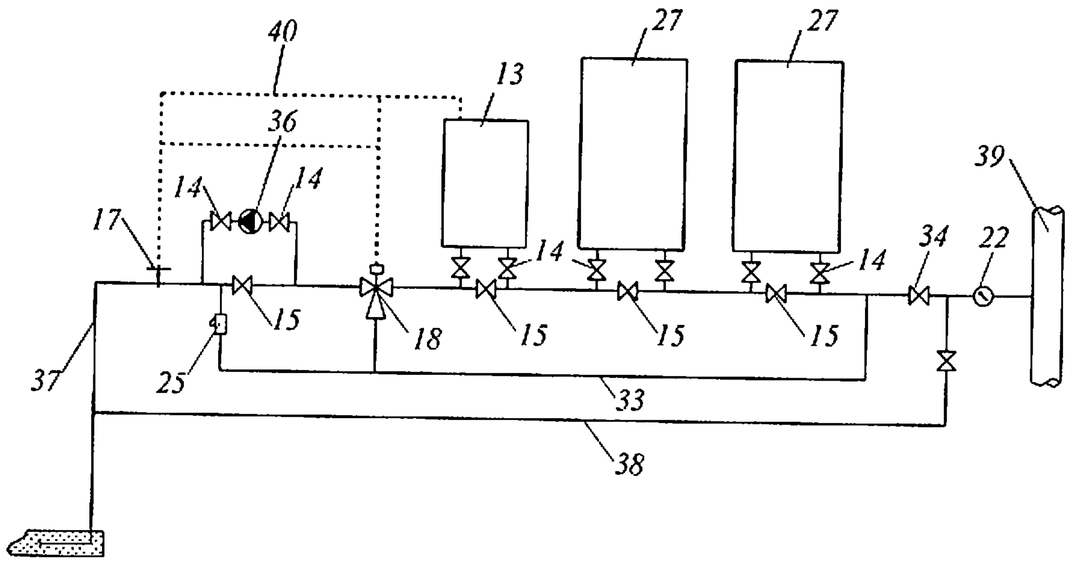


Рис. 5.2. Принципиальная схема автономного горячего водоснабжения квартиры с использованием для нагрева воды в ночное время суток электроэнергии по льготным тарифам двухставочной оплаты

квартиры на примере системы горячего водоснабжения. Из общего водопроводного вертикального коллектора *39* по отводу *37* через счетчик расхода *22* поступает вода холодного водоснабжения на три объекта потребления в квартире. По отводу *38* вода холодного водоснабжения поступает в квартиру по трубопроводам, уложенным в полу, от которых по вертикальным стоякам осуществляется присоединение к местам водоразбора. По трубопроводу после вентиля *34* холодная вода последовательно проходит для нагрева электрическими нагревателями в емкостных баках *27* и скоростном водонагревателе *13*. В расчетном потреблении жильцами горячей воды достаточно запаса нагретой до температуры $t_{wr.бак} = 90\,°C$ в баках-аккумуляторах *27*. При открытых вентилях *14* и закрытых вентилях *15* от работы насоса *36* горячая вода забирается из баков *27* и смешивается с холодной водопроводной водой, поступающей по обводному трубопроводу *33* к трехходовому смесительному автоматическому клапану *18*. Температура смешения $t_{wr.} = 50\,°C$ контролируется датчиком *17*, имеющим импульсную связь с электроприводом трехходового смесительного клапана *18*.

Если жильцы допускают перерасход горячей воды, нагретой ночью в баках *27*, то в скоростной водонагреватель *13* через баки *27* будет поступать холодная водопроводная вода. Датчик контроля температуры нагретой воды, установленный в баке скоростного водонагревателя и связанный с датчиком *17* контроля $t_{wr} = 50\,°C$, подаст команду на включение днем электронагревателей в скоростном водонагревателе *13*. Нагретая в скоростном водонагревателе *13* вода будет источником горячего водоснабжения квартиры, где жильцы перерасходовали установленную нормую. Жильцам придется за перерасход платить дороже, так как в скоростном водонагревателе используется электроэнергия, которая учитывается по счетчику дневного замера и стоимость этой энергии в четыре раза выше ночного тарифа. По трубопроводу *37*, уложенному в заливке пола, горячая вода подводится в квартире к местам ее водоразбора.

С помощью вентилей *15* можно открывать проход по обводным трубопроводам у баков *27*, *13* и насоса *36*. Регулировочный вентиль *25* обеспечивает контроль давления в сети горячего водоснабжения. Принципиальная схема подготовки горячей воды для системы отопления квартиры сходна со схемой на рис. 5.2. Отличие заключается в том, что к автоматическому смесительному клапану *18* и к водонагревательным бакам *27* и *13* сделаны отводы от обратного трубопровода системы отопления. Датчик *17* контролирует постоянство начальной температуры горячей воды

для системы отопления $t_{wr1} = 40\,^{\circ}C$ путем смешения обратной воды с температурой $t_{wo6} = 30\,^{\circ}C$ с нагретой ночью в баках *13* и *27* горячей водой с температурой $t_{wr.бак} = 90\,^{\circ}C$. Подающий и обратный трубопроводы системы отопления проложены в заливке пола квартиры и имеют вертикальные стояки для присоединения к теплообменникам ДЭ. У теплообменников ДЭ установлены регулировочные вентили для расхода горячей воды по желаемой величине температуры воздуха в жилых комнатах.

В дневные часы и переходный период года нагрева воды в баках *13* и *27* на нужды отопления не требуется, так как трансмиссионные теплопотери покрываются бытовыми тепловыделениями, а нагрев наружного воздуха обеспечивается в установке утилизации с насосной циркуляцией антифриза, включенной в конструкцию центральных приточно-вытяжных агрегатов, смонтированных на техническом этаже здания. По нашим расчетам удельные годовые затраты энергии на работу систем отопления и вентиляции составляет порядка $40\,кВт \cdot ч/(м^2 \cdot год)$.

По нормам МГСН [15] для многоэтажных жилых зданий величина удельного годового расхода тепла не должна превышать $95\,кВт \cdot ч/(м^2 \cdot год)$. Предлагаемая система автономного теплоснабжения жилых зданий позволяет экономить энергию в следующих % по сравнению с нормами [15]:

$$\frac{95 - 40}{95} \times 100 = 58\%.$$

Это указывает на высокую энергетическую эффективность предложенных принципиально новых автономных систем теплоснабжения, отопления и вентиляции жилых зданий.

Наличие в приточно-вытяжном агрегате холодильной машины позволяет в теплое время года использовать ее в режиме охлаждения приточного наружного воздуха, подаваемого к камерам первичного воздуха ДЭ, установленным в жилых комнатах квартир.

Для достижения экономии энергии на охлаждение необходимо провести анализ особенностей формирования теплового режима в жилых комнатах. Фирма «Даичи»*) располагает оригинальной программой для анализа на компьютере особенностей формирования теплового режима в помещениях. Под руководством

*) Москва, тел. (095) 73-73-733; факс (095) 73-73-732.

автора сотрудник фирмы А. Б. Харитонов провел анализ особенностей формирования тепловых режимов в комнате, имеющей внутренние строительные перегородки из бетонных плит толщиной 140 мм. Наличие мебели и других предметов в комнате не учитывалось. Анализ выполнен для 6 суток в июне при расчетных температурах наружного воздуха в климате Москвы по параметрам Б [18] при дневной максимальной температуре наружного воздуха $t_н = 28{,}5\,^{\circ}C$. В ночные часы температура наружного воздуха снижается до $18.1\,^{\circ}C$, что отвечает нормируемой суточной амплитуде $10{,}4\,^{\circ}C$ [18]. Трансмиссионные теплопритоки через наружные ограждения достигают максимума в 13 часов. В ночные часы трансмиссионных теплопритоков нет. В дневные часы имеют место теплопритоки от людей и электроприборов.

На рис. 5.3 показаны графики суточных колебаний температур наружного $t_н$ и внутреннего $t_в$ воздуха. Из графиков хорошо прослеживается нарастание температуры внутреннего воздуха $t_в$ за шесть суток, что обусловлено постепенным дневным прогревом и накоплением теплоты в строительных конструкциях квартир. На пятые сутки температура внутреннего воздуха равна $t_в = 28{,}7\,^{\circ}C$ в 13 часов и становится выше расчетной температуры наружного воздуха $t_п = 28{,}5\,^{\circ}C$. На шестые сутки температура внутреннего воздуха достигает наибольшего значения $t_в = 29{,}3\,^{\circ}C$. Полученный расчетный характер нарастания температуры внутреннего воздуха при непрерывном стоянии жарких летних дней хорошо согласуется с натурными наблюдениями в жилых помещениях, где в комнате нет принудительной подачи приточного наружного воздуха или местных установок для охлаждения внутреннего воздуха (например, воздухоохладителей сплит систем). Повышение температуры внутреннего воздуха выше допустимых параметров [18] отрицательно сказывается на самочувствии и здоровье людей, которые даже в ночные часы из-за радиации от нагретых за день внутренних стен, испытывают тепловой дискомфорт. Как говорят на бытовом уровне — люди изнывают от жары.

Применение организованной приточно-вытяжной вентиляции позволяет обеспечить охлаждение помещений. Из графика на рис. 5.3 видно, что температура наружного воздуха ниже ее комфортного значения $t_в = 25\,^{\circ}C$ [18] сохраняется более 68% времени суток. Из этого следует важный вывод, что принудительная подача в помещение воздуха с температурой $t_н < 25\,^{\circ}C$ позволяет охлаждать ограждающие конструкции, мебель и другие предметы, находящиеся в жилой комнате. Использование естественного хо-

лода наружного воздуха является эффективным и энергетически рациональным средством улучшения микроклимата в жилых помещениях.

На рис. 5.4 представлены графики суточного изменения температур наружного $t_н$ и внутреннего $t_в$ воздуха за шесть суток

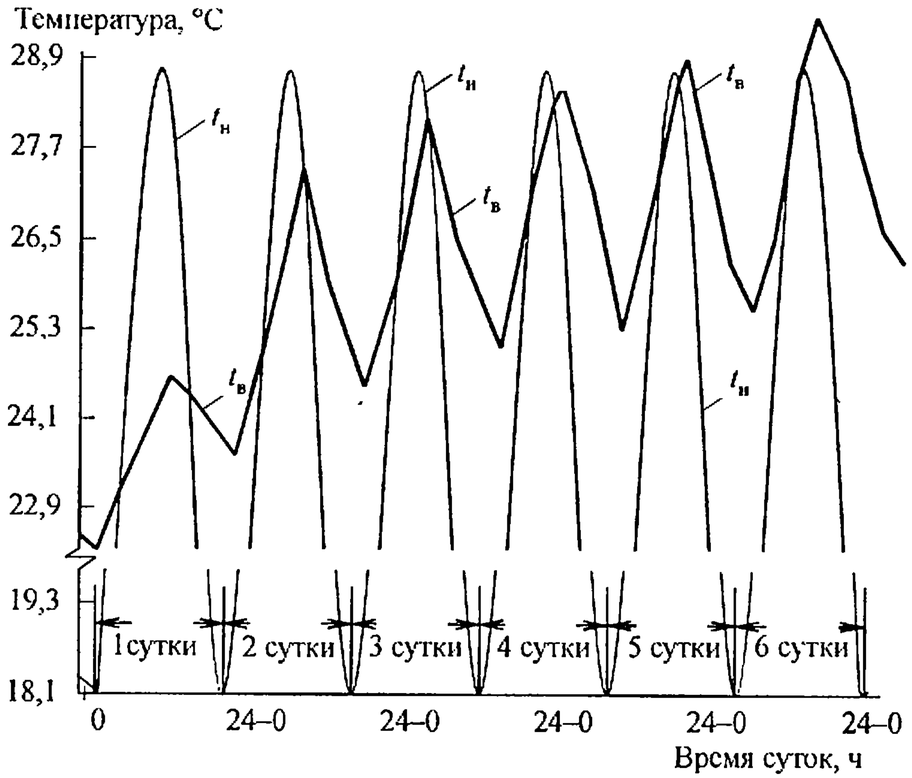


Рис. 5.3. Графики изменения за шесть суток температур наружного ($t_н$) и внутреннего ($t_в$) воздуха в помещениях без средств охлаждения и принудительной приточной вентиляции

жарких дней в июне при повышении днем температуры наружного воздуха до 28,5 °С — расчетных параметров Б в климате Москвы [18]. В ночные часы $t_н$ снижается до 18,1 °С, как это регламентируется нормами суточных изменений температуры наружного воздуха [18]. В рассматриваемом жилом помещении трансмиссионные и бытовые теплопоступления одинаковы с данными по рис. 5.3. В ночные и дневные часы при $t_н < 25$ °С в жилое помещение подается наружный воздух, что обеспечивает охлаждение помещения естественным холодом и температура внутреннего воздуха $t_в$ сохраняет значения на комфортном уровне. Холодильная машина для подачи холода в местных воздухоохладителях включается только при достижении $t_в \geqslant 25$ °С. Из графиков на рис. 5.4 видно, что время работы холодильной машины изменяется по суткам непрерывного стояния расчетного $t_н = 28{,}5$ °С. В первые

сутки наступления жарких дней работы холодильной машины не потребовалась. И только от подачи холодного наружного воздуха и накопления ночного холода в строительных конструкциях удается поддерживать $t_в = 24{,}6$ °С, что отвечает тепловому комфорту [18]. Во вторые сутки из-за накопления стенами комнат в дневные часы

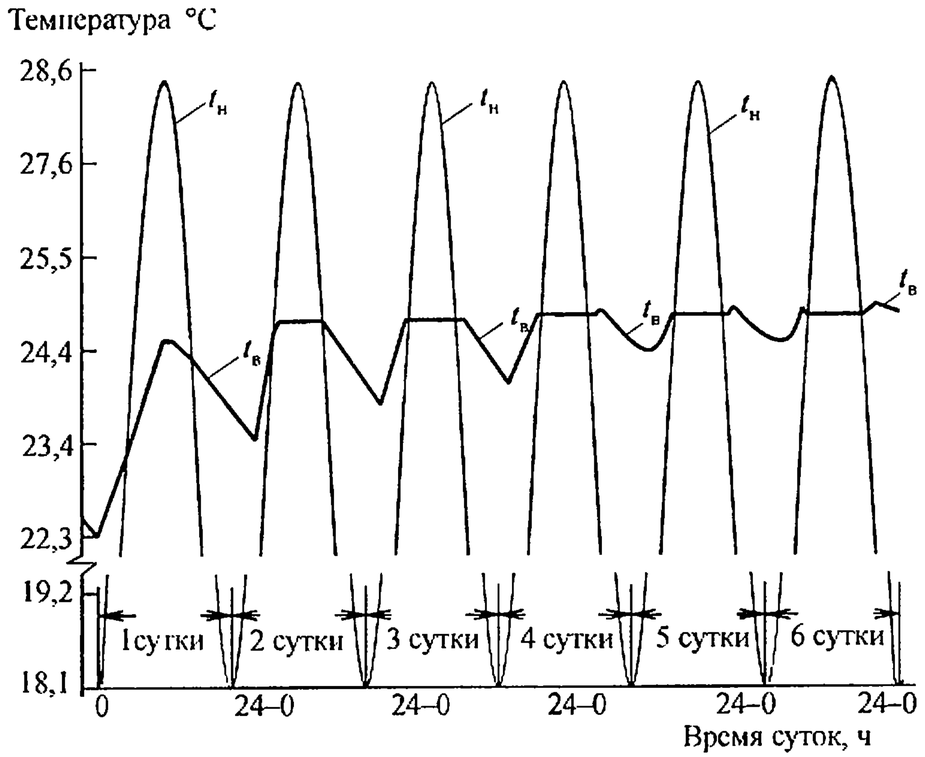


Рис. 5.4. Графики изменения за шесть суток температур наружного ($t_н$) и внутреннего ($t_в$) воздуха в помещениях, в которые ночью подавался холодный наружный воздух, а днем автоматически включались воздухоохладители

теплоты время работы холодильной машины составило 28% продолжительности времени суток. На третьи сутки время работы холодильной машины возросло до 33% продолжительности времени суток. На шестые сутки стояния жарких дней время работы холодильной машины возросло до 45% продолжительности времени суток.

Результаты расчетов по графикам на рис. 5.4 позволяют сделать следующие выводы:

— для сокращения времени работы холодильных машин в составе СКВ зданий энергетически целесообразно в теплый период года во время состояния $t_н < 25$ °С увеличивать производительность приточных агрегатов по подаче в помещения наружного приточного воздуха, что позволяет увеличить отвод тепла от вну-

тренних строительных конструкций, мебели и других предметов в комнатах;

— конструктивно ночное повышение притока наружного воздуха выполняется путем применения приводных электродвигателей у приточных и вытяжных вентиляторов на две скорости вращения. В расчетных условиях холодного и теплого периодов года энергетически рационально производительность приточных и вытяжных вентиляторов поддерживать на минимально-неизбежном уровне, регламентированном саннормами [18]. В теплый период года в условиях $t_н < 25\,°C$ электродвигатели вентиляторов переводятся на повышение расхода приточного наружного и отепленного вытяжного удаляемого воздуха. В жилых помещениях, где нет установок кондиционирования, уменьшение перегрева комнат может быть достигнуто путем открытия летом окон и установки около них вентиляторов, что позволит интенсифицировать режимы ночного охлаждения стен, пола и мебели.

5.2. Новые методы тепло- и холодоснабжения СКВ в административных зданиях

В зависимости от предполагаемого режима работы и использования помещений административного здания принимаются рациональные схемы СКВ и их тепло- и холодоснабжения. Если здания используются одной организацией, с одинаковым режимом работы помещений, рациональной может быть местно-центральная СКВ с расположением приточного агрегата, холодильной машины и теплового пункта в подвале и вытяжных установках на техническом этаже. Для зданий, где помещения будут сдаваться в аренду, рационально размещать оборудование центральных приточных агрегатов на каждом этаже. Центры теплоснабжения и холодоснабжения могут быть на этажах или в подвальном помещении. В последнем случае на этаже должны быть счетчики расхода тепла и холода. Производительность по воздуху приточных и вытяжных установок энергетически рационально в расчетных условиях холодного и теплого периодов года поддерживать на минимально-допустимом уровне, определяемом саннормами [18]. Необходимо отметить, что в административных зданиях саннорма приточного наружного воздуха в два раза больше, чем в жилых помещениях, и составляет $60\,м^3/(ч \cdot чел)$. При современных методах повышения термического сопротивления ограждающих конструкций в холодный период года доля трансмиссионных теплопотерь в общей

нагрузке на системы отопления снижается до 10%. Наибольшая составляющая нагрузки на системы отопления и вентиляции приходится на подогрев саннормы приточного наружного воздуха.

В современных административных зданиях характерно наличие в служебных помещениях большого количества служебного оборудования, потребляющего электроэнергию (персональные компьютеры, ксероксы и др.), которая переходит в тепло. Расчеты показывают, что постоянные тепловыделения от работы служебного оборудования и людей составляют более $40\,Вт/м^2$. В рабочих режимах функционирования помещений административных зданий внутренние тепловыделения полностью перекрывают трансмиссионные теплопотери. В работе [8] показано, что даже в расчетных условиях холодного периода года в климате Москвы в рабочие часы при подаче в помещения наружного приточного воздуха с температурой $t_в = t_{пн} = 20\,°C$ нужно отводить тепловыделения. Поэтому выбор энергетически рациональных режимов работы СКВ достигается регулированием тепло- или холодопроизводительности местных установок, монтируемых непосредственно в обслуживаемом помещении. Наличие значительных внутренних тепловыделений определяет интенсивные тепловые потоки под потолок. При традиционных схемах организации воздухообмена сверху-вверх приточный воздух возвращает часть загазованного теплого воздуха из верхней в рабочую зону, что выравнивает температуры воздуха по высоте, ухудшает санитарно-гигиенические качества воздуха в рабочей зоне и снижает температуру вытяжного воздуха.

В современных административных зданиях применение установок утилизации вытяжного воздуха является обязательным элементом систем теплоснабжения и обеспечивает значительное (до 60%) снижение расходов тепла от центральных источников.

Энергетически наиболее эффективно применение в помещениях административных зданий доводчиков эжекционных ДЭ, устанавливаемых под окнами по схеме, как это показано на рис. 2.4. Для административных помещений в рабочие часы использования комнат в холодный период года под потолком собирается теплый воздух с температурой до 26 °С. Это повышает энергетическую эффективность использования установок утилизации теплоты вытяжного воздуха. При применении двухступенчатой утилизации достигается до 90% снижения расхода тепла на цели отопления и вентиляции. Использование ДЭ позволит подавать в помещения нагретый в установке двухступенчатой утилизации централь-

ного кондиционера приточный наружный воздух с температурой $t_{\text{пн}} = 8{,}6\,^{\circ}\text{C}$, который служит источником естественного холода для поглощения внутренних тепловыделений.

Для современных административных зданий характерно применение значительного количества служебных аппаратов, интенсивного освещения и других устройств, потребляющих значительные мощности электроэнергии. Поэтому удельные тепловыделения в таких помещениях достигают 40–80 Вт/м^2, что перекрывает расчетные теплопотери через наружные ограждения [8]. Подача от ДЭ первичного воздуха с температурой $t_{\text{пн}} = 8{,}6\,^{\circ}\text{C}$ позволяет полезно использовать теплоизбытки для его догрева до комфортных температур $t_{\text{в}} = 20{-}22\,^{\circ}\text{C}$ для холодного периода года [18].

В административных зданиях потребление значительной электрической мощности характерно только для дневного и вечернего периодов. В ночные часы льготных тарифов оплаты подведенная к зданию электрическая мощность не используется. Наши расчеты [8] показывают, что использование ночного аккумуляционного нагрева воды на нужды ночного отопления и дневного горячего водоснабжения энергетически и экономически более выгодно, чем использование традиционных методов централизованного теплоснабжения от ТЭЦ. При использовании административного здания одной организацией рационально применять электроаккумулирующее оборудование для ночного накопления тепла для всего здания и располагать это оборудование в техническом подвале. При использовании административного здания для сдачи в аренду по этажам оборудование СКВ и ночного аккумуляционного нагрева воды рационально расположить по этажам. Это позволит выбирать режимы работы местных систем теплоснабжения и СКВ с учетом загруженности этажей арендующими организациями, вести учет расхода энергии по этажам.

Затраты на сооружение в административных зданиях автономных систем теплоснабжения и СКВ с доводчиками эжекционными по нашим оценкам составляет не более 100 у.е./м^2. Традиционные системы стоят значительно дороже (до 160 у.е./м^2). Так например, стоимость строительства многоэтажного административного здания фирмы «Макдональдс» на ул. Тверской в Москве составила 12 млн у.е. Здание имеет площадь 9000 м^2. Удельная стоимость здания составила:

$$\overline{C}_{\text{зд}} = \frac{12000000}{9000} = 1300 \text{ у.е./м}^2.$$

По результатом обобщения зарубежных и отечественных проектов административных зданий, оснащенных СКВ и имеющих централизованное теплоснабжение, стоимость этих систем составляет 15% от общей стоимости здания. Вычисляем удельную стоимость традиционных систем в административном здании:

$$\overline{C}_{\text{скв}} = 0{,}15 \times 1300 = 195 \text{ у.е./м}^2.$$

Достигаемая экономия в стоимости сооружения оборудования новых методов теплоснабжения и кондиционирования по сравнению с традиционными системами составляет:

$$\frac{195 - 100}{195} \times 100 = 49\%.$$

Дополнительным преимуществом предлагаемых новых автономных систем теплоснабжения и местно-центральных СКВ, функционирующих по энергосберегающей технологии, является снижение в три раза стоимости тепла и электроэнергии, потребляемой круглогодично этими системами, по сравнению с традиционными решениями.

Известно, что системы централизованного электро- и теплоснабжения от ТЭЦ или теплоснабжение от районных котельных, начиная с 50-х годов, получили основное применение в России. За последнее время из-за изношенности оборудования и трубопроводов часто возникают аварийные ситуации и значительные трудности в нормальном электро- и теплоснабжении целых городов и поселков.

При строительстве крупных комплексов в существующих районах городов часто нет свободных мощностей по электроэнергии и теплу, которые требуются для функционирования вновь строящихся объектов. Местное руководство ставит перед застройщиками и инвесторами требования в выделении значительных средств для расширения и реконструкции существующих централизованных источников энергоснабжения. Такие требования заставляют инвесторов вкладывать значительные средства в объекты, которые не будут их собственностью и не имеют перспектив к окупаемости.

Принципиально другие возможности открываются перед инвесторами при переходе на строительство собственных автономных источников электро-, тепло-, холодоснабжения. Зарубежными фирмами за последние годы созданы и широко применяются автономные газогенераторные установки, вырабатывающие электроэнергию. Системы жидкостного охлаждения двигателя и отходящих дымовых газов позволяют получать тепло в форме горячей

воды с температурой до 110 °С или пар низкого давления. Вкладывая средства в строительство автономного источника, который становится собственностью инвестора, создается независимость от постоянного повышения стоимости электроэнергии и тепла. На рынке имеется большой выбор автономных газогенераторов мощностью по выработке электроэнергии от 40 кВт (отдельный семейный дом) до 5000 кВт (крупные здания и комплексы). Благодаря использованию теплоты охлаждающей системы двигателя и отходящих дымовых газов одновременно с выработкой электроэнергии обеспечивается получение горячей воды. В зависимости от размеров и эффективности теплообменника утилизации теплоты выбросных дымовых газов удается на каждый киловатт выработанной электроэнергии получать от 1,1 до 1,6 кВт тепла.

Раздел написан совместно с безвременно ушедшим из жизни крупнейшим специалистом по системам ВОК Кронфельдом Я.Г.

В холодный период года потребность в тепле на цели работы систем отопления, вентиляции является максимальной в ночные часы, когда потребность в электропотреблении здания снижается до 10% от расчетных дневных нагрузок. Пропорционально снижению выработки электроэнергии снижается и выработка тепла. Несовпадения максимальных расчетных нагрузок покрываются применением баков-аккумуляторов, где в дневные часы накапливается избыток вырабатываемого тепла от работы электрогенератора.

На отопление зданий наибольшие потребности в тепле имеют место в ночные часы из-за ночного понижения температуры наружного воздуха, отсутствия солнечной радиации и очень малых внутренних тепловыделений (ночное освещение, мало людей). Поэтому на крупных строительных объектах принимают решения о дополнительной установке пиковых котлов на газовом топливе. В целях повышения надежности и гибкости регулирования производства электроэнергии целесообразно энергетический автономный центр оборудовать не менее, чем из 4–5 газогенераторных агрегатов. Ступенчатым включением и выключением газогенераторных агрегатов осуществляется регулирование потребления электрической энергии в объекте. Потребление тепла объектом принимается с учетом не только работающих электротеплогенераторов, но и наличия бака-аккумулятора горячей воды или пиковых газовых котлов.

В теплый период года потребность в тепле зданий значительно снижается и на горячее водоснабжение здания расходуется не более 20% расчетной тепловой производительности автономного источника, который можно назвать мини-теплоэлектростанцией (ТЭС). Излишки тепла от работы электротеплогенераторов в теплый период года традиционно сбрасываются в атмосферу через воздухоохладители или градирни.

Принципиально другие возможности повышения энергетических показателей ТЭС появляются при использовании сбросного тепла в теплый период года для выработки холода для систем кондиционирования воздуха (СКВ) и другие нужды здания. С помощью тепла выработка холода достигается в абсорбционных холодильных машинах. Для применения в комплексе мини-ТЭС наиболее подходят абсорбционные холодильные машины типа ABSC, работающие на теплоносителе — горячая вода с перепадом температур 110 °С/70 °С. Компания «TRANE» выпускает 22 типа размера абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин на холодопроизводительность от 390 до 6000 кВт.

Одним из характерных примеров автономного энергоэкономичного варианта осуществления автономного электро-, тепло-, холодоснабжения является построенный под Москвой торговый комплекс «Три кита». Правительство Московской области выделило инвестору строительную площадь у Минского шоссе. В качестве источника энергоснабжения выделено газовое топливо среднего давления, а электрическую и тепловую энергию инвестору нужно было обеспечивать самому. Учитывая, что помещения торгового центра нуждаются в работе СКВ, инвестор принял решение строить комплексный автономный центр выработки от сжигания газа электроэнергии, горячей и холодной воды.

На расстоянии 60 м от здания торгового центра построено специальное здание из двух частей. Внешний вид здания показан на фото рис. 5.5. В одной части этого здания размером 20 × 15 м и высотой 6 м смонтированы четыре газовых генератора электрической мощностью по 1449 кВт и тепловой мощностью 1471 кВт каждый. Во второй части этого здания размером 20 × 15 × 6 (высота) м размещены две абсорбционные холодильные машины типа ABSC-520 холодопроизводительностью 1100 кВт каждая. Огнезащитная стена разделяет обе половины здания, в каждой из которых предусмотрен самостоятельный вход и выход.

На рис. 5.6 представлена принципиальная схема комплексного электро-, тепло-, холодоснабжения торгового центра «Три кита». Теплоэлектрогенератор австралийской фирмы «Йенбахер» работает от сжигания газового топлива в двигателе *1*, поступающего через соответствующую автоматику по трубопроводу *22*. Вращение вала

двигателя *1* переподастся на электрогенсратор *2*. Вырабатываемая электроэнергия через распределительный электрощит *3* поступает

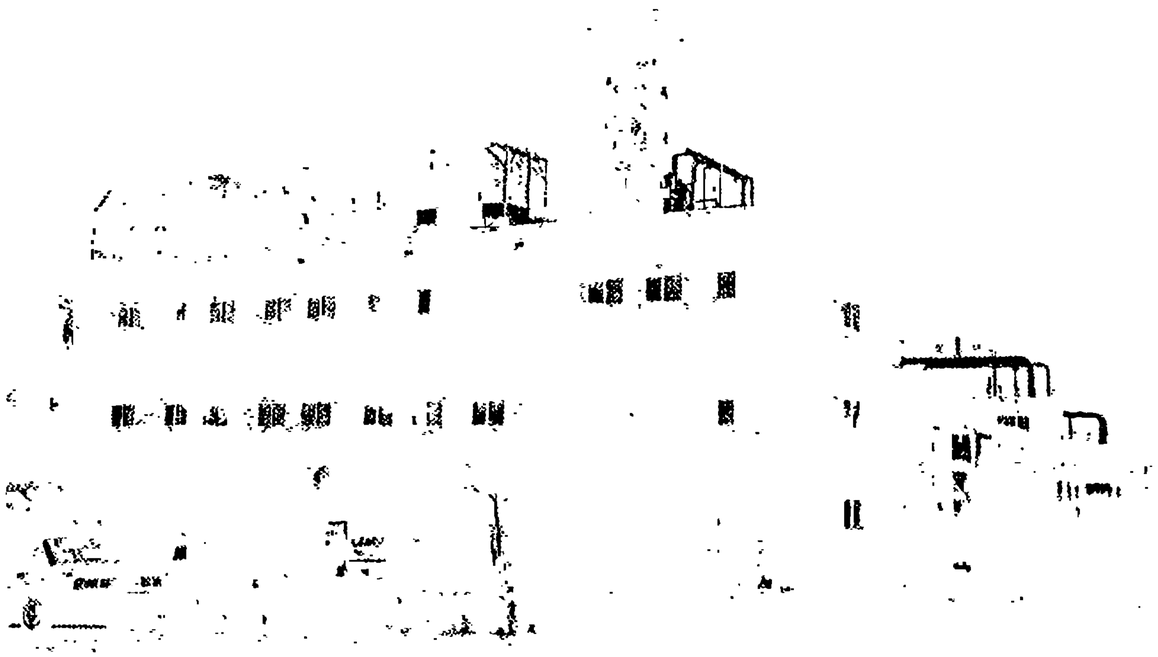


Рис. 5.5. Внешний вид центра автономного электро-, тепло- и холодоснабжения торгового центра «Три кита»

к потребителю. В газовом двигателе *1* имеется система водяного охлаждения, туда поступает обратная вода от потребителей тепла с температурой $t_{w.об} = 70\,^{\circ}C$. В случаях снижения потребления тепла в обслуживаемом объекте температура обратной воды будет выше $70\,^{\circ}C$, а это вызовет автоматическое включение осевого вентилятора у воздушного охладителя *5* двигателя *1*. В дымоходе от двигателя *1* установлен противоточный теплообменник *6*, где вода нагревается до $t_{wг1} = 110\,^{\circ}C$. Для выделения вредных газов из дымовых газов служит катализатор *7*. Глушение шума по тракту прохода дымовых газов осуществляется в глушителе *8*. Через трубу *9* очищеные и охлажденные дымовые газы выбрасываются в атмосферу. Для снижения шума от работающего двигателя и генератора на их корпусах устанавливаются шумопоглощающие устройства в форме матов из ультратонкого стекловолокна с наружным покрытием алюминиевой фольгой.

Огнезащитная стена *11* отделяет помещение размещения четырех газогенераторов *1* от помещения размещения двух абсорбционных машин *12*.

Для осуществления теплоснабжения горячей водой от генератора *1* отходят трубопроводы *10*, которые проходят через стену *11* и разделяются на отводы *15* к кондесатору абсорбционной холодильной машины *12*. Если в абсорбционной машине *12* вырабатывается холод для СКВ здания, вентили на трубопроводах *21*

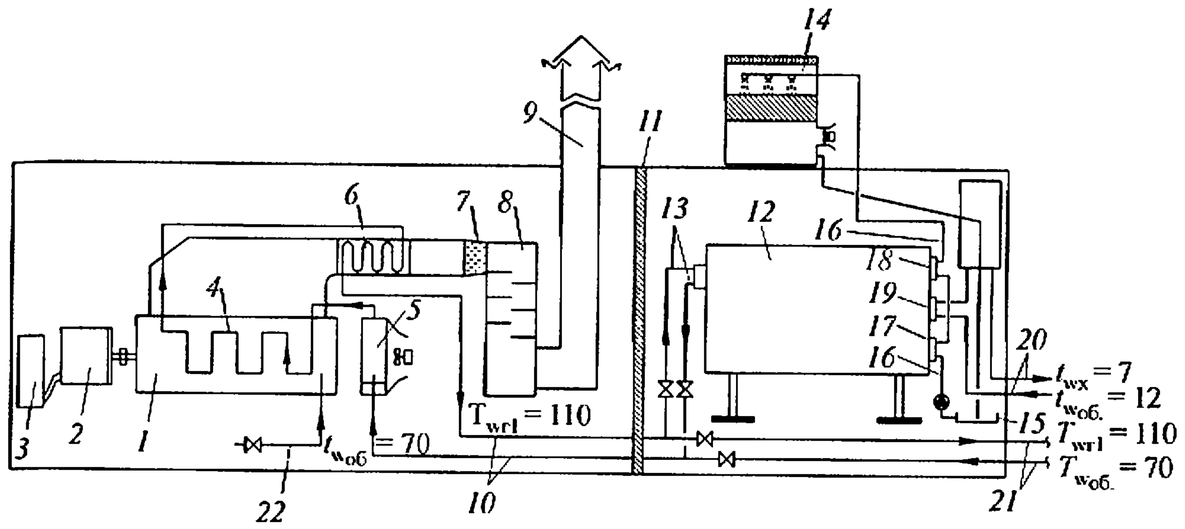


Рис. 5.6. Принципиальная схема автономного источника электро-, тепло-, холодоснабжения: *1* — газовый двигатель; *2* — электрогенератор; *3* — распределительный электрощит; *4* — водяное охлаждение двигателя; *5* — воздушное охлаждение двигателя; *6* — теплообменник нагрева воды дымовыми газами; *7* — катализатор; *8* — глушитель; *9* — дымовая труба; *10* — трубопроводы горячей воды; *11* — огнестойкая стена; *12* — абсорбционная холодильная машина; *13* — подача горячей воды к концентратору; *14* — градирня; *15* — сборный бак охлажденной воды в градирне; *16* — трубопроводы охлаждения водой абсорбера и конденсатора; *17* — абсорбер; *18* — конденсатор; *19* — испаритель охлаждения воды для СКВ; *20* — трубопроводы подачи охлажденной воды к аппаратам СКВ; *21* — подача горячей воды к потребителям в обслуживаемом здании; *22* — подача газа к двигателю

открыты только на малую степень подачи горячей воды на нужды горячего водоснабжения здания.

Для работы абсорбционной машины *12* через абсорбер *17* и конденсатор *18* насосом из бака *15* подается вода, охлажденная в вентиляторной градирне *14*. От работы сетевого насоса через испаритель *19* от трубопроводов *20* проходит рабочая вода от СКВ, которая с конечной температуры $t_{wоб} = 12\,^{\circ}C$ охлаждается в испарителе *19* до рабочей температуры холодной воды $t_{wx} = 7\,^{\circ}C$.

В холодный период года вентили на трубопроводах *13* закрываются и все элементы абсорбционной холодильной машины не работают. Вентили на трубопроводах *21* открываются полностью

и осуществляется теплоснабжение систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Производительность по теплоте пиковых газовых котлов и охлаждающей способности пиковых воздухоохладителей газогенераторов выбирается по конкретным условиям их применения. Объем баков аккумуляторов для резервного накопления охлажденной воды для пиковых нагрузок СКВ выбираются по конкретным условиям одновременной работы газогенераторных установок и абсорбционных холодильных машин.

Для рассматриваемого варианта здания торгового центра «Три кита» использован наиболее энергетически и экономически целесообразный вариант применения абсорбционных машин, работающих на сбросном тепле. При использовании сбросного тепла энергетический показатель выработки холода в абсорбционных холодильных машинах в четыре раза превосходит традиционные решения использования парокомпрессионных холодильных машин для аппаратов СКВ.

Необходимо привлечение высококвалифицированной монтажной организации для установки абсорбционных холодильных машин, что производится с выполнением ряда специфических требований, обеспечивающих надежность работы элементов этой машины. Такой опыт имеется у отечественной фирмы «Вента» *), смонтировавшей и наладившей работу абсорбционных холодильных машин и оборудование СКВ в торговом комплексе «Три кита».

Благодаря относительно низкой стоимости газового топлива по сравнению со стоимостью тепла и электроэнергии, получаемой предприятиями от централизованных сетей, создание ТЭС быстро окупается. Применение абсорбционных холодильных машин, работающих на сбросном тепле от ТЭС, позволяет получить энергетический показатель выработки холода порядка 7,6 кВт · ч холода/кВт · ч электроэнергии. Для парокомпрессионных холодильных машин энергетический показатель выработки холода на центральных холодильных станциях составляет только 2,4 кВт · ч холода/кВт · ч электроэнергии. Сравнение величин энергетической эффективности показывает, что применение абсорбционных холодильных машин, где используется сбросное тепло, позволяет в $7{,}6/2{,}4 = 3{,}2$ раза снизить расходы электроэнергии на выработку холода.

*) АО «Вента», Москва, тел./факс (095) 209-10-40.

5.3. Энергосберегающее холодоснабжение СКВ в зданиях с периметральной и внутренними зонами с наличием тепловыделяющего оборудования

Во многих современных административно-общественных зданиях применяется большое число служебного оборудования, потребляющего электроэнергию, переходящую в тепло. По планировке здания выделяются периметральные и внутренние зоны. Для помещений периметральной зоны СКВ проектируются для круглогодового приготовления приточного воздуха, обеспечивающего поддержание требуемых внутренних параметров воздуха независимо от интенсивности воздействия внешних (температура наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации на ограждающие конструкции здания) и внутренних (число работающих людей и служебного оборудования) условий.

В помещениях внутренней зоны нет влияния внешних условий, так как отсутствуют наружные ограждающие конструкции. Обычно во внутренних помещениях располагают служебное оборудование, потребляющее значительные мощности электроэнергии круглосуточно. Такими помещениями являются узлы автоматической связи, компьютерные центры круглосуточного приема информации и др. СКВ для внутренних помещений должны круглый год отводить теплоизбытки, обусловленные выделением тепла от потребляемой служебным оборудованием электроэнергии и отсутствием трансмиссионных теплопотерь через наружные ограждения. Во внутренних помещениях, как правило, обслуживающий персонал находится кратковременно и подача приточного наружного воздуха определяется только задачами удаления запахов и газовых выделений от работающего служебного оборудования. Расходы приточного наружного воздуха значительно меньше расходов для периметральных помещений, где персонал работает постоянно и имеет место большое число посетителей (например, служебные помещения банка).

Условия круглогодового формирования теплового режима в периметральных и внутренних помещениях определяют режимы работы СКВ. Для обеих зон энергетически рационально применение местно-центральных СКВ. Центральные кондиционеры и вытяжные агрегаты целесообразно ограничить по производительности по воздуху условиями подачи санитарных норм приточного воздуха и удалением вытяжными установками расчетных влаго- и газовых выделений.

Местные агрегаты в периметральной зоне здания летом выполняют задачи отведения тепловыделений, а зимой — компенсацию теплопотерь через наружные ограждения. Во внутренней зоне местные агрегаты круглый год обеспечивают отведение теплоизбытков, что требует круглогодично подачи к ним источника холода.

В теплый период года выработка холода аппаратов местно-центральной СКВ осуществляется от работы холодильных машин, в испарителе которых циркулирующая от работы насосов вода охлаждается до температуры $t_{wx} = 8\,^{\circ}C$. В расчетном режиме потребления СКВ холода отепленная вода с температурой 12 °С возвращается на охлаждение в испарителях холодильных машин. Поглощение влаговыделений возлагается на осушенный и охлажденный приточный наружный воздух, а в воздухоохладителях местных агрегатов осуществляется охлаждение внутреннего воздуха при постоянном влагосодержании.

На рис. 5.7 представлена принципиальная схема воздухоохлаждения местно-центральной СКВ помещений здания банка. Проект СКВ разработан под руководством И. Н. Смирновой ТПО «Резерв», Москва, тел. (095) 209-76-58.

Для охлаждения воды использована холодильная машина типа EUWL 200 КХ производства фирмы «Дайкин», которую в России представляет «Даичи» (Москва, (095) 73-73-732). Холодильная машина EUWL 200 КХ имеет расчетную холодопроизводительность 514 кВт · ч, состоит из двух винтовых компрессоров *1* и потребляет 163,3 кВт · ч электроэнергии. Экологически безопасный хладон R134A конденсируется в трубах воздушного конденсатора *2*, установленного на крыше. Для обеспечения конденсации холодильного агрегата через оребрение трубок конденсатора *2* от работы десяти осевых вентиляторов, потребляющих $N_{вн.кон} = 9{,}4$ кВт · ч электроэнергии, подается наружный воздух $L_н$. Жидкий холодильный агент через терморегулирующий вентиль (ТРВ) *4* в виде парожидкостной смеси поступает в трубки испарителей *3*. По контролю температуры охлажденной воды $t_{wx} = 8\,^{\circ}C$ автоматически изменяется холодопроизводительность холодильной машины от 100 до 20%.

Охлаждение в испарителях *3* происходит от работы насосов группы H_1, состоящей из трех насосов типа LP100-125/121 фирмы «Грундфос», производительностью по воде 55 м^3/ч, напоре 14,5 м, установочной мощности приводного электродвигателя $N_{нас.1} = 4$ кВт · ч. В расчетном режиме работают два насоса, а один —

резервный. Подача охлажденной воды от испарителей *3* осуществляется от работы насосов группы H_2, состоящей из двух насосов

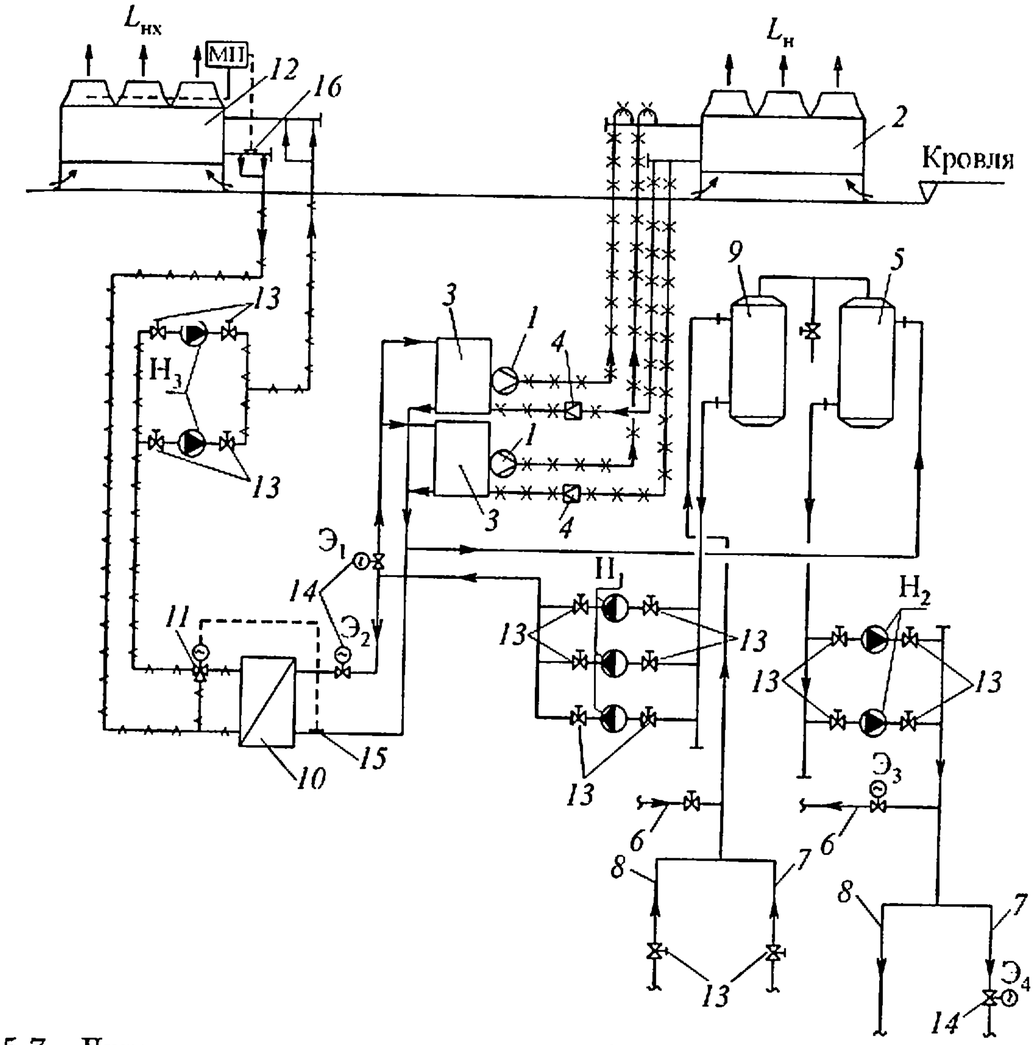


Рис. 5.7. Принципиальная схема холодоснабжения местно-центральной СКВ в здании банка: —— контур циркуляции холодной воды 8 °С/12 °С; -×-×- контур циркуляции хладона R 134 A; -^-^ — контур циркуляции антифриза. *1* — компрессор; *2* — конденсатор в потоке наружного воздуха $L_н$; *3* — испаритель; *4* — ТРВ; *5* — сборный бак охлажденной воды $t_{wx} = 8\,^{\circ}C$; *6* — подающий и обратный трубопроводы для снабжения центральных кондиционеров периметральной зоны; *7* — подающий и обратный трубопроводы для воздухоохладителей местных вентиляторных агрегатов в периметральной зоне; *8* — подающий и обратный трубопроводы для воздухоохладителей центральных кондиционеров и местных вентиляторных агрегатов внутренней зоны; *9* — сборный бак отепленной воды $t_{wo6} = 12\,^{\circ}C$; *10* — пластинчатый теплообменник вода-антифриз; *11* — трехходовой автоматический клапан; *12* — охладитель антифриза в потоке наружного воздуха $L_{нх}$; *13* — ручной запорный клапан; *14* — запорный клапан с электроприводом; *15* — датчик контроля температуры охлажденной воды $t_{wx} = 8\,^{\circ}C$; *16* — датчик контроля температуры охлажденного антифриза $t_{аф1} = 5\,^{\circ}C$; H_1, H_2, H_3 — три группы насосов; $Э_1$, $Э_2$, $Э_3$, $Э_4$ — запорные клапаны с электрическим приводом

фирмы «Грундфос» производительностью 110 м^3/ч, напоре 17 м, установочной мощности приводного электродвигателя $N_{\text{нас.2}} = 7{,}5$ кВт · ч. Один насос рабочий, а второй — запасной. Рабочий насос имеет электронное управление частотой вращения по контролю постоянного давления в трубопроводах.

Для предохранения от гидравлических ударов и обеспечения устойчивой циркуляции воды служат баки *5* и *9* емкостью 1,5 м^3 каждый. Снабжение холодной водой аппаратов СКВ осуществляется по трем контурам циркуляции: подающий и обратный трубопроводы *6* для снабжения воздухоохладителей периметральной зоны здания; подающий и обратный трубопроводы *7* для снабжения воздухоохладителей местных агрегатов периметральной зоны; подающей и обратной трубопроводы *8* для обслуживания воздухоохладителей центральных и местных агрегатов внутренней зоны.

В расчетных условиях теплого периода года энергетический показатель выработки холода для СКВ составит:

$$\eta_{\text{х скв}} = \frac{Q_{\text{х.м}}}{N_{\text{ком}} + N_{\text{вен.кон}} + N_{\text{нас.2}} + N_{\text{нас.1}} \times 2} = \frac{514}{163{,}3 + 9{,}4 + 4{,}02} = \frac{514}{188{,}2} =$$

$$= 2.73 \text{ кВт холода/кВт электроэнергии.}$$

При понижении температуры наружного воздуха снижается потребность СКВ в холоде, что обеспечивается автоматическим регулированием холодопроизводительности от 100 до 20%, регулированием производительности насосов группы H_1 и H_2. Расчетная потребность в холоде СКВ внутренней зоны составляет $Q_{\text{х.вн.}} = 280$ кВт. При низких температурах наружного воздуха получение холода для СКВ внутренней зоны обеспечиваются в режиме «свободного охлаждения» — использованием холода наружного воздуха $L_{\text{нх}}$. Для реализации режима свободного охлаждения служит вентиляторный охладитель *12*, смонтированный на крыше здания. В проекте СКВ банка применен охладитель типа SHLN 536 E с наличием восьми осевых вентиляторов для продува через оребренную поверхность трубок холодного наружного воздуха $L_{\text{нх}}$. Осевые вентиляторы потребляют $N_{\text{вен.ох}} = 14{,}6$ кВт · ч электроэнергии.

В качестве охлаждающей среды между охладителем *12* и пластинчатым теплообменником *10* от работы насоса группы H_3 типа

LP 100-125/137 с установочной мощностью приводного электродвигателя $N_{\text{нас}} = 7{,}5$ кВт циркулирует антифриз. Один насос группы H_3 рабочий, второй — резервный.

Теплотехническая эффективность охладителя *12* по охлаждению антифриза в трубках наружным воздухом оценивается показателем

$$\theta_{t_{\text{аф}}} = \frac{t_{\text{аф2}} - t_{\text{аф1}}}{t_{\text{аф2}} - t_{\text{н}}}. \qquad (5.1)$$

В проекте СКВ банка принята температура отепленного в пластинчатом теплообменнике *10* антифриза $t_{\text{аф2}} = 10\,^\circ$C, а температура охлажденного в охладителе *12* наружным воздухом с температурой $t_{\text{пх}}$ антифриза $t_{\text{аф1}} = 5\,^\circ$C. Показатель теплотехнической эффективности в расчетном режиме производительности восьми осевых вентиляторов для охладителя SHLN по расчетам по программе фирмы «Даичи» составляет $\theta_{t_{\text{аф}}} = 0{,}45$. Из преобразованного выражения (5.1) можем определить температуру наружного воздуха, при которой достигается заложенный в проекте режим охлаждения антифриза:

$$t_{\text{н}} = t_{\text{аф2}} - \frac{t_{\text{аф2}} - t_{\text{аф1}}}{\theta_{t_{\text{аф}}}} = \frac{10 - 5}{10 - 0{,}45} = -1{,}1\,^\circ\text{C}.$$

В системе автоматизации работы СКВ имеется датчик контроля температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$. При достижении $t_{\text{н}} < -1{,}1\,^\circ$C датчик через микропроцессорный регулятор подает команду на изменения режимов холодоснабжения СКВ. Охлаждение воды в холодильных машинах прекращается, что достигается остановкой электродвигателей компрессоров *1* и осевых вентиляторов конденсатора *2*. Изменения контуров циркуляции воды достигается автоматическим закрытием клапанов $Э_1$ и $Э_4$, а клапан $Э_2$ открывается. Насос группы H_2 имеет автоматическое регулирование частоты вращения приводного электродвигателя рабочего колеса и в режиме «свободного« холодоснабжения его производительность по воде равна

$$Q_{\text{w.вн}} = \frac{Q_{\text{х.вн}} \times 3600}{1000(t_{\text{wстр}} - t_{\text{wх}}) \times C_{\text{w}}} = \frac{280 \times 3600}{1000(12 - 8) \times 4{,}2} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По каталогу фирмы «Грудфос» при снижении производительности насоса LP100-121/137 до 60 м^3/ч при постоянном напоре 17 м

потребление электроэнергии приводным двигателем автоматически снижается до 5 кВт · ч. Циркуляция антифриза обеспечивается от работы насоса группы $Н_3$. При снижении температуры наружного воздуха ниже $-1{,}1\,^\circ$С энергетически целесообразно снижать теплотехническую эффективность охладительного теплообменника *12*. Для этой цели на выходящем из теплообменника *12* трубопроводе установлен датчик *16* контроля температуры охлажденного антифриза $t_{\text{аф1}} = 5 \pm 1\,^\circ$С. Датчик *16* связан с магнитными пускателями МП электродвигателей восьми осевых вентиляторов. При снижении $t_{\text{н}}$ при постоянной теплотехнической эффективности $\theta_{t_{\text{аф}}}$ будет снижаться температура охлажденного антифриза $t_{\text{аф1}} < 5\,^\circ$С. Датчик *16* воспринимает это снижение и подаст команду на последовательную остановку по два вентилятора у охладителя *12*. Снижение расхода холодного наружного воздуха $L_{\text{нх}}$ через охладитель *12* вызовет снижение его теплотехнической эффективности, т. е. уменьшение величины показателя $\theta_{t_{\text{аф}}}$. Так например, расчетная температура наружного воздуха в холодный период года по параметрам Б для климата Москвы $t_{\text{нх}} = -26\,^\circ$С. Для получения температуры охлажденного антифриза $t_{\text{аф1}} = 5\,^\circ$С теплотехническая эффективность охладителя *12* по формуле (5.1) должны быть

$$\theta_{t_{\text{аф}}} = \frac{10-5}{10+26} = 0{,}139.$$

Требуемая текущая низкая теплотехническая эффективность охладительного теплообменника *12* может быть обеспечена при работе меньшего числа осевых вентиляторов. На привод одного осевого вентилятора у охладителя *12* затрачивается электроэнергия: $14{,}6/8 = 1{,}825$ кВт · ч. При работе охладительного теплообменника *12* при $t_{\text{нх}} = -26\,^\circ$С потребление электроэнергии двумя осевыми вентиляторами снижается в

$$\frac{14{,}6}{1{,}825 \times 2} = 4 \text{ раза}.$$

Это показывает, что с понижением температуры наружного воздуха возрастает энергическая эффективность режимов свободного охлаждения.

Для обеспечения постоянства температуры охлажденной до температуры $t_{\text{wx}} = 8\,^\circ$С в теплообменнике *10* циркуляционной воды служит датчик *15*, имеющий импульсивную связь с электрическим приводом трехходого клапана *11*. При снижении $t_{\text{wx}} < 8\,^\circ$С

часть охлажденного антифриза с температурой $t_{\text{аф1}} = 5\,^\circ$С будет проходить по перемычке в трехходовой клапан *11* минуя теплообменник *10*. Это обеспечивает количественное регулирование теплотехнической эффективности теплообменника *10* для получения постоянства температуры охлажденной воды $t_{\text{wx}} = 8\,^\circ$С.

В расчетных условиях использования наружного воздуха $L_{\text{нх}}$ при $t_{\text{н}} = -1{,}1\,^\circ$С получение холода в режиме свободного охлаждения обеспечивается при энергетическом показателе

$$\eta_{\text{х.нх}} = \frac{Q_{\text{х.вн.}}}{N_{\text{вн.вх}} + N_{\text{нас.3}} + N_{\text{нас.1}} + N_{\text{нас.2}}} = \frac{280}{14{,}6 + 7{,}5 + 4 + 5} = \frac{280}{31{,}1} = 9 \frac{\text{кВт хол}}{\text{кВт эл}}.$$

По сравнению с режимом холодоснабжения СКВ от работы холодильной машины энергетический показатель выработки холода при свободном охлаждении возрастает в

$$\frac{\eta_{\text{х.нх}}}{\eta_{\text{х.м}}} = \frac{9}{2{,}73} = 3{,}3 \text{ раза}.$$

В климате Москвы стояние температур наружного воздуха от $-1{,}1\,^\circ$С и ниже продолжается 3033 ч/год [8]. Помещения внутренней зоны нуждаются в холоде круглый год, что составляет время работы СКВ 8760 ч/год. Следовательно, применение режима свободного охлаждения позволяет 35% времени года обеспечить работу СКВ внутренних помещений банка с расходом электроэнергии на выработку холода в три и более раза меньше по сравнению с режимами работы холодильных машин. Принципиально возможно путем выбора охладителя *12* и пластинчатого теплообменника с большой теплотехнической эффективностью увеличить время в году применения режима свободного охлаждения вместо работы холодильных машин.

Теплоту помещений внутренней зоны здания энергетически рационально использовать для нагрева приточного наружного воздуха в центральных кондиционерах местно-центральной СКВ. Такое энергетически эффективное решение применил Я. Г. Кронфельд в проектах гостиниц высшего класса, сооруженных в Москве в 90-х годах. Опыт эксплуатации таких СКВ в климате России показал их значительные энергетические преимущества.

Глава 6

ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

В СКВ насосы являются ответственным элементом систем тепло- и холодоснабжения аппаратов для изменения параметров воздуха. От надежной работы насосов зависит стабильная и надежная работа СКВ. В России и других странах мира широкое применение получили насосы фирмы «Грундфос» данные о конструкциях которых и особенностях их применения излагается ниже.

6.1. Снижение расхода электроэнергии при применении насосов с регулированием частоты вращения ротора электродвигателя

Для работы насосов в составе СКВ и систем тепло- и холодоснабжения характерны два основных режима: при постоянном расходе жидкости; при переменном расходе жидкости.

При постоянном расходе жидкости рекомендуется применение насосов с постоянной частотой вращения ротора приводного электродвигателя рабочего колеса насосов. На графике рис. 6.1 кривая *1* отвечает рабочей характеристике определенного конструктивного исполнения насоса и отражает зависимость производительности насоса по перекачиваемой жидкости Q, м^3/ч и создаваемом напоре H, м вод.ст. Рабочая характеристика *1* отвечает режиму работы насоса при постоянной частоте вращения рабочего колеса $n = \text{const}$. Кривая линия *2* отвечает гидравлической характеристике сети при максимальном КПД насоса $\eta_{\text{нас}} = \max$.

По результатам расчета гидравлического сопротивления сети H_{w} при перемещении по ней расчетного расхода воды Q_{w} находят рабочую точку *3* в месте пересечения прямых Q_{w} и H_{w} с кривой *1* рабочей характеристики насоса. Точка *3* находится в месте пересечения рабочих характеристик насоса (кривая *1*) и расчетной рабочей характеристики гидравлической сети (кривая *2*). По за-

данным значениям Q_{w} и H_{w} выбирает такую конструкцию насоса, при которой рабочая характеристика сети (кривая *2*) совпадает с

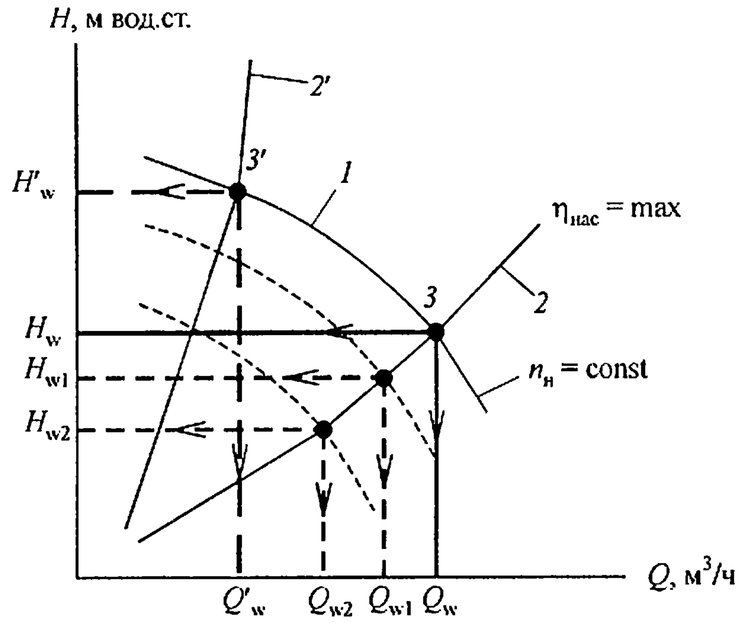


Рис. 6.1. Рабочая характеристика насоса (кривая *1*) и рабочая характеристика сети (кривая *2*) для расчетного режима перекачивания расхода воды Q_{w} и потери давления в сети H_{w} при максимальном КПД насоса и постоянной частоте вращения ротора электродвигателя насоса. Штриховыми линиями показаны условия изменения характеристик насоса при ручном переключении на снижение частоты вращения ротора электродвигателя привода рабочего колеса насоса

кривой максимального КПД насоса. Как известно, потребление электроэнергии при работе насоса вычисляется по формуле

$$N_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{w}} \times H_{\text{w}}}{3600\,\eta_{\text{нас}}\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \qquad (6.1)$$

Здесь Q_{w} — расход воды в гидравлической сети, м^3/ч; H_{w} — потери давления в гидравлической сети, кПа; $\eta_{\text{нас}}$ — КПД насоса; $\eta_{\text{эл.дв}}$ — КПД электродвигателя.

Из формулы (6.1) следуст, что чем выше КПД насоса и электродвигателя, тем меньше затрачивается электроэнергии на перекачку расхода воды Q_{w} при потере в сети H_{w}.

Фирма «Грундфос» для постоянных расходов воды Q_{w} в системах отопления, вентиляции и СКВ создала и производит миллионы штук в год насосов типа UPS, которые монтируются на трубопроводах без фундаментов. Для ручного регулирования производительности систем по жидкости конструкция насосов UPS

имеет ручное переключение на три частоты вращения. На рис. 6.1 характеристики насоса при двух сниженных частотах вращения ротора электродвигателя показаны штриховыми линиями. В поквартирных системах отопления и индивидуальных домах хозяева при умеренных низких температурах наружного воздуха весной и осенью могут для экономии электроэнергии снижать производительность Q_{w1} и напор H_{w1} насоса путем переключения ручки на клеммной коробке, имеющей три положения: цифра 1 отвечает наименьшей частоте вращения; цифра 2 средней величине; цифра 3 наибольшей расчетной частоте вращения.

По требованиям СНиП [18] двухтрубные системы отопления имеют у нагревательных приборов терморегуляторы, снижающие расход горячей воды при повышении температуры воздуха в помещении. Сокращение расхода горячей воды через нагревательный прибор достигается автоматическим дросселированием проходного сечения клапана терморегулятора [8]. Это приводит к сокращению расхода горячей воды в системе отопления и росту давления в сети трубопроводов. На рис. 6.1 режим дросселирования и изменения характеристики гидравлической сети трубопроводов показан штрихпунктирными линиями. При измененной характеристике сети снижается КПД насоса и, несмотря на снижение расхода горячей воды в отопительной системе, не происходит снижение потребляемой насосом электроэнергии. Вторым недостатком применения в системах отопления насосов с постоянной частотой вращения ротора является нарушение гидравлического режима функционирования отопительных приборов в тех помещениях, где нет тепловыделений и не требуется регулирования теплоотдачи отопительных приборов. Нарушение гидравлического режима происходит из-за роста давления в сети с H_w до H'_w (см. рис. 6.1) при сокращении расхода воды Q'_w в сети из-за срабатывания терморегуляторов в помещениях квартиры, где имеют место возрастания теплопритоков (например, появление солнечной радиации на окна). Для сохранения постоянства давления воды перед отопительными приборами традиционно применяют на стояках регуляторы постоянства давления. Это удорожает систему отопления и не приводит к снижению расхода электроэнергии насосом при сокращении расхода воды в сети.

Для обеспечения сокращения расхода электроэнергии и поддержания постоянства давления в сети фирмой «Грундфос» разработаны и массово производятся насосы типа UPE с электронным регулированием частоты вращения ротора электродвигателя

по контролю перепада давлений в нагнетательном и всасывающем патрубках насосов. Датчики измерения перепада давлений и электронные регуляторы встроены в конструкцию насосов UPE. Внешний вид этого типа насосов имеет увеличенные размеры клеммной коробки для присоединения электропитания. Увеличение клеммной коробки объясняется встроенным в нее микропроцессором регулятора частоты вращения ротора электродвигателя. Настройка насосов UPE на требуемое постоянное давление H_w или пропорциональные изменения давления в сети производится вручную с помощью клавиш, расположенных на клеммной коробке. Для дистанционной настройки и контроля режимов работы насосов UPE фирмой «Грундфос» выпускается переносной прибор R100.

На рис. 6.2 показаны рабочие характеристики насоса UPE при автоматическом поддержании постоянства напора в гидравличе-

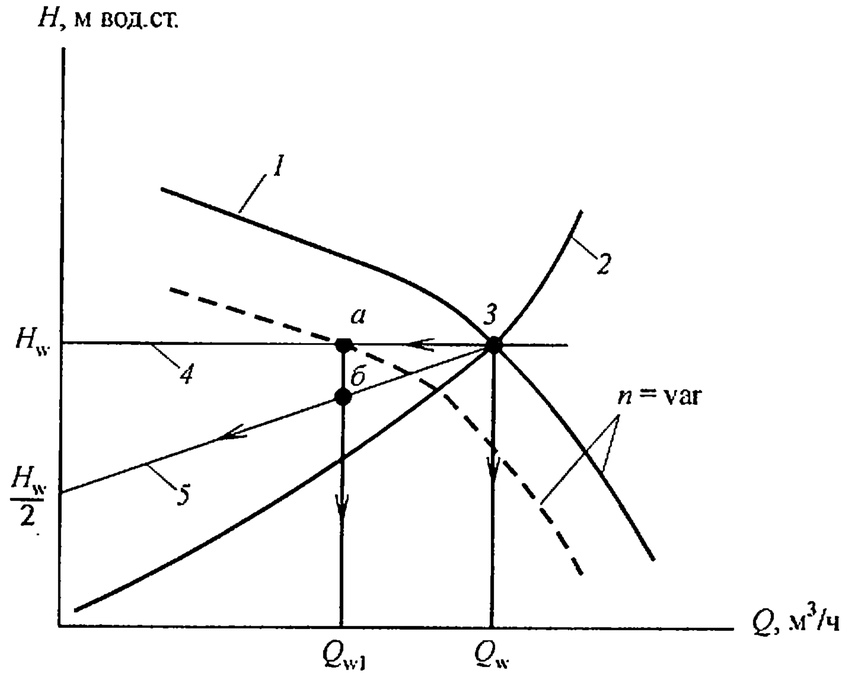


Рис. 6.2. Рабочие характеристики насоса при регулируемой автоматически частоте вращения n = var и автоматическом поддержании постоянного напора (линии *4*) или пропорциональном измерении напора (линии *5*) в гидравлической сети системы

ской сети СКВ (линия *4*) или пропорциональном изменении (линии *5*) напора в зависимости от изменения контролируемого параметра, например температуры наружного воздуха.

Из графика на рис. 6.2 видно, что при автоматическом регулировании развиваемого насосом напора отсутствует потеря энер-

гии на дросселирование давления в сети, как это имеет место в режиме работы насоса по графикам на рис. 6.1. По данным специалистов фирмы «Грундфос» применение насосов UPE в гидравлических сетях с переменным расходом воды позволяет сократить до 60% затраты электроэнергии на их круглогодовую работу по сравнению с режимами работы насосов при постоянной частоте вращения. Эти данные подтверждены длительными натурными наблюдениями, проведенными в Германии в различных гидравлических системах. Весьма характерно, что в Германии в 1995 г. вышло законодательное предписание об обязательном применении насосов с электронным регулированием в сетях с переменным расходом воды.

Фирма «Грундфос» продолжает работы по созданию новых конструкций насосов, в которых достигается снижение потребляемой электроэнергии благодаря снижению гидравлических потерь в конструкции насоса и повышении КПД электродвигателей. Одной из последних разработок фирмы «Грундфос» является выпуск на рынок насосов типа MAGNA и ALPHA UPE и UPED серии 2000. Отличительной способностью этих насосов является установка на корпусе электродвигателя магнитного сектора, что снижает энергетические потери при вращении ротора. Эти насосы обеспечивают напор до 12 м и производительность по жидкости до 90 м^3/ч.

Внешний вид этих насосов приведен в рекламном приложении к статье [11].

6.2. Экономия энергии, повышение надежности работы и эффективности регулирования воздухо-нагревателей

В СНиП [18] на с. 17–18 в п. 4.73 записано: «Для защиты от замерзания воды в трубках воздухонагревателей следует:

а) скорость движения воды в трубках обосновывать расчетом или принимать не менее 0,12 м/с при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б и при 0 °С;

б) установку смесительных насосов у воздухонагревателей предусматривать при техническом обосновании».

Эта запись в нормативном документе носит двойственный характер и поэтому рассмотрим ее положения подробно.

На рис. 6.3 представлена расчетная зависимость коэффициента теплопередачи K в воздухонагревателе при изменении скорости горячей воды со средней температурой 70 °С в трубках [7]. Скорость воздуха со стороны оребренной поверхности воздухонагревателя не изменяется, что характеризуется постоянством коэффициента наружной теплоотдачи $\alpha_н = 30$ Вт/(м^2 · град). Из графика

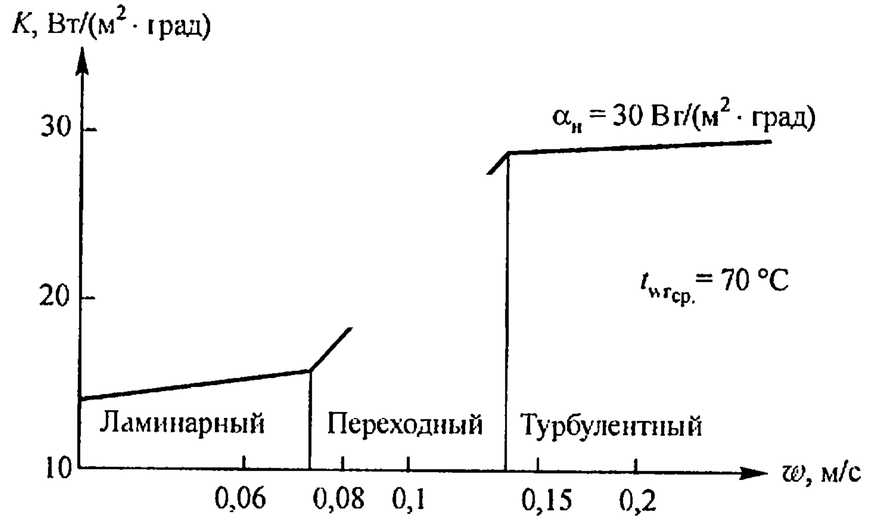


Рис. 6.3. Характер зависимости коэффициента теплопередачи в воздухонагревателях от скорости горячей воды в трубках

отчетливо видно, что наиболее высокие коэффициенты теплопередачи K достигаются при режимах турбулентного течения воды в трубках воздухонагревателя. Граница начала турбулентного течения отвечает скорости горячей воды в трубках порядка 0,13 м/с, что практически совпадает с рекомендациями СНиП [18], приведенными выше. В режиме переходного течения воды в трубках в диапазоне изменения ее скоростей от 0,13 м/с до 0.075 м/с имеет место резкое снижение величин коэффициента теплопередачи K в два раза. В режиме ламинарного течения воды в трубках при ее скоростях от 0,075 м/с и ниже отмечаются наиболее низкие величины коэффициентов теплопередачи. Поэтому для обеспечения высокой теплотехнической эффективности необходимо получение высоких коэффициентов теплопередачи, что достигается в режимах турбулентного течения воды в трубках.

Для сокращения гидравлического сопротивления проходу воды рационально ограничить расчетную скорость воды границей начала турбулентного ее течения в трубках, что в режимах нагрева воздуха отвечает значениям скорости 0,12 -0,13 м/с. Регулирование температуры воздуха $t_н$ = const при переменных температурах наружного воздуха $t_н$ принципиально может осуществляться методом количественного и качественного изменения режимов нагрева воздуха. В режимах количественного регулирования, при

необходимости снижения тепловой производительности воздухонагревателя $Q_т$ при росте температуры наружного воздуха $t_н$. уравнение теплого баланса имеет вид

$$\overline{Q}_т = L_п \times \rho_п \times c_р \times (t_п - \bar{t}_н) = \overline{G}_{wr} \times c_w(t_{wr1} - \bar{t}_{wr2}). \qquad (6.2)$$

При количественном регулировании тепловой производительности воздухонагревателя через него изменяется расход горячей воды $\overline{G}_{wr}$. Этот метод регулирования нашел наибольшее применение в традиционных СКВ и приводит к энергетическим потерям. Выбор расчетного режима нагрева воздуха при параметрах Б в холодный период года осуществляется при скорости воды в трубках 0,12 м/с, как это правильно оговорено в п. 4.73 [18]. Количественное регулирование тепловой производительности путем сокращения расхода воды G_{wr} при росте $\bar{t}_н$ приводит к резкому сокращению коэффициента теплопередачи K в зоне переходного режима течения (см. график на рис. 6.3).

Уравнение тепловой производительности воздухонагревателя поверхностью нагрева F имеет вид

$$\overline{Q}_г = K \times F \frac{(t_{wr1} - t_п) - (t_{wr2} - t_н)}{2{,}3 \times \lg \dfrac{t_{wr1} - t_п}{t_{wr2} - t_н}}, \text{ Вт.} \qquad (6.3)$$

Резкое снижение коэффициента теплопередачи K приведет к резкому снижению теплотехнической эффективности воздухонагревателя и, соответственно, увеличению времени регулирования, что обусловит перерасход тепла.

Вторым недостатком метода количественного регулирования является опасность снижения температуры воды до 0 °С в некоторых трубках воздухонагревателя, где из-за малого расхода горячей воды нет ее циркуляции. Снижение температуры воды даже в одной трубке до 0 °С при проходе через воздухонагреватель наружного воздуха с отрицательной температурой приведет к замерзанию воды в этой трубке и ее разрыву. Традиционные методы предохранения от замерзания воды в трубах, как показывает опыт эксплуатации систем, не обеспечивают надежной и безопасной работы воздухонагревателей в СКВ.

Наиболее надежным и энергетически эффективным является метод качественного регулирования с помощью смесительного насоса, как это показано на рис. 6.4. В воздухонагревателе *1* нагревается приточный воздух $L_п$, температура нагрева которого $t_п$

постоянно контролируется датчиком *2*, имеющим импульсивную связь с автоматическим клапаном *3*, обычно смонтированным на обратном трубопроводе. По обратным *4* и подающим *6* трубопро-

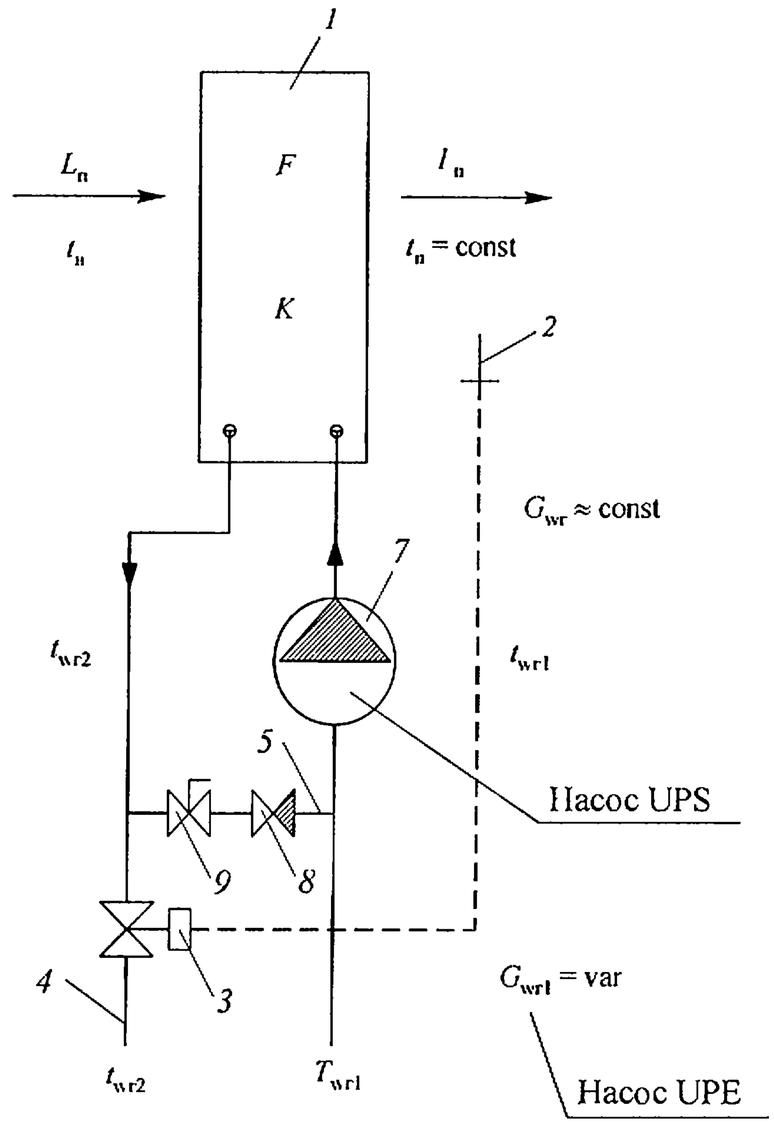


Рис. 6.4. Принципиальная схема качественного регулирования воздухонагревателя с применением смесительного циркуляционного насоса UPS

водам циркулирует переменный расход горячей воды G_{wr1} с температурой t_{wr1} от центрального источника теплоснабжения. Для циркуляции переменного расхода горячей воды G_{wr1} от центрального источника энергетически целесообразно применять насос с электронным регулированием, например, типа UPE.

Качественное регулирование тепловой производительности воздухонагревателя *1* достигается благодаря наличию перемычки *5* и

работе смесительного насоса *7* типа UPS при постоянном расходе горячей воды G_{wr}, проходящей по трубкам воздухонагревателя *1*. Для недопущения прохода горячей воды G_{wr1} от источника горячего водоснабжения по перемычке *5* в обратный трубопровод *4* служит обратный клапан *8*. Для выравнивания гидравлического сопротивления перемычки *5* при проведении наладочных работ используется ручной вентиль *9*.

При повышении температуры наружного воздуха $\bar{t}_н$ для сохранения постоянной температуры притока $t_п$ датчик *2* через импульсивную связь подает команду на автоматический клапан *3* для сокращения расхода горячей воды G_{wr1} от центрального источника. К всасывающей стороне смесительного насоса *7* через перемычку *5* будет поступать больше воды с низкой температурой t_{w2} из обратного трубопровода *4*. Это обусловит снижение температуры горячей воды t_{wr1}, подаваемой насосом *7* в трубки воздухонагревателе *1*. Из уравнения (6.3) следует, что сохранение высокого расчетного значения коэффициента теплопередачи K обеспечит быстрое изменение тепловой производительности воздухонагревателя *1* при снижении температуры горячей воды t_{wr1}. Это не приведет к перерасходу тепла в режиме регулирования по сравнению с традиционным методом количественного регулирования.

Благодаря сохранению постоянного расхода горячей воды G_{wr} и расчетной скорости турбулентного режима течения воды в трубках воздухонагревателя *1* не могут создаваться условия прекращения циркуляции воды через отдельные трубки. Это принципиально отличает метод качественного регулирования от широко применяемых методов количественного регулирования воздухонагревателей.

Показанные выше энергетические и эксплуатационные преимущества метода качественного регулирования воздухонагревателей позволяют сделать вывод о целесообразности применения смесительных насосов в СКВ. Считаем целесообразным изменить запись в СНиП в п. 4.736. на с. 18 [18] и рекомендовать этот метод регулирования к широкому применению в воздухонагревателях.

На объектах с повышенными требованиями к надежности работы СКВ в качестве смесительных насосов применяются сдвоенные насосы, например типа UPSD [11]. На рис. 6.5 показана фотография конструкции одинарных UPS и сдвоенных насосов типа UPSD серии 200. Корпус *1* из серого чугуна GG 20 или бронзы, имеет нагнетательный *2* и всасывающий *3* патрубки. На фото

на рис. 6.5 показано фланцевое присоединение патрубков *2* и *3* к фланцам соответственно нагнетательного и всасывающего трубопроводов. На насосах малой производительности с диаметром патрубков *2* и *3* в 25 и 32 мм присоединение к нагнетательному

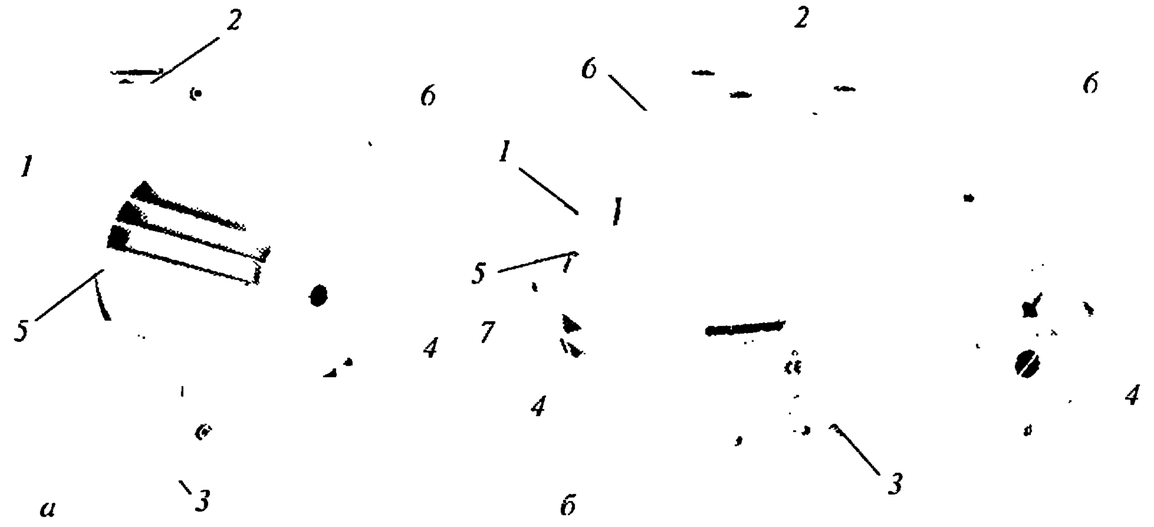


Рис. 6.5. Фотографии конструкции одинарных UPS серии 200 а) конструкция одинарного насоса UPS; б) конструкция сдвоенного насоса UPSD. *1* — корпус из серого чугуна GG20 и бронзы; *2* — нагнетательный патрубок; *3* — всасывающий патрубок; *4* — электродвигатель; *5* — фланец электродвигателя; *6* — клемная коробка; *7* — ручка изменения частоты вращения в трех возможных положениях

и всасывающему трубопроводам осуществляется на резьбовом соединении. В монтажном положении патрубки *2* и *3* располагаются на трубопроводах вертикально, а приводной электродвигатель *4* должен быть строго горизонтальным. Электродвигатель *4* имеет вал, на котором крепится рабочее колесо насоса. С помощью фланцев *5* электродвигатель *4* вместе с рабочим колесом крепится к корпусу *1* насоса. В сдвоенной конструкции насоса типа UPSD (рис. 6.5*б*) при неисправности одного из двух рабочих колес или электродвигателей *4* неисправный узел насоса путем освобождения фланцевого крепления *5* вынимается и на это место ставится заглушка. Выемка неисправного узла и установка заглушки не занимает более 20 мин. После этого запускается второй резервный из сдвоенных насосов, что обеспечивает высокую надежность работы воздухонагревателя в составе СКВ.

На рис. 6.5 хорошо видны клеммные коробки *6* для присоединения проводов электропитания насосов. У сдвоенного насоса осуществляется самостоятельная подводка электрических прово-

дов. что деласт независимым включение их электродвигателей. На клеммной коробке 6 располагается ручка 7 для ручного изменения режимов работы насоса при трех частотах вращения вала электродвигателя.

В случаях необходимости увеличения расхода горячей воды через воздухонагреватель оба электродвигателя 4 в сдвоенных насосах могут включаться для параллельной подачи воды в общий нагнетательный трубопровод.

Для насосов фирмы «Грундфос» характерна их работа с высоким КПД, что достигается высоким качеством изготовления корпуса и рабочего колеса. Это сокращает гидравлические погери в насосе и увеличивает его КПД.

6.3. Экономия энергии и повышение эффективности регулирования воздухоохладителей

На рис. 6.6 представлена расчетная зависимость [7] коэффициента теплопередачи K в режимах охлаждения приточного наружного воздуха $L_{\text{пн}}$ при постоянном влагосодержании, в котором справедливо следующее уравнение теплового баланса:

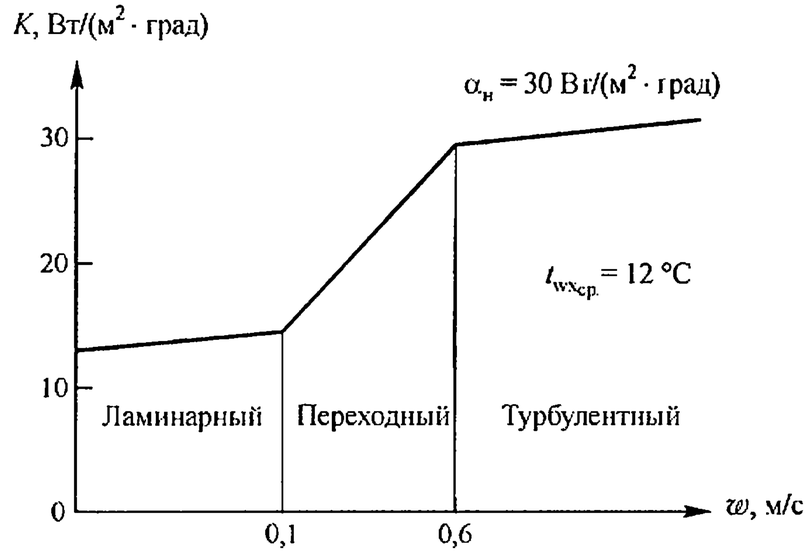


Рис. 6.6. Расчетная зависимость коэффициента теплопередачи K в режимах охлаждения приточного воздуха при постоянном влагосодержании, при постоянной скорости воздуха и изменяющихся скоростях воды в трубках воздухоохладителя

$$Q_{\text{ox}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_p \times (t_{\text{н}} - t_{\text{ox}}) = G_{\text{w1}} \times c_{\text{w}}(t_{\text{w2}} - t_{\text{w1}}). \quad (6.4)$$

При снижении температуры наружного воздуха от расчетного значения для поддержания постоянства температуры охлажденного воздуха t_{ox} необходимо либо сократить расход холодной воды G_{w1} через воздухоохладитель, либо увеличить температуру холодной воды t_{w1}, поступающей в трубки воздухоохладителя. Регулирование охладительной способности воздухоохладителя Q_{ox} путем изменения расхода холодной воды называют количественным регулированием. При этом методе регулирования изменяется скорость воды в трубках воздухоохладителя.

На графике рис. 6.6 хорошо видны три области изменения коэффициента теплопередачи K в зависимости от скорости воды в трубах при ее средней температуре 12 °С. При скоростях холодной воды от 0,6 м/с и выше коэффициент теплопередачи достигает наиболее высоких величин. Эта область характеризуется режимами развитого турбулентного течения холодной воды в трубках. Для сокращения гидравлических сопротивлений воздухоохладителя энергетически рационально расчетные величины скоростей холодной воды принимать в пределах 0,6- 0,8 м/с.

При сокращении расчетного расхода холодной воды G_{w1} турбулентный режим сменятся переходным режимом при скоростях холодной воды от 0,6 до 0,1 м/с. В этой области изменения скоростей холодной воды отмечается резкое снижение коэффициента теплопередачи. Уравнение теплового баланса в воздухоохладителе дополним выражением

$$Q_{\text{ox}} = K \times F \times \frac{(t_{\text{п}} - t_{\text{wx2}}) - (t_{\text{ox}} - t_{\text{wx1}})}{2{,}3 \times \lg \dfrac{t_{\text{н}} - t_{\text{wx2}}}{t_{\text{ox}} - t_{\text{wx1}}}}, \text{ Вт.} \quad (6.5)$$

Из выражения (6.5) следует, что при снижении в два раза коэффициента теплопередачи K в переходном режиме течения холодной воды по трубкам воздухоохладителя резко понизится теплотехническая эффективность и, соответственно, удлиняется время сокращения расхода холода.

Принципиально другие возможности реализуются при применении метода качественного регулирования снижения расчетной холодопроизводительности путем изменения начальной температуры холодной воды t_{wx1}, поступающей в трубки воздухоохладителя. На рис. 6.7 представлена принципиальная схема реализации метода качественного регулирования режимов охлаждения минимального расхода приточного наружного воздуха $L_{\text{пн(мин)}}$ в

воздухоохладителе *1*. На охлаждение поступает приточный наружный воздух с переменной температурой $t_н$. Для сокращения расхода энергии приточный наружный воздух предварительно может быть охлажден в первой ступени методом косвенного испарительного охлаждения до температуры охлаждения $t_{ки}$. В работах [7, 8] подробно рассмотрены энергетические преимущества

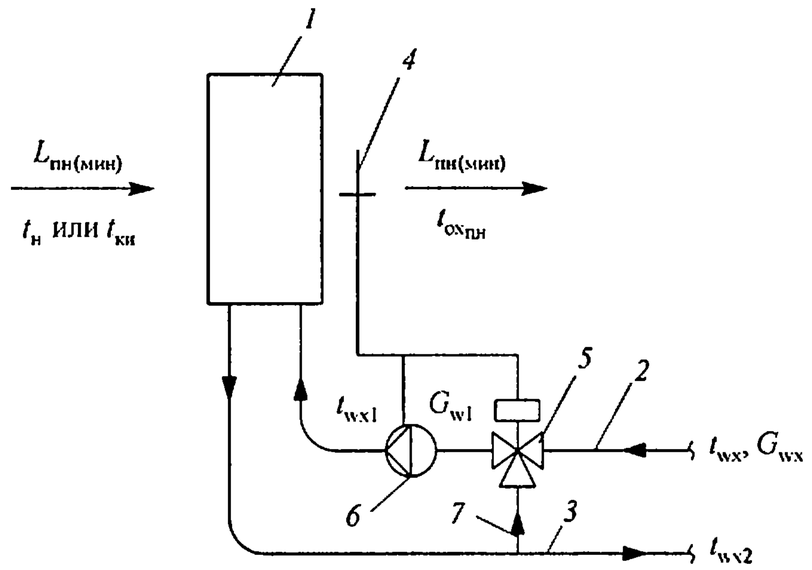


Рис. 6.7. Принципиальная схема метода качественного регулирования воздухоохладителя с помощью смесительного насоса типа UPS или UPSD

метода косвенного испарительного охлаждения, который в климате России энергетически рационально использовать в качестве первой ступени охлаждения приточного наружного воздуха $L_{пн}$ в приточном агрегате СКВ. Контроль за температурой охлажденного воздуха $t_{ох.пн}$ осуществляется датчиком *4*, имеющим импульсивную связь с исполнительным механизмом трехходового автоматического клапана *5* и магнитного пускателя смесительного насоса *6*. По трубопроводу *2* от центрального холодильного центра поступает холодная вода G_{wx}. В режимах качественного регулирования расход холодной воды G_{wx} значительно изменяется и поэтому для циркуляции воды от холодильного центра энергетически рационально применять насос с электронным регулированием частоты вращения приводного электродвигателя (индекс E в наименовании насосов фирмы «Грундфос»). Применение насоса с электронным регулированием позволяет понизить годовой расход электроэнергии на его работу в составе СКВ до 64%. Отепленная вода после воздухоохладителя *1* с температурой t_{wx2} возвращается

для охлаждения в центральном источнике приготовления холодной воды.

Регулирование охладительной способности воздухоохладителя *1* осуществляется следующим образом. При снижении температуры наружного воздуха $t_н$ для сохранения постоянства температуры охлажденного воздуха t_{ox} датчик *4* через импульсивную связь подает команду на прикрытие в трехходовом автоматическом клапане *5* сечения для поступления из трубопровода *2* холодной воды с температурой t_{wx} и открытии сечения в клапане *5* для поступления по перемычке *7* отепленной обратной воды с более высокой температурой t_{wx2}. Это приведет к возрастанию температуры охлаждающей воды t_{wx1}, подаваемой насосом *6* в трубки воздухоохладителя *1*. Из уравнения (6.5) следует, что при сохранении высоких расчетных значений коэффициентов теплопередачи K снижение холодопроизводительности Q_{ox} воздухоохладителя *1* будет происходить благодаря повышению начальной температуры t_{wx1}, что, соотвтственно, обеспечивает и снижение расхода холода от центра его выработки.

Для объектов с повышенными требованиями к надежной работе СКВ в качестве смесительных насосов *6* у воздухоохладителей *1* применяются сдвоенные насосы типа UPSD [11].

6.4. Применение насосов в установках утилизации с промежуточным теплоносителем-антифризом

Применяемые в установках утилизации водные растворы антифризов имеют повышенную вязкость по сравнению с водой. Поэтому гидравлическое сопротивление сети в установке утилизации будет больше по сравнению с перемещением по этой сети расхода воды Q_w одинакового с расходом антифриза $Q_{аф}$. Вязкость водного раствора антифриза зависит от его температуры и концентрации. На рис. 6.8 представлена графическая зависимость физических показателей водного раствора антифриза — пропилен гликоля в зависимости от его концентрации и температуры.

В установках утилизации в составе СКВ температура антифриза принимается не ниже $t_{аф2} = -4\,°C$. В процессе эксплуатации СКВ возможно поступление холодного наружного воздуха через неплотности в приемных воздушных клапанах. Поэтому температуру замерзания антифриза рекомендуется принимать не выше $-20\,°C$. По графику на рис. 6.8*а* находим, что требуется концентрация раствора 38%.

В расчетном режиме работы установки утилизации при температуре антифриза −4 °С и концентрации 38% по графикам на рис. 6.8 получим следующие значения физических показателей

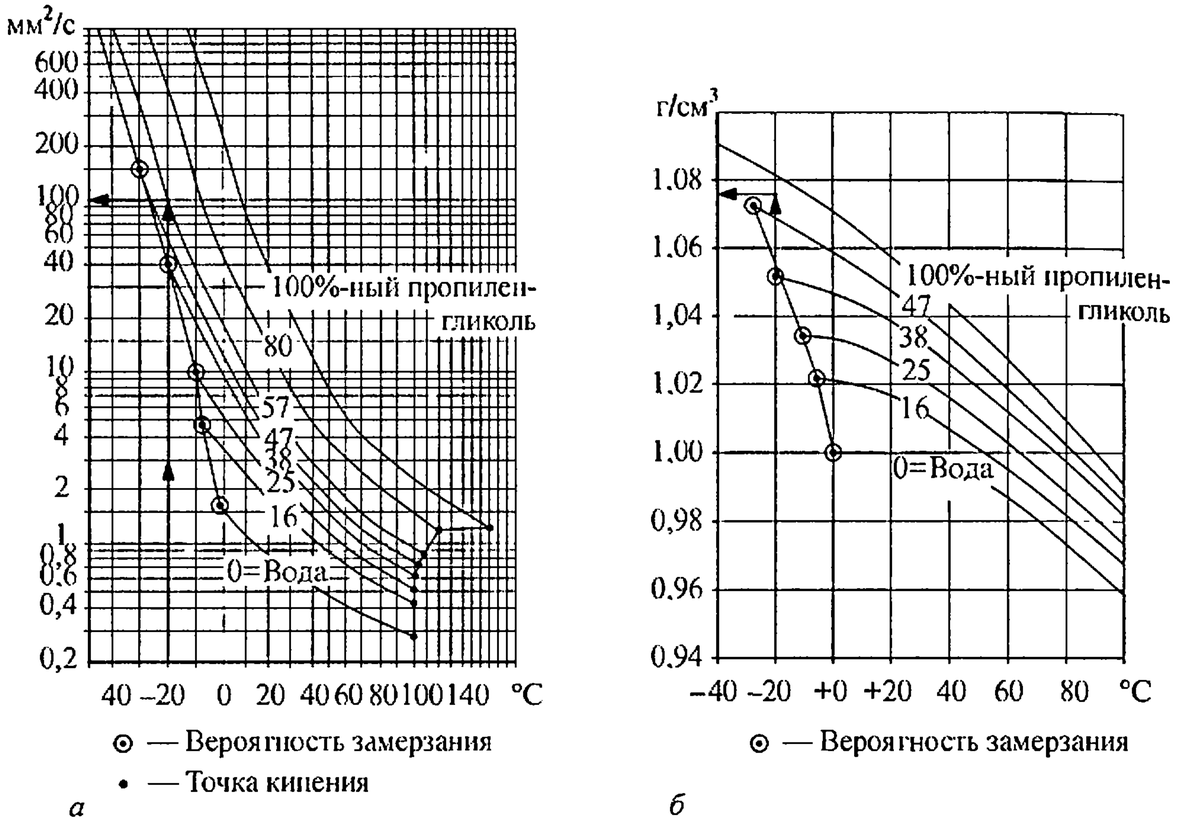


Рис. 6.8. Физические показатели водного раствора антифриза в зависимости от его концентрации и температуры: *а*) кинематическая вязкость; *б*) массовая плотность. На графиках показан стрелками пример нахождения физических показателей для водного раствора концентрацией 57% и температурой −20 °С

водного раствора пропилен гликоля: кинематическая вязкость 15 мм²/с; массовая плотность 1050 кг/м³.

В справочной литературе для расчета гидравлического сопротивления сети все показатели удельных и местных сопротивлений даются для воды. Поэтому первоначально гидравлическое сопротивление в сети установки утилизации вычисляется для условий перемещения насосом воды с температурой 4 °С. Расход воды Q_w принимается равным расчетному расходу антифриза $Q_{аф}$.

По результатам расчета находится требуемый напор насоса при перемещении по сети воды H м вод.ст. По графикам на рис. 6.9 находятся повышающие коэффициенты на возрастание требуемого напора при перемещении насосом антифриза вместо воды, который обозначается $K_н$. Требуемый напор насоса для перемещения

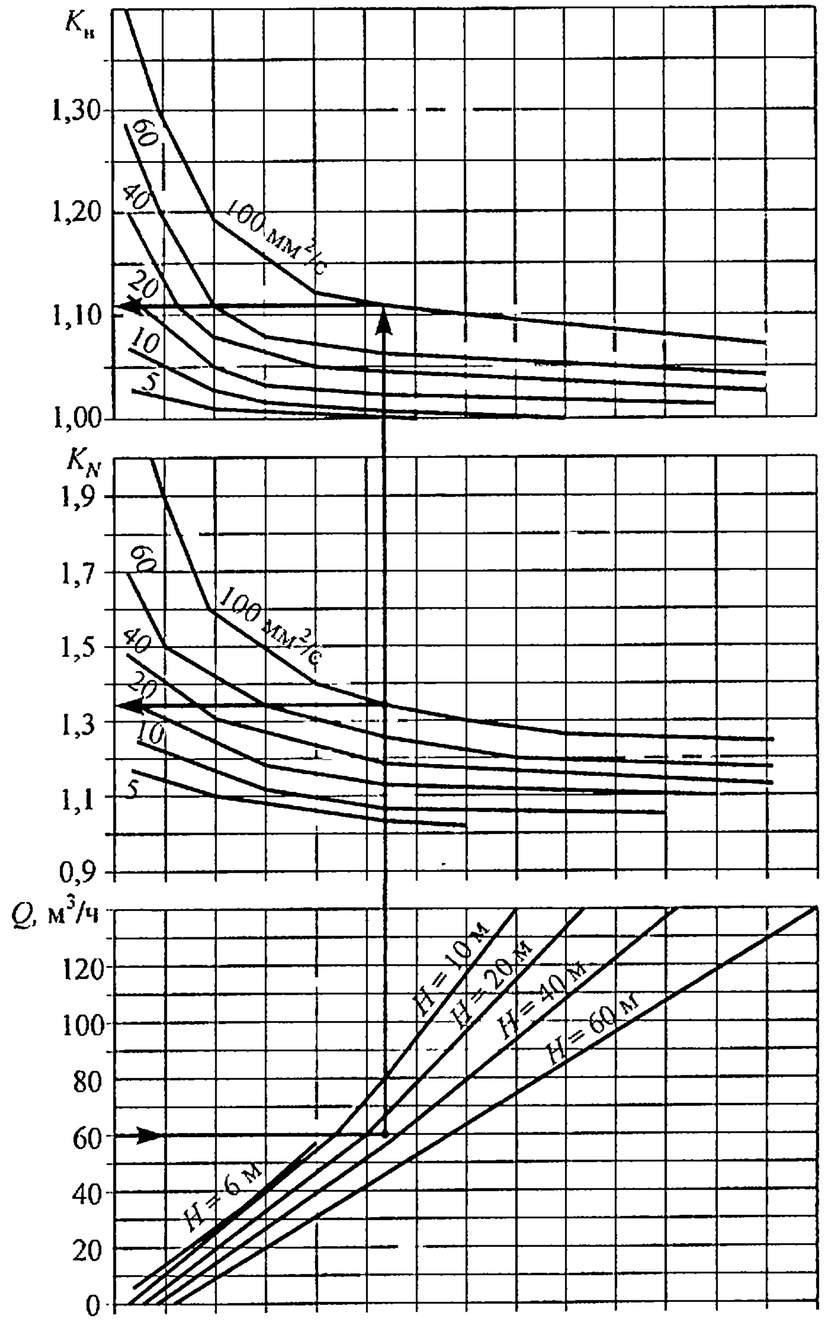


Рис. 6.9. Графики для нахождения поправочных коэффициентов возрастания требуемого давления насоса $K_н$ и мощности приводного электродвигателя насоса K_N при перекачке по гидравлической системе антифриза по сравнению с перекачкой воды одинакового расхода $Q_w = Q_{аф}$. Стрелками на графике показан пример для технологического холодоснабжения антифризом концентрации 57% и температуры −20 °С. Расход воды в первоначальных расчетах $Q_w = 60$ м³/ч и требуемый напор насоса 30 м вод.ст

по расчетной гидравлической сети расчетного расхода антифриза вычисляется по формуле

$$H_{\text{аф}} = H_{\text{w}} \times K_{\text{н}},\ \text{м}. \qquad (6.6)$$

Перемещение насосом вместо воды антифриза потребует большей мощности приводного электродвигателя, что оценивается повышающим коэффициентом K_N. Тогда требуемая мощность электрического привода насоса для перемещения по сети антифриза расходом $Q_{\text{аф}}$, м^3/ч вычисляется по формуле

$$N_{\text{нас.аф}} = \frac{Q_{\text{аф}} \times H_{\text{аф}} \times \rho_{\text{аф}} \times K_N}{\eta_{\text{нас}} \times \eta_{\text{эл}} \times 100 \times 3600},\ \text{кВт} \cdot \text{ч}. \qquad (6.7)$$

6.5. Современные решения по использованию насосов в системах теплоснабжения зданий

Централизованные сети теплоснабжения зданий от ТЭЦ или групповых котельных остаются основным методом обеспечения теплотой горячей воды систем отопления, вентиляции и СКВ в зданиях различного назначения. Для повышения гибкости регулирования потребления теплоты от центрального источника в зданиях монтируется индивидуальные тепловые пункты (ИТП). Они обычно располагаются в подвалах зданий в местах ввода трубопроводов от теплосетей. По современным требованиям энергосбережения на вводах теплосетей устанавливается счетчик для измерения расхода зданием тепла.

На рис. 6.10 показано, что на подающем трубопроводе *11* от ТЭЦ и обратном трубопроводе *12* возврата обратной воды ТЭЦ установлены счетчики расхода горячей воды, входящие в комплекс учета *10* расхода зданием тепла. Установка двух счетчиков измерения расходов горячей воды на трубопроводах сети централизованного теплоснабжения делается по «Правилам» [17]. Если потребитель устанавливает счетчик расхода только на одном трубопроводе поступления горячей воды в здания, то снабжающая организация имеет право включать в стоимость тепла и долю потерь горячей воды в протяженных наружных трубопроводах. Поэтому экономически целесообразно устанавливать требуемые по «Правилам» счетчики [17], что освободит потребителей от оплаты потерь в наружных сетях теплоснабжения, которые в настоящее время из-за изношенности труб значительны.

Комплекс учета расхода тепла *10* кроме двух счетчиков расходов горячей воды включает два термометра сопротивления и ми-

кропроцессорное устройство записи и расчета расхода тепла, которое запрограммировано на расчетное уравнение

$$Q_{\text{т}} = L_{\text{w}} \times \rho_{\text{w}} \times c_{\text{w}} \frac{T_{\text{wr1}} - T_{\text{w.об}}}{3600},\ \text{кВт} \cdot \text{ч}. \qquad (6.8)$$

Сохранение постоянства перепада давлений в трубопроводах централизованного теплоснабжения обеспечивается регулятором *1*. Нагрев воды для системы отопления здания осуществляется в пластинчатом теплообменнике *2*. На трубопроводе выхода обратной воды из пластинчатого теплообменника *2* установлен регулирующий автоматический клапан *3*, контролирующий обратную температуру воды, поступающую в обратный трубопровод *12*. Температура обратной воды $T_{\text{w.об}}$ изменяется по графику теплоснабжения от ТЭЦ в зависимости от изменения температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$. В ИТП здания температуру наружного воздуха контролирует датчик *19*, связанный с регулятором *18*, к которому присоединены датчики замера температуры воды в обратном трубопроводе *12* к ТЭЦ и подающем трубопроводе двухтрубной системы отопления здания. У нагревательных приборов в отапливаемых помещениях здания установлены индивидуальные термо-

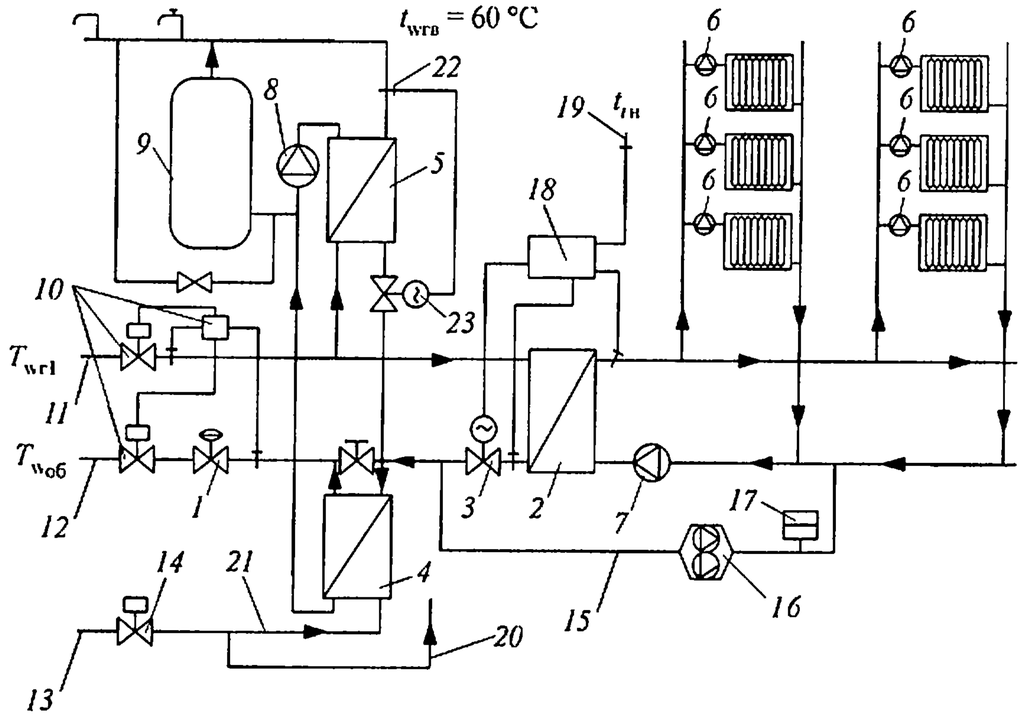


Рис. 6.10. Индивидуальный тепловой пункт (ИТП) с подключением к насосной циркуляции в системах отопления и горячего водоснабжения здания

регуляторы *6*. Работа терморегуляторов *6* приводит к изменению расходов горячей воды в системе отопления. Для сохранения постоянства давления воды в стояках систем отопления фирмы поставщики приборов автоматики рекомендуют устанавливать на стояках регулирующие клапаны постоянства давления, что значительно удорожает систему отопления.

В схеме на рис. 6.10 сохранение постоянства давления в сети трубопроводов системы отопления достигается применением насоса *7* фирмы «Грундфос» типа UPE с электронным регулированием частоты вращения ротора электродвигателя в зависимости от замеряемых перепадов давлений на выходе и входе воды в насос. Это позволяет обеспечить гидравлическую устойчивость системы отопления без применения дорогостоящих клапанов поддержания постоянства давления воды в стояках. Стоимость автоматических клапанов поддержания постоянства давления перекрывает разницу в цене на насосы типа UPS и UPE. Главным преимуществом применения насосов *7* типа UPE в системах отопления является снижение годовых расходов электроэнергии на круглогодовую работу до 60%.

Для наполнения систем отопления химически подготовленной водой с отбором из системы теплоснабжения служит сдвоенный насос *16*, управляемый от герметичного бака *17* контроля уровня воды. Система горячего водоснабжения снабжается водопроводной водой через подающий трубопровод *13* от централизованной сети водоснабжения здания. Потребление водопроводной воды зданием фиксируется по счетчику *14*, после которого водопроводная вода поступает в здания по трубопроводу *20* для холодного водоснабжения, а по трубопроводу *21* для нагрева в первой ступени *4* в пластинчатом теплообменнике, присоединенном к трубопроводу *12* обратной воды после теплообменника нагрева воды для системы отопления здания. Если нагрева водопроводной воды для системы горячего водоснабжения в теплообменнике *4* первой ступени недостаточно, что контролируется датчиком *22*, то подается команда на открытие автоматического клапана *23*. Это обеспечивает пропуск горячей воды из подающего трубопровода *11* сети теплоснабжения через теплообменник *5* — вторая ступень нагрева воды для горячего водоснабжения до $t_{\text{WГВ}} = 60\,^{\circ}\text{C}$. Циркуляция воды в системе горячего водоснабжения здания обеспечивается от работы насоса *8*. Водоразбор потребителей горячей воды в здании неравномерен по времени суток и дням недели. В рабочие дни наибольшее потребление горячей воды характерно для утренних и вечерних часов.

В дни отдыха в жилых домах расход воды горячего водоснабжения возрастает. Для выравнивания расхода горячей воды служит бак-аккумулятор *9*. Переменность расхода воды горячего водоснабжения делает энергетически целесообразным в качестве циркуляционного насоса *8* применять насос с электронным управлением частоты вращения. Это позволит значительно (до 60%) сократить расходы электроэнергии на работу насоса *8* в ночные и дневные часы, когда значительно снижается пользование жильцами горячим водоснабжением.

На основе опыта эксплуатации тепловых сетей в Москве [14] установлено, что повреждаемость тепловых сетей от внутренней коррозии составляет около 30% от общего числа неисправностей. Наиболее общими причинами разрушения в сетях теплоснабжения, нагревательных установках и других гидравлических системах являются наличие в циркуляционных сетях воздуха и грязи. Одновременно эти причины обусловливают трудности при обслуживании сетей и установок теплоснабжения.

Традиционно для удаления воздуха из сетей и установок теплоснабжения применяются автоматические воздухоудаляющие клапаны, либо воздухосборники со сбросным вентилем, устанавливаемые в наиболее высоких точках систем. Несмотря на наличие воздухоудаляющих устройств, проблемы наличия воздуха в системах сохраняются и способствуют интенсификации коррозии трубопроводов и теплообменных установок, нарушают гидравлическую устойчивость колец циркуляции воды.

Для устранения грязи из сети циркуляции воды традиционно применяются водяные фильтры, которые при накоплении удержанной грязи резко повышают гидравлическое сопротивление, что снижает производительность гидравлических систем. Для очистки фильтра без остановки работы гидравлической сети прибегают к монтажу параллельных фильтров с наличием отключающих вентилей. Применение двойного оборудования удорожает систему. При очистке отключенного от гидравлической сети фильтра производят выемку фильтрующего слоя и устранение задержанной грязи. Это усложняет эксплуатационное обслуживание систем.

Без наличия в гидравлической сети стабилизатора давления создаются условия неустойчивой работы циркуляционных сетевых насосов, что вызывает повышенные расходы энергии на работу насосов, возникновению шумов и возможные разрушения из-за гидравлических ударов.

Решение перечисленных проблем достигается путем применения в гидравлических сетях многоцелевого предохранителя, созданного фирмой «Мейбес».

На рис. 6.11 показана конструктивная схема и принцип работы многоцелевого предохранителя фирмы «Мейбес». Из потока воды, поступающей в многоцелевой предохранитель, воздух и газы, растворенные в воде, извлекаются и собираются в верхней части аппарата. Вода имеет способность абсорбировать и растворять воздух, содержащий до 23% по массе кислорода. Растворенный в воде кислород является причиной протекания разрушающих процессов, ведущих к коррозии и появлению новых газов, которые соединяются с воздухом и проникают в систему. Поэтому даже в гидравлических системах, оборудованных автоматическими устройствами для постоянного отвода воздуха и газов, они всегда со временем возобновляются.

В многоцелевом предохранителе «Мейбес» применен новый принцип выведения из воды воздуха. Поступающий в аппарат поток горячей воды встречается с перегораживающей пластиной (c), что создает двойной эффект, направленный на формирование в воде укрупненных пузырей воздуха, которые покидают поток воды и собираются выше расширительной камеры (d). Далее поток воды изменяет направление движения и снижает скорость воды до 0,1 м/с. Давление в потоке снижается, что приводит к его расширению и к созданию благоприятных условий для выхода пузырей растворенных газов из воды. Прежде всего большие пузыри воздуха покидают аппарат через воздушный автоматический клапан (K), установленный на вентиле (g), имеющем насадку для надевания промывочного шланга поступления водопроводной воды под напором.

Для предотвращения турбулизации потока и улавливания мелких пузырей воздуха водяной поток при малых скоростях проходит по параллельным вертикальным каналам отделительной насадки (h). В верхней части аппарата пузыри воздуха укрупняются и отводятся через автоматический клапан (K). После отделителя (h) поток горячей воды поворачивает на 90° и поступает в магистральный трубопровод, присоединенный к фланцу (a). Сечение трубопровода значительно меньше свободного сечения отделителя (h), что обусловит повышение динамического давления потока. Это способствует абсорбции горячей водой газов, не собранных в расширительной камере (d).

Известно, что при нагреве воды в котле и транспортировании ее по трубопроводам постоянно образуются воздушные пузыри и

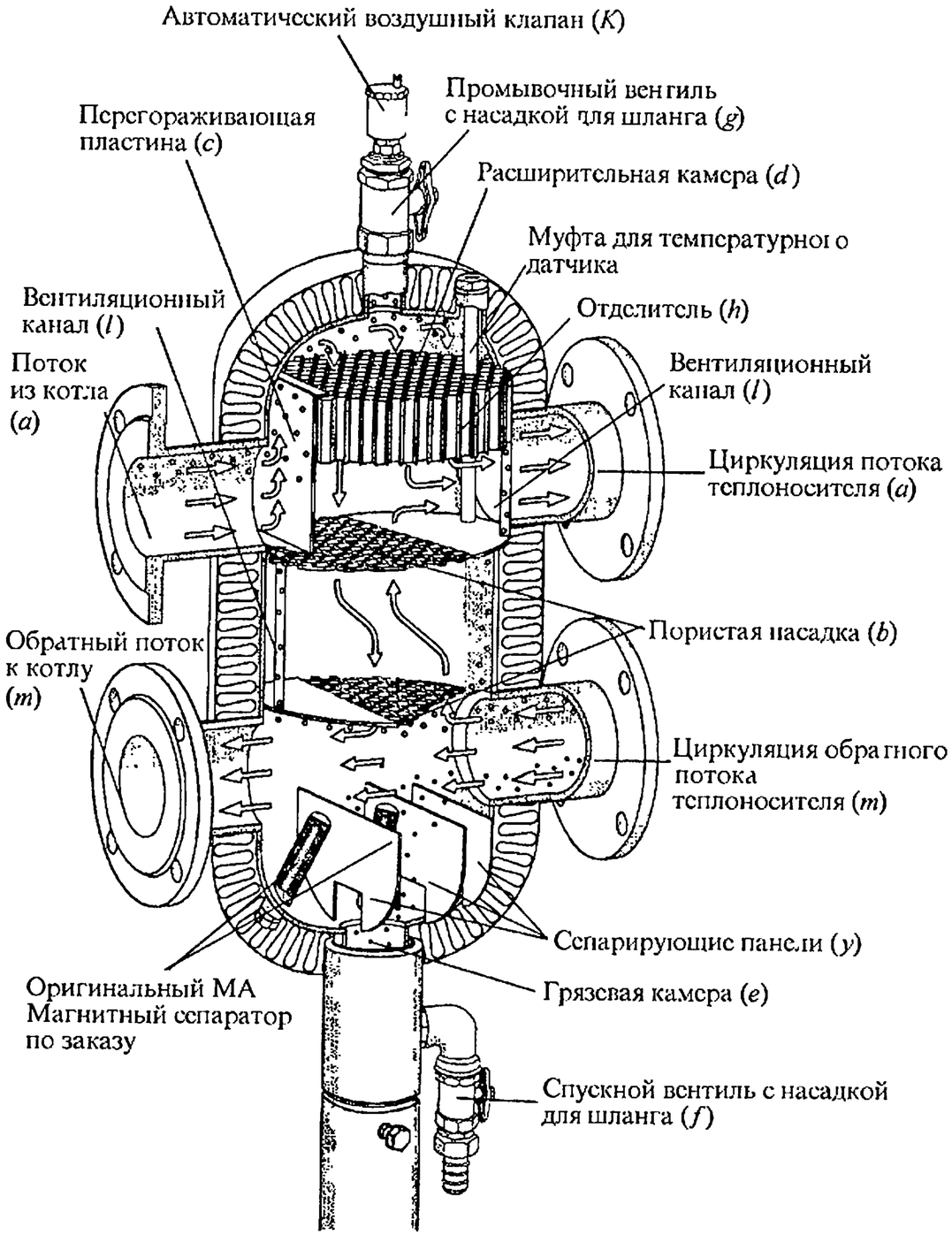


Рис. 6.11. Принципиальная конструктивная и функциональная схема многоцелевого предохранителя фирмы «Мейбес»

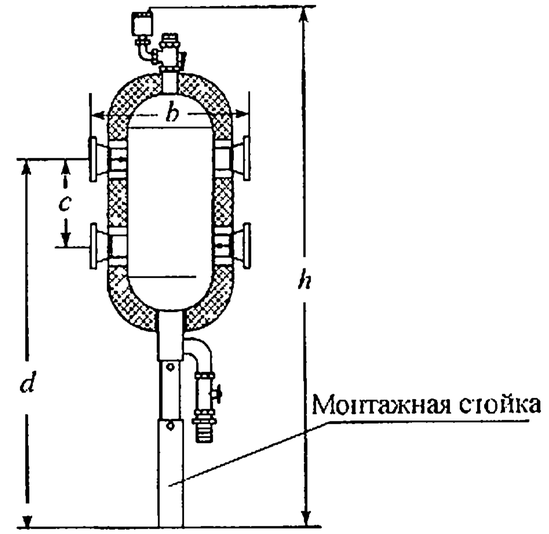
газы, которые попадают в гидравлическую систему и часто служат причиной повышенного износа и даже разрушения котлов, трубо-

проводов и насосов. Поэтому традиционно в системах теплоснабжения применяется множество воздухоотводчиков. Использование многоцелевого предохранителя «Мейбес» позволяет отказаться от применения на сети множества воздухоотводчиков и принципиально улучшить процесс выделения из воды воздуха и удаления его из гидравлической системы.

Обратные трубопроводы присоединяются к аппарату «Мейбес» через фланцы (m). При входе в многоцелевой предохранитель резко снижается скорость потока обратной воды. По обе стороны разделительной насадки (b) с S-образными каналами создастся малый перепад давлений. Это обеспечивает прохождение через аппарат подающих и обратных потоков воды без их перемешивания. Применение разделительной насадки (b) пористой структуры позволяет дополнительно выделять из обратного потока воды воздушные пузыри, которые по вентиляционным каналам (l) поступают в верхнюю часть аппарата в расширительную камеру (d), откуда через автоматический клапан (K) отводятся в атмосферу. Многоцелевой предохранитель «Мейбес» может быть без пористой насадки (модификация OW). Вместо пористой насадки в этой модификации применяются две сварные сплошные перегородки, между которыми образуется слой воздушной изоляции между подающим и обратным теплоносителя.

Взвешенные частицы и грязь из потока воды собираются и удаляются из нижней части аппарата. На входе в аппарат обратного потока происходит резкое снижение скорости воды. что обусловливает выпадение взвешенных частиц и грязи в нижней грязевой камере (e) аппарата. По специальному заказу многоцелевой предохранитель может поставляться с магнитными сепараторами (типа MA), которые будут постоянно удерживать на поверхности сепарирующих панелей (y) частицы ржавчины и другие возможные магнитноулавливаемые частицы из потока воды. Удержанные магнитоулавливаемые частицы и грязь периодически смываются под напором водопроводной воды, подводимой из шланга, надеваемого на насадки (d). При проведении промывки аппарата второй шланг надевается на насадку спускного вентиля (f). При открытых промывочном (d) и спускном (f) вентилях под напором водопроводной воды собранные в грязевой камере (e) и на сепарирующих панелях (y) частицы удаляются в канализацию. Таким образом, не требуется извлечения фильтровального материала и включения дублирующей группы фильтров, как это происходит в традиционных системах. Упрощение эксплуатационного обслужи-

вания способствует повышению надежности соответствующих узлов гидравлических систем. Фирма «Мейбес» выпускает многоцелевые предохранители в широком диапазоне производительности как это представлено ниже в таблице.



Технические показатели многоцелевого предохранителя «Мейбес» (Нагревательные системы с температурой до 130 °C)

Тип	Кол-во жидкости, $м^3/ч$	Производительности, кВт/ч	Присоединение	a	b	c	d	h	n заказа
MH40	6	135	DN40	220	382	225	700–1100	1000–1400	66364.40
MH50	6	135	DN50	220	382	225	700–1100	1000 1400	66364.50
MH65	8	180	DN65	220	382	225	700–1100	1000–1400	66364.65
MH80	12	280	DN40	220	382	225	700–1100	1000–1400	66364.80
MH100	20	450	DN100	300	500	340	900–1300	1250–1650	66364.100
MH125	30	700	DN125	300	500	340	900–1300	1250–1650	66364.125
MH150	6	500	DN150	420	660	450	1050-1450	1500–1900	66364.150
MH200	100	2300	DN200	420	660	450	1050–1450	1500–1900	66364.200

Все размеры в мм. $\Delta T = 20$ K. Все типы с фланцами и изоляций. Имеется MG многоцелевые предохранители для резьбового присоединения на диаметры 1″, 2″ и 1,5″ с магнитным сепаратором и с наличием или без гидравлического стабилизатора. После стандартного наименования записываются следующие обозначения: OW — без гидравлического стабилизатора (для конденсационных котлов); MA — с магнитным сепаратором (4 части); MA OW — с магнитным сепаратором (4 части), но без гидравлического стабилизатора.

Применение многоцелевых предохранителей по схеме на рис. 6.11 позволяет обеспечить стабилизацию потоков горячей воды для колец ее циркуляции в системе отопления и воздухонагревателей в приточных агрегатах. Предотвращается возникновение в подающих и обратных контурах циркуляции обособленных течений. Воздух и газы из системы постоянно удаляются и поэтому снимаются проблемы нарушения циркуляции.



Рис. 6.12. Фотография узла зонального насосного снабжения здания с применением многоцелевого предохранителя фирмы «Мейбес»: *1* — многоцелевой предохранитель; *2* — подающий коллектор горячей воды; *3* — обратный коллектор возврата воды к центру ее нагрева; *4* — зональный насосный узел подачи и возврата горячей воды без наружной теплоизоляции; *5* — зональный насосный узел подачи и возврата горячей воды с установкой на оборудовании узла сегментной тепловой изоляции

Для повышения качества монтажных работ на ИТП и ЦТП фирма «Мейбес» разработала и поставляет модульные устройства

для распределения горячей воды. На рис. 6.12 показана фотография модульного устройства узла зонального насосного снабжения потребителей горячей воды в здании. К многоцелевому предохранителю *1* присоединяются подающий *2* и обратный *3* коллекторы зонального насосного снабжения потребителей горячей воды в здании. Кольца насосной циркуляции *4* показаны без покрытия сегментами тепловой изоляции. Кольца насосной циркуляции *5* показаны с наличием сегментов тепловой изоляции, что способствует снижению тепловых потерь в сетях теплоснабжения. На фото рис. 6.12 показано наличие сегментной тепловой изоляции на подающем *2* и обратном *3* коллекторах.

Первое и последнее кольца насосной циркуляции имеют перемычки между подающим и обратным стояками контуров насосной циркуляции. Это показывает, что в этих контурах насосной циркуляции применено качественное регулирование температуры горячей воды, подаваемой насосами к потребителям.

Фирма «Мейбес» поставляет модульные системы распределения на производительность по горячей воде до 100 м^3/ч с модулями циркуляционных насосов с присоединительными патрубками от 25 до 65 мм. Поставка предварительно собранных модульных устройств позволяет обеспечить быстрое и качественное проведение монтажных работ. Создает удобства для обслуживания и повышения надежности работы циркуляционных насосных систем.

Модульная конструкция водораспределения позволяет применить в здании энергетически рациональное количество и протяженность сетей теплоснабжения потребителей с оптимизацией гидравлического сопротивления сетей.

6.6. Современные решения по использованию насосов в системах холодоснабжения зданий

В местно-центральных СКВ приготовление холодной воды, как правило, осуществляется на единой холодильной станции. Обычно из испарителя холодильной машины выходит охлажденная вода с температурой $t_{wx} = 7\,^{\circ}C$. С помощью такой холодной воды в воздухоохладителе центрального кондиционера можно осуществить требуемый режим охлаждения и осушения приточного воздуха. Воздухоохладитель центрального кондиционера автоматически регулируется на поддержание требуемой температуры охлажденного воздуха с помощью смесительного насоса, как это показано на схеме рис. 6.6.

Для местных агрегатов, устанавливаемых в самих обслуживаемых помещениях, энергетически рациональным является режим охлаждения внутреннего воздуха при постоянном влагосодержании. Осуществление такого режима охлаждения возможно при условии подачи в трубки воздухоохладителей местных агрегатов холодной воды t_{w1} с температурой не более, чем на два градуса ниже температуры точки росы внутреннего воздуха $t_{вр}$:

$$t_{w1} = t_{вр} - 2, \ ^\circ C. \tag{6.8}$$

Для получения требуемой температуры холодной воды t_{w1} может быть использована схема насосного холодоснабжения местных воздухоохладителей, представленная на рис. 6.13. Воздухоохладители *1* местных агрегатов имеют на подающем трубопроводе *2*

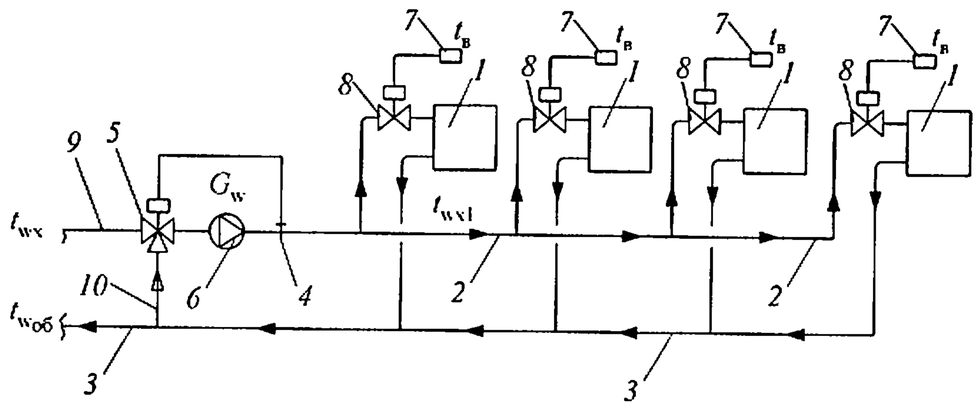


Рис. 6.13. Схема холодоснабжения местных воздухоохладителей в помещениях: *1* — воздухоохладитель в местном вентиляторном или эжекционном агрегате; *2* — трубопровод подачи к воздухоохладителям холодной воды с температурой t_{w1}; *3* — трубопровод возврата отепленной воды с температурой $t_{w.об}$; *4* — датчик контроля t_{w1}; *5* — трехходовой смесительный автоматический клапан; *6* — циркуляционный насос серии UPE фирмы «Грундфос»; *7* — датчик контроля температуры воздуха в помещении $t_в$; *8* — терморегулятор расхода холодной воды через воздухоохладитель; *9* — трубопровод подачи охлажденной воды t_{wx} от холодильной станции; *10* — перемычка подачи отепленной воды $t_{w.об}$

холодной воды автоматический регулятор *8*, исполнительный механизм которого управляется от датчика *7*, контролирующего температуру воздуха в помещении $t_в$. Отепленная вода после воздухоохладителей *1* с температурой $t_{w.об}$ по трубопроводу *3* поступает на холодильную станцию. От холодильной станции холодная вода с температурой $t_{wx} = 7^\circ C$ поступает по трубопроводу *9* к трехходовому смесительному клапану *5*, который через перемычку *10* соединен с обратным трубопроводом *3*. Выход из трехходового клапана *5* соединен трубопроводом со стороной всасывания на-

соса *6*. Установлен датчик *4*, контролирующий требуемую начальную температуру воды t_{w1} и воздействующий на исполнительный механизм трехходового автоматического клапана *5*.

При регулировании охладительной способности местного воздухоохладителя *1* автоматическим терморегуляторам *8* изменяется расход холодной воды G_w в системе насосного холодоснабжения. Поэтому для сохранения постоянства давления в подающих трубопроводах *2* перед терморегуляторами *8* в системе холодоснабжения местных воздухоохладителей *1* применен насос типа UPE. В § 6.1 подробно рассмотрены преимущества применения насосов с электронным регулированием частоты вращения в системах холодоснабжения с переменным расходом холодной воды G_w.

На рис. 6.14 представлена открытая схема циркуляции воды в центре холодоснабжения и через аппараты СКВ. Для открытой схемы обязательным условием является расположение холодильной машины, состоящей из компрессора *1*, кожухотрубного конденсатора *2*, кожухотрубного испарителя *3* и обратного бака аккумулятора *8*, ниже потребителей холода. Такое расположение центрального источника холодоснабжения и потребителей холода (воздухоохладителей в центральных кондиционерах и местных агрегатах) позволяет обеспечить стекание обратной воды $G_{w\,об}$ в сборный бак-аккумулятор *8* в отсек, из которого насос *7* забирает отепленную воду с температурой $t_{w.об}$ на охлаждение в испарителе *3* холодильной машины. Охлажденная вода G_{wx} с температурой t_{wx} от работы насоса *7* типа UPS поступает в дальний отсек бака аккумулятора *8*. Охлажденная вода с температурой t_{wx} насосом *9* забирается из крайнего отсека бака аккумулятора *8* и через обратный клапан *12* по подающему трубопроводу *10* подается к потребителям холода. Выше по схемам на рис. 6.6 и 6.13 показано, что при регулировании холодопроизводительности воздухоохладителей в составе СКВ через них изменяется расход охлажденной воды G_{wx}. Поэтому в качестве насоса *9* энергетически целесообразно применять насосы с электронным регулированием частоты вращения вала приводного электродвигателя. При остановке насоса *9* необходимо предотвратить опорожнение от воды из обратного трубопровода и воздухоохладителей, что достигается закрытием автоматического клапана *13* на обратном трубопроводе *11* по импульсу от магнитного пускателя электродвигателя насоса *9*.

Для работы холодильной машины необходимо отводить теплоту конденсации холодильного агента в конденсаторе *2*. Это дости-

гается от работы насоса *4*, забирающего из бака *6* охлажденную в градирне *5* воду $G_{w.гр}$, циркулирующую через конденсатор *2*. Применение сборного бака *6* охлажденной испарением воды обеспечи-

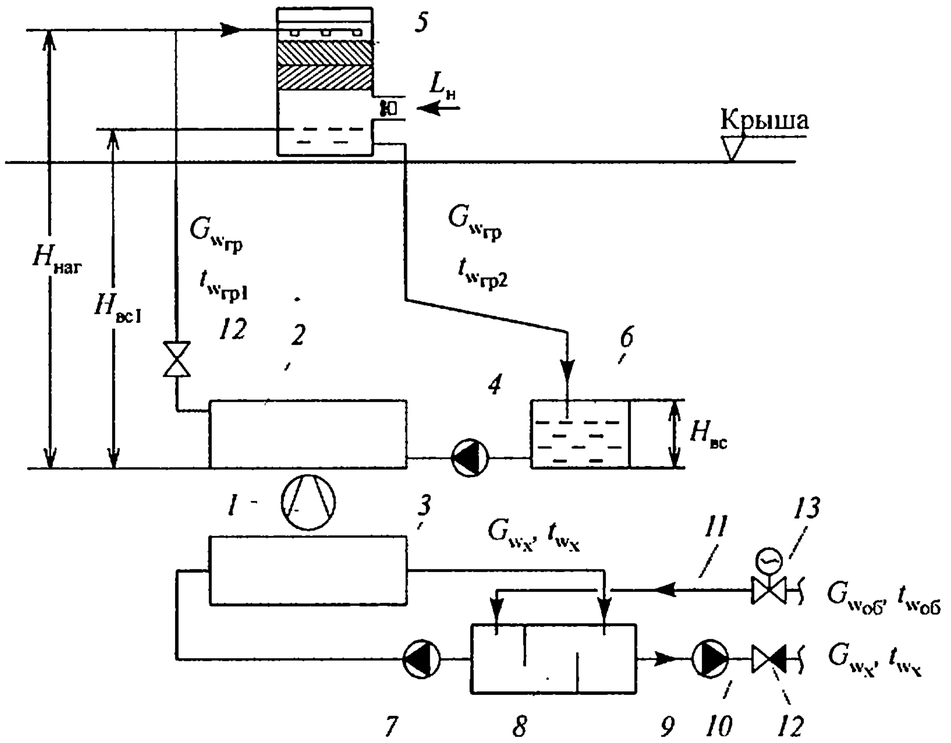


Рис. 6.14. Открытая схема циркуляции воды в центре холодоснабжения: *1* — компрессор; *2* — кожухотрубный конденсатор; *3* — кожухотрубный испаритель; *4* — циркуляционый насос контура водяного охлаждения конденсатора холодильной машины; *5* — вентиляторная градирня; *6* — сборный бак; *7* — циркуляционный насос контура охлаждения воды в испарителе холодильной машины; *8* — бак-аккумулятор охлажденной воды; *9* — насос подачи переменного расхода охлажденной воды G_{wx}; *10* — подающий трубопровод холодной воды t_{wx}; *11* — обратный трубопровод отепленной воды $t_{wоб}$; *12* — обратный клапан; *13* — запорный клапан с электрическим приводом, сблокированным с магнитным пускателем насоса *9*

васт ее свободное стекание из поддона градирни *5*. Высота уровня воды в баке *6*, равная $H_{вс}$ обеспечивает давление столба жидкости на стороне всасывания насоса. Разница высоты столба жидкости на стороне нагнетания и всасывания составит $H_{нас}-H_{вс}$, м и должна компенсироваться дополнительным к гидравлическим потерям в сети напором работающего насоса *4*. При присоединении сливного трубопровода из поддона градирни *6* непосредственно к всасывающей стороне насоса *4*, необходимая компенсация разницы в высотах водяных столбов в трубопроводах на

стороне нагнетания и всасывания составляет $H_{наг} - H_{вс1}$, м и будет значительно меньше принятой на рис. 6.14 схемы циркуляции воды через кондиционер *2*, градирню *5* и сборный бак *6*. Снижение требуемой компенсации от работы насоса *4* разницы в высотах водяного столба в трубопроводах на стороне нагнетания и всасывания обеспечит снижение требуемой величины рабочего напора насоса *4*, соответственно, потребляемой мощности электродвигателем привода рабочего колеса.

За последние годы наибольшее применение находят закрытые схемы насосной циркуляции в системах холодоснабжения. Характерным примером такой схемы является центральная система холодоснабжения СКВ в восстановленном в Москве в храме Христа Спасителя [12]. Расчетная потребность в холоде СКВ составляет (кВт · ч): верхний храм — 2060; нижний храм — 977; Соборный зал — 861; трапезная — 675. Всего 4573 кВт · ч. Для учета потерь холода в коммуникациях принят коэффициент 1,1 и расчетная холодопроизводительность составит

$$4573 \times 1{,}1 = 5030 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Потребность в холоде СКВ различных потребителей по времени суток не совпадает. Это позволило применить понижающий коэффициент одновременности использования холода 0,8 и расчетная производительность холодильных машин составила

$$5030 \times 0{,}8 = 4024 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

В восстановленном храме Христа Спасителя полезно использован котлован, который был вырыт при сооружении фундамента Дворца Советов. В 1941 г. строительство Дворца Советов было остановлено и котлован позднее использовался для открытого плавательного бассейна. Все новые помещения размещены ниже основания верхнего храма, повторяющего архитектурный облик прежнего сооружения. Принципиально новым является использование во всех помещениях Храма СКВ, проект которых разработан институтом «Моспроект-2».

Центральная холодильная станция расположена на нижней отметке котлована и машинный зал имеет площадь 310 м^2. Для охлаждения циркулирующей через аппараты СКВ холодной воды применено две холодильные машины типа CVGE56-KC-PC холодопроизводительностью в расчетном режиме 2000 кВт · ч каждая. Холодильные машины разработаны и производятся фирмой

«Трейн» *). Холодильная машина включает двухступенчатый центробежный компрессор и может регулировать холодопроизводительность от 20 до 100%. В качестве рабочего агента использован озонобезопасный хладагент R134a. Приводной электродвигатель охлаждается жидким хладоагентом и коэффициент преобразования электроэнергии в холод составляет 5,8 кВт · ч холода/кВт · ч электроэнергии на привод компрессора.

На заводе-изготовителе фирмы «Трейн» полностью собранная холодильная машина проходит всесторонние испытания, что является гарантией высокого качества и надежности ее работы. Для снижения шума и вибрации машина смонтирована на пружинных амортизаторах, учитывающих распределение массы отдельных частей. Водяные конденсаторы холодильных машин охлаждаются водой, поступающей при температуре 27 °С от двух вентиляторных градирен.

Чтобы не нарушать общей, архитектурной композиции территории Храма. градирни размещены в выемках относа котлована. Для устранения шума от работы вентиляторов градирен на входе в них наружного воздуха установлены эффективные шумоглушители. Фотографии холодильного центра и примененных градирен опубликованы в работе [12].

На рис. 6.15 представлена принципиальная схема закрытой системы насосной циркуляции воды в центре холодоснабжения, обслуживающем СКВ в храме Христа Спасителя. На каркасе *1* смонтированы: двухступенчатый центробежный компрессор *2*, кожухотрубный водяной конденсатор *3* и кожухотрубный водяной испаритель *4*.

Отепленная вода $G_{w.об}$ после аппаратов СКВ по общему обратному трубопроводу *11* поступает в герметичный сборный бак *7*. Из сборного бака *7* отепленная вода поступает в общий обратный коллектор *9*, соединенный с всасывающей стороны двух циркуляционных сдвоенных насосов *14*, нагнетательная сторона которых трубопроводами соединена с испарителем *4* холодильной машины.

Из испарителя *4* охлажденная вода G_{wx} по соединительным трубопроводам поступает к стороне всасывания двух циркуляционных сдвосенных насосов *13*, подающих охлажденную воду в общий коллектор *12* и общий трубопровод *15* к аппаратам СКВ. Между общим подающим *12* и обратном *9* коллекторами предусмотрен соединительный трубопровод, на котором смонтирован регулятор *10*

*) Москва, тел. (095) 742-00-09, факс (095) 365-44-69.

перепада давления в коллекторах. Для выравнивания расходов воды в обратном трубопроводе *11* и подающем трубопроводе *15* предусмотрен обводной трубопровод *8*.

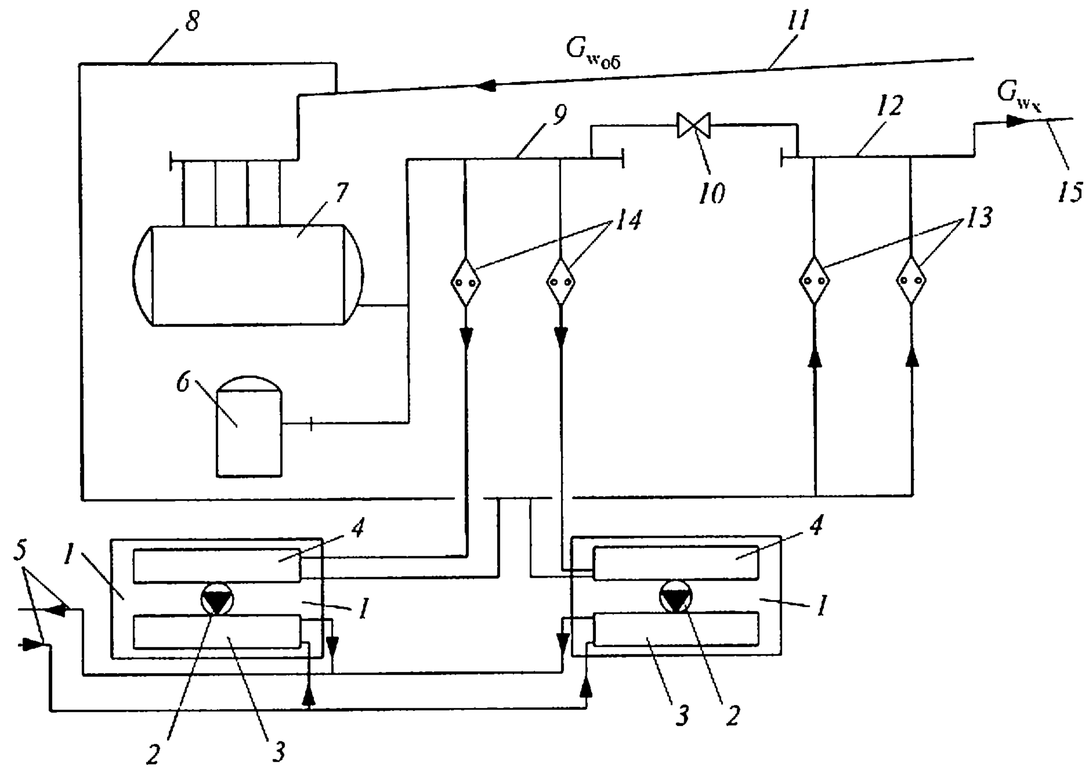


Рис. 6.15. Принципиальная схема закрытой системы насосной циркуляции воды в центре холодоснабжения: *1* — каркас холодильной машины, монтируемой на пружинных амортизаторах; *2* — двухступенчатый турбокомпрессор; *3* — конденсатор; *4* — испаритель; *5* — трубопроводы насосной циркуляции воды через градирни; *6* — мембранный расширительный бак; *7* — сборный герметичный бак; *8* — обводной трубопровод; *9* — общий обратный коллектор; *10* — регулятор перепада давлений воды в коллекторах; *11* — общий обратный трубопровод возврата отепленной воды $G_{wоб}$ от СКВ; *12* — подающий коллектор охлажденной воды G_{wx} к СКВ; *13*, *14* — циркуляционные сдвоенные насосы; *15* — общий подающий трубопровод холодной воды G_{wx}

Применение сдвосенных циркуляционных насосов *13* и *14* позволяет обеспечить надежность работы системы холодоснабжения.

Приложение

Методика и Примеры

расчета годового потребления и стоимости тепла на отопление и вентиляцию при применении установки утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев саннормы приточного наружного воздуха и на горячее водоснабжение квартиры в жилом многоэтажном доме при автономном теплоснабжении ночным электрическим нагревом воды

1. Исходные данные для расчета систем ОВ

1.1. Поверхность наружных ограждений $F_{\text{н}}, \text{м}^2$.

1.2. Приведенное термическое сопротивление наружных ограждений $R_{\text{н}}, \text{м}^2 \cdot \text{град/Вт}$, вычисляемое по методике СНиП [20].

1.3. Обитаемая площадь $F_{\text{об}}, \text{м}^2$.

1.4. Общая площадь помещений, $F_{\text{кв}}, \text{м}^2$.

1.5. Климатические данные по средним температурам наружного воздуха $t_{\text{н.ср}}$, °С по месяцам, принимается по данным таблицы в СНиП [21].

1.6. Санитарная норма подачи приточного наружного воздуха $l_{\text{пн}}, \text{м}^3/\text{ч}$ принимается по данным СНиП [18].

1.7. Расценки на использование тепла, электроэнергии в дневные и ночные часы.

1.8. Расчетная теплотехническая эффективность установки утилизации

$$\theta_{\text{ту}} = \frac{t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}}{t_{\text{у1}} - t_{\text{н1}}}.$$

Для установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза можно принять $O_{\text{ту}} = 0{,}36{-}0{,}38$.

1.9. Средняя за сутки интенсивность бытовых тепловыделений $q_{\text{быт}}, \text{Вт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$.

2. Расчет по месяцам затрат тепла на цели отопления и вентиляции (ОВ) в жилой квартире

2.1. Определение часовых трансмиссионных теплопотерь для средней температуры наружного воздуха $t_{\text{н.ср}}$ для каждого месяца отопительного периода:

$$q_{\text{т.тр}} = \frac{F_{\text{н}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н.ср}})}{R_{\text{н}}}, \ \text{Вт} \cdot \text{ч}. \qquad (\text{П1})$$

2.2. Вычисление расхода приточного наружного воздуха в обитаемом помещении квартиры:

$$L_{\text{пн}} = F_{\text{об}} \times l_{\text{пн}}, \ \text{м}^3/\text{ч}. \qquad (\text{П2})$$

По СНиП [18] саннорма для жилых зданий $l_{\text{пн}} = 3\,\text{м}^3/\text{ч}$ на кв. м обитаемой площади.

2.3. Вычисляется температура приточного наружного воздуха после установки утилизации:

$$t_{\text{пн}} = \theta_{\text{ту}}(t_{\text{у1}} - t_{\text{н.ср}}) + t_{\text{н.ср}}, \ °\text{С}, \qquad (\text{П3})$$

где $t_{\text{у1}}$ — температура удаляемого вытяжными системами выбросного воздуха, °С; $t_{\text{н.ср}}$ — средняя за месяц температура наружного воздуха по данным таблицы [21], °С.

2.4. Вычисление требуемого тепла для догрева приточного наружного воздуха после установки утилизации:

$$Q_{\text{т.пн}} = L_{\text{пн}} \times \rho_{\text{пн}} \times c_{\text{р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{пн}}}{3{,}6}, \ \text{Вт} \cdot \text{ч}. \qquad (\text{П4})$$

2.5 Вычисление бытовых тепловыделений в обитаемых помещениях:

$$q_{\text{т.быт}} = F_{\text{об}} \times q_{\text{быт}}, \ \text{Вт} \cdot \text{ч}. \qquad (\text{П5})$$

2.6. Часовая потребность в тепле на нужды функционирования систем отопления и вентиляции в каждом месяце:

$$q_{\text{т.ов}} = (q_{\text{т.тр}} + q_{\text{т.пн}}) - q_{\text{г.быт}}, \ \text{Вт} \cdot \text{ч}. \qquad (\text{П6})$$

2.7. Потребление за месяц тепла на функционирование систем отопления и вентиляции:

$$Q_{\text{т.ов}} = q_{\text{т.ов}} \times Z \times 10^{-3}, \ \text{кВт} \cdot \text{ч/мес}. \qquad (\text{П7})$$

где Z — количество часов потребления тепла за месяц.

2.8. Годовой расход тепла на функционирование систем отопления и вентиляции:

$$\sum Q_{\text{т.ов}} = Q_{\text{т.овI}} + \ldots + Q_{\text{т.овXII}} \ \text{кВт} \cdot \text{ч/год}, \qquad (\text{П8})$$

где $Q_{\text{т.овI}}$ — расход тепла в январе, кВт · ч/мес; $Q_{\text{т.свXII}}$ — расход тепла в декабре, кВт · ч/мес.

2.9. Удельный годовой расход тепла на системы отопления и вентиляции:

$$\overline{q}_{\text{qт.св}} = \frac{\sum Q_{\text{т.ов}}}{F_{\text{кв}}}, \ \text{кВт} \cdot \text{ч}/(\text{год} \cdot \text{м}^2). \qquad (\text{П9})$$

2.10. Сравнение расчетного расхода тепла с нормируемой величиной. Для Москвы по нормам [15]

$$\overline{q}_{\text{т.ов.нор}} = 95 \ \text{кВт} \cdot \text{ч}/(\text{год} \cdot \text{м}^2).$$

для жилых зданий с числом этажей 10 и более:

$$\frac{\overline{q}_{\text{т.ов.нор}} - \overline{q}_{\text{т.ов}}}{q_{\text{т.ов.нор}}} \times 100, \%. \qquad \text{(П10)}$$

2.11. Стоимость израсходованного за год тепла на отопление и вентиляции:

$$C_{\text{ов}} = \sum Q_{\text{т.ов}} \cdot C_{\text{эн}}, \text{ руб/год}, \qquad \text{(П11)}$$

где $\overline{C}_{\text{эн}}$ — стоимость единицы затрачиваемой энергии руб/(кВт · ч).

2.12. Стоимость тепла в традиционных системах отопления и вентиляции за 12 месяцев года:

$$C_{\text{ов.тр}} = 12 \times C_{\text{ов.гр}}, \text{ руб/год}. \qquad \text{(П12)}$$

2.13. Стоимость тепла за месяц $C_{\text{ов.тр}}$ в традиционных системах отопления и вентиляции:

$$C_{\text{ов.тр}} = \overline{C}_{\text{ов}} \times F_{\text{кв}}, \text{ руб/мес}, \qquad \text{(П13)}$$

где $\overline{C}_{\text{ов.гр}}$ — норма оплаты тепла за отопление и вентиляцию, руб/м^2 общей площади. В Москве с 01.01.02г. для обеспеченных жильцов установлена норма оплаты в месяц за отопление $\overline{C}_{\text{ов.тр}} = 5{,}4$ руб/м^2.

2.14. Достигаемая экономия (или перерасхода) денежных оплат за год тепла на системы отопления и вентиляции в новый системе по сравнению с традиционной в %-ном отношении:

$$\frac{C_{\text{ов.тр}} - C_{\text{ов}}}{C_{\text{ов.тр}}} \times 100, \%; \qquad \text{(П14)}$$

В денежном выражении:

$$\Delta C_{\text{ов}} = C_{\text{ов.тр}} - C_{\text{ов}}, \text{ руб/год}. \qquad \text{(П15)}$$

Получение отрицательных величин в расчетах по выражениям (П14) и (П15) показывает на перерасход в новый системе по сравнению с традиционной.

Пример 1

Исходные данные: трехкомнатная квартира в многоэтажном жилом доме, имеющая: $F_{\text{н}} = 94{,}5$ м^2; $R_{\text{н}} = 2{,}5$ м^2·град/Вт; $F_{\text{об}} = 100$ м^2; $F_{\text{кв}} = 135$ м^2; $l_{\text{н}} = 3$ м^3/(ч · м^2); стоимость электроэнергии в ночные часы 0,13 руб/(кВт · ч); $\theta_{\text{ту}} = 0{,}38$; $q_{\text{быт}} = 15$ Вт/м^2.

Решение

1.1. Для января при $t_{\text{н.ср}} = -10{,}2\,^\circ$C, $Z = 744$ ч.

1. По выражению (П1) находим:

$$q_{\text{г.тр}} = \frac{94{,}5(20 + 10{,}2)}{2{,}5} = 1134 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

2. $L_{\text{пн}} = 100 \times 3 = 300$ м^3/ч.
3. $t_{\text{пн}} = 0{,}38(22 + 10{,}2) - 10{,}2 = 2\,^\circ$C.
4. $q_{\text{т.пн}} = 300 \times 1{,}23 \times 1 \times (20 - 2)/3{,}6 = 1845$ Вт · ч.
5. $q_{\text{т.быт}} = 100 \times 15 = 1500$ Вт · ч.
6. $q_{\text{т.ов}} = (1134 + 1845) - 1500 = 1479$ Вт · ч.
7. $Q_{\text{т.ов}} = 1479 \times 744 \times 10^{-3} = 1100.3$ кВт · ч/мес$_{\text{I}}$.

1.2. Для февраля при $t_{\text{н.ср}} = -9{,}6\,^\circ$C, $Z = 6722$.

1.

$$q_{\text{т.тр}} = \frac{94{,}5(20 + 9{,}6)}{2{,}5} = 1119 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

2. $t_{\text{пн}} = 0{,}38(22 + 9.6) - 9{,}6 = 2{,}4\,^\circ$C.
3. $q_{\text{т.пн}} = 300 \times 1{,}23 \times 1 \times (20 - 2{,}4)/3.6 = 1819$ Вт · ч.
4. $q_{\text{г.ов}} = (1119 + 1819) - 1500 = 1438$ Вт · ч.
5. $Q_{\text{т.ов}} = 1438 \times 672 \times 10 - 3 = 966$ кВт · ч/мес$_{\text{II}}$.

1.3. Для марта при $t_{\text{н.ср}} = -4{,}7^\circ$, $Z = 744$ ч.

1. $q_{\text{т.тр}} = \frac{94{,}5(20 + 4{,}7)}{2{,}5} = 934$ Вт · ч.
2. $t_{\text{пн}} = 0{,}38(22 + 4{,}7) - 4{,}7 = 5{,}4\,^\circ$C.
3. $q_{\text{пн}} = 300 \times 1{,}22 \times 1 \times (20 - 5{,}4)/3.6 = 1500$ Вт · ч.
4. $q_{\text{т.ов}} = (934 + 1500) - 1500 = 934$ Вт · ч.
5. $Q_{\text{т.ов}} = 934 \times 744 \times 10 - 3 = 695$ кВг · ч/мес$_{\text{III}}$.

1.4. Для апреля при $t_{\text{н.ср}} = 4^\circ$, $Z = 720$ ч.

1. $q_{\text{т.тр}} = \frac{94{,}5(20 - 4)}{2{,}5} = 605$ Вт · ч.
2. $t_{\text{пн}} = 0{,}38(22 - 4) + = 11{,}2\,^\circ$C.
3. $q_{\text{пн}} = 300 \times 1{,}21 \times 1 \times (20 - 11{,}2)/3{,}6 = 1002$ Вт · ч.
4. $q_{\text{т.ов}} = (605 + 1002) - 1500 = 107$ Вт · ч.
5. $Q_{\text{т.ов}} = 107 \times 720 \times 10 - 3 = 77{,}4$ кВт · ч/мес$_{\text{III}}$.

1.5. Для мая при $t_{н.ср} = 11{,}6°$, $Z = 744$ ч.

1. $q_{т.тр} = \dfrac{94{,}5(20 - 11{,}6)}{2{,}5} = 355$ Вт · ч.
2. $t_{пн} = 0{,}38(22 - 11{,}6) + 11{,}6 = 16\,°C$.
3. $q_{пн} = 300 \times 1{,}21 \times 1 \times (20 - 16)/3{,}6 = 508$ Вт · ч.
4. $q_{т.ов} = (355 + 508) - 1500 = -636$ Вт · ч, что показывает на отсутствие потребности в тепле на отопление и вентиляцию.

1.6. Для октября при $t_{н.ср} = 4{,}2\,°C$, $Z = 744$ ч.

1. $q_{г.тр} = \dfrac{94{,}5(20 - 4{,}2)}{2{,}5} = 597$ Вт · ч.
2. $t_{пн} = 0{,}38(21 - 4{,}2) + 4{,}2 = 11°C$.
3. $q_{т.пн} = 300 \times 1{,}21 \times 1 \times (20 - 11)/3{,}6 = 1017$ Вт · ч.
4. $q_{т.ов} = (597 + 1017) - 1500 = 114$ Вт · ч.
5. $Q_{т.ов} = 114 \times 744 \times 10 - 3 = 85$ кВт · ч/мес$_X$.

1.7. Для ноября при $t_{н.ср} = -2{,}2\,°C$, $Z = 720$ ч.

1. $q_{т.тр} = \dfrac{94{,}5(20 + 2{,}2)}{2{,}5} = 839$ Вт · ч.
2. $t_{пн} = 0{,}38(21 + 2{,}2) - 2{,}2 = 6{,}6\,°C$.
3. $q_{т.пн} = 300 \times 1{,}22 \times 1 \times (20 - 6{,}6)/3{,}6 = 1374$ Вт · ч.
4. $q_{т.ов} = (839 + 1374) - 1500 = 713$ Вт · ч.
5. $Q_{т.ов} = 713 \times 720 \times 10 - 3 = 513$ кВт · ч/мес$_{XI}$.

1.8. Для декабря при $t_{н.ср} = -7{,}6\,°C$, $Z = 744$ ч.

1. $q_{т.тр} = \dfrac{94{,}5(20 + 7{,}6)}{2{,}5} = 1043$ Вт · ч.
2. $t_{пн} = 0{,}38(21 + 7{,}6) - 7{,}6 = 3{,}3\,°C$.
3. $q_{т.пн} = 300 \times 1{,}23(20 - 3{,}3)/3{,}6 = 1712$ Вт · ч.
4. $q_{т.ов} = (1043 + 1712) - 1500 = 1255$ Вт · ч.
5. $Q_{т.ов} = 1255 \times 744 \times 10 - 3 = 934$ кВт · ч/мес$_{XII}$.

2. По формуле (П8) находим годовой расход тепла на функционирование энергосберегающей систем ОВ:

$$\sum Q_{г.ов} = 1100{,}3 + 966 + 695 + 77{,}4 + 85 + 513 + 934 = 4367{,}7 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

3. Находим по (П9) удельный расход тепла в системах ОВ за год:

$$\bar{q}_{т.ов} = \frac{4367{,}7}{135} = 32{,}35 \text{ кВт} \cdot \text{ч/(год} \cdot \text{м}^2).$$

4. По (П10) сравниваем с нормами для Москвы [4]:

$$\frac{90 - 32{,}35}{90} \times 100 = 64\%.$$

5. В новой системе ОВ в ночные часы от электронагрева вода нагревается при стоимости ночного тарифа $C_{эл.н} = 0{,}13$ руб/кВт · ч. По (П11) находим стоимость электроэнергии, затраченной в ночные часы на системы ОВ:

$$C_{ов} = 4367{,}7 \times 0{,}13 = 567{,}8 \text{ руб/год}.$$

6. По (П12) находим годовую стоимость тепла в традиционных ОВ:

$$C_{ов.тр} = 12 \times 135 \times 5{,}4 = 8748 \text{ руб/год}.$$

7. Находим по (П14) и (П15) достигаемую экономию в оплате:
в %-ном отношении

$$\frac{8748 - 567{,}8}{8748} \times 100 = 93{,}5\%;$$

в денежном выражении

$$\Delta C_{ов} = 8748 - 567{,}8 = 8180{,}2 \text{ руб/год}.$$

3. Исходные данные и расчеты потребления и стоимости тепла на нужды ГВ.

3.1. Число жильцов в трехкомнатной квартире принимаем 5 человек Норма расхода горячей воды с температурой $t_{wгв} = 55\,°C$ составляет 100 л/(чел · сут). Средняя за год температура водопроводной воды $t_{wx} = 11\,°C$.

3.2. На ночной нагрев электроэнергией водопроводной воды для суточного потребления на 5 человек требуется затрачивать электроэнергии:

$$Q_{т.гв} = \Lambda \times 100 \times c_w \frac{t_{wгв} - t_{wx}}{3{,}6}, \text{ Вт} \cdot \text{ч/сут}.$$

Или для рассматриваемой комнаты получим:

$$Q_{т.гв} = 5 \times 100 \times 4{,}2 \frac{55 - 11}{3{,}6} = 25667 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 25{,}67 \text{ кВт} \cdot \text{ч/сут}.$$

3.3. Затраты электроэнергии на нужды ГВ в месяц:

$$\sum Q_{т.гв} = Q_{т.гв} \times Д = 25{,}67 \times 30 = 770{,}1 \text{ кВт} \cdot \text{ч/мес}.$$

3.4. В год расход электроэнергии на ГВ составит:

$$\sum\sum Q_{\text{т.гв}} = 12 \times \sum Q_{\text{т.гв}} = 12 \times 770{,}1 = 9241{,}2 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

3.5. По нормам в Москве за ГВ в месяц оплата составляет 99 руб/(чел · мес). Или за год оплата составит

$$C_{\text{гв.тр}} = S \times 99 \times 12 = 5940 \text{ руб/год}.$$

3.6. При ночном нагреве воды от электроэнергии оплата за ГВ составит:

$$C_{\text{гв}} = 9241{,}2 \times 0{,}13 = 1201{,}4 \text{ руб/год}.$$

3.7. Экономия средств за год на систему ГВ в %-ном отношении

$$\frac{5940 - 1201{,}4}{5940} \times 100 = 80\%;$$

в денежном выражении

$$\Delta C_{\text{гв}} = 5940 - 1201{,}4 = 4738{,}6 \text{ руб/год}.$$

4. Общее снижение стоимости энергии, потраченной за год на нужды систем ОВ и ГВ составит:

$$\sum \Delta C_{\text{ов+гв}} = 8180{,}2 + 4738{,}6 = 12919 \text{ руб/год}.$$

Или в условных единицах при курсе 1 у.е. = 31 руб $\sum \Delta C_{\text{ов+гв}} = \dfrac{12919}{31} =$ $= 418$ у.е./год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1982.
2. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжения (учебник). — М.: Стройиздат, 1985.
3. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. — М.: Стройиздат, 1982.
4. Егиазаров А.Г. Отопление вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов. — М.: Стройиздат, 1981.
5. 5. Инженерные системы крупных зрелищных объектов // АВОК: 2001. № 2. С. 28–35.
6. Карпов Ф.Ф. Измерительные приборы для определения параметров воздуха при культивации грибов // Школа грибоводства. 2001. № 3. С. 18–19.
7. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978.
8. Кокорин О.Я. Энергосберегающая технология функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). — М.: Проспект, 1999.
9. Кокорин О.Я., Радионов Г.В. Обеспечение снижение расходов в системах ВОК при применении отечественных конструкций эжекционных аппаратов // АВОК, 1999. № 6. С. 34–36.
10. Кокорин О.Я., Волков А.А., Андронов Ф.И., Комиссаров В.В., Корытник Г.Г. Отечественное оборудование и материалы позволяют создавать высокоэффективные системы вентиляции и кондиционирования воздуха // АВОК. 2001. № 3. С. 82–85.
11. Кокорин О.Я. Повышение экономичности и надежности систем кондиционирования воздуха при применении сдвоенных насосов // Холодильная техника. 2001. № 9. С. 2–4.
12. Кокорин О.Я. Холодоснабжение систем кондиционирования в восстановленном храме Христа Спасителя в г. Москве // Холодильная техника. 2001. № 4. С. 27–29.
13. Кокорин О.Я., Волков А.А., Андронов Ф.И. Системы микроклимата помещений плавательных бассейнов // Холодильная техника. 2000. № . С. 8–11.

14. Липовский В.М. Основные направления энергоэффективности при эксплуатации тепловых сетей // Энергосбережения. 1999. № 1. С. 10–12.
15. МГСН 2.0.01-99. Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоэлектроснабжению. — М.: ГУП НИИАЦ, 1999.
16. Наумов А.А. Выбор энерго-эффективных систем кондиционирования воздуха офисных зданий / Труды VII съезда АВОК. — М.: 2000. С. 106–110.
17. Правила учета тепловой энергии и теплоносителей. Главгосэнергонадзор. — М.: Изд-во МЭИ, 1995.
18. СНиП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционерование. — М.: ГУП ЦПП, 1998.
19. СНиП 11-33-75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. — М.: Стройиздат, 1976.
20. СНиП 11-3-79*. Строительная теплотехника. — М.: ГУП ЦПП, 1998.
21. СНиП 2.01.05-82*. Строительная климатология и геофизика. — М.: Стройиздат, 1983.
22. Различные области применения холода (справочник). Гл. VIII. Искусственные ледяные катки. — М.: Агропромиздат, 1985.
23. Спорткомплекс Саппоро - новые технические решения // АВОК. 2000. № 6, С. 50–54.
24. Талиев В.Н. и др. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях. — М.: Легпромбытиздат, 1985.
25. Фирма «Йорк Россия». Производство центральных кондиционеров Йорк...в г. Москве // Холодильная техника. 2001. № 1, С. 25.
26. ASHRAE Refrideraition Hand book. CHAPTER 33. JCE RINKS.
27. Mumma S.A. Ceilind Panel Coolinds Systems // ASHRAE Journal, November, 2001.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1. **Методы обеспечения требуемой воздушной среды в помещении** 5
1.1 Определение прозводительности приточно-вытяжных агрегатов 5
1.2 Режимы работы приточно-вытяжных систем в помещениях с преобладанием теплоизбытков 8
1.3 Последовательность нахождения технических показателей систем кондиционирования 11
1.4 Особенности выбора оборудования и режимов работы приточно-вытяжных агрегатов в холодный период года . . . 16

Глава 2. **Современные системы кондиционирования воздуха для административных зданий** 23
2.1 Центральные СКВ для административных зданий 23
2.2 Местно-центральные системы для административных зданий с расположением в помещениях вентиляторных доводчиков и нагревательных приборов периметральных систем отопления 24
2.3 Местно-центральные системы для административных зданий с размещением в помещениях доводчиков эжекционного типа 29
2.4 Сравнительные показатели местно-центральных СКВ . . 38
2.5 Особенности режимов работы местно-центральных систем в административных зданиях в холодный период года 44
2.6 Методика расчета установок утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя-антифриза . . . 59

Глава 3. **Современные системы кондиционирования воздуха в общественных зданиях** 76
3.1 СКВ в классных комнатах школ 76
3.2 Системы микроклимата помещений плавательных бассейнов 81
3.3 Системы кондиционирования воздуха для помещений искусственных катков 91
3.4 СКВ для операционных и реанимации в больницах 124

Глава 4. **Современные системы кондиционирования воздуха в промышленных зданиях** 136
4.1. Общие подходы к повышению энергетической эффективности и санитарно-гигиенических качеств систем кондиционирования в промышленных зданиях 136
4.2. Преимущества местно-центральных систем по сравнению с традиционными центральными СКВ в промышленных зданиях 136
4.3. Системы кондиционирования воздуха для «чистых помещений» 153
4.4. СКВ в цехах предприятий текстильной промышленности 162
4.5. Системы микроклимата в животноводческих и птицеводческих помещениях и пути их совершенствования 184
4.6. Энергосберегающие системы микроклимата в помещениях выращивания грибов 191
4.7. Повышение энергетической эффективности СКВ методами восстановительной вентиляции 198

Глава 5. **Новые методы обеспечения теплом, холодом и электроэнергией систем кондиционирования воздуха** 204
5.1. Новые методы тепло- и холодоснабжения в жилых зданиях 204
5.2. Новые методы тепло- и холодоснабжения СКВ в административных зданиях 214
5.3. Энергосберегающее холодоснабжение СКВ в зданиях с периметральной и внутренними зонами с наличием тепловыделяющего оборудования 223

Глава 6. **Применение современных конструкций насосов в системах кондиционирования** 230
6.1. Снижение расхода электроэнергии при применении насосов с регулированием частоты вращения ротора электродвигателя 230
6.2. Экономия энергии, повышение надежности работы и эффективности регулирования воздухо-нагревателей 234
6.3. Экономия энергии и повышение эффективности регулирования воздухоохладителей 240
6.4. Применение насосов в установках утилизации с промежуточным теплоносителем-антифризом 243
6.5. Современные решения по использовании насосов в системах теплоснабжения зданий 246
6.6. Современные решения по использованию насосов в системах холодоснабжения зданий 255
Приложение 263
Список литературы 269