ратуры t_0 (точка O_2) его влагосодержание увеличится на величину $(d_{o2} - d_в)$, т. е. процесс охлаждения будет сопровождаться увлажнением.

Когда температура охлаждающей поверхности будет ниже температуры точки росы $t_{кр}$, например $t_к$, то процесс охлаждения

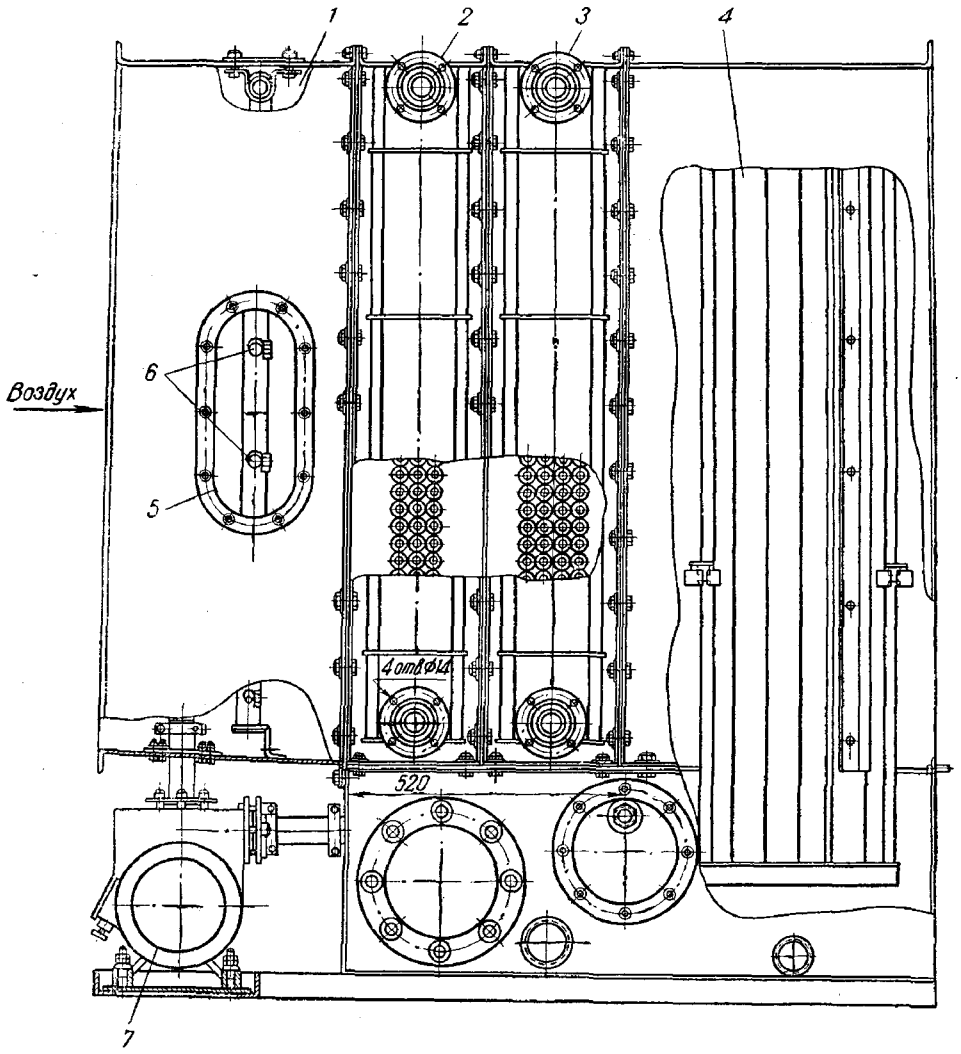


Рис. 65. Схема типового орошаемого воздухоохладителя производительностью 10, 20 и 40 тыс. $м^3/ч$:

1 — корпус; *2* — трехрядная секция; *3* — четырехрядная секция; *4* — выходной сепаратор; *5* — смотровое стекло; *6* — стояк с форсунками; *7* — циркуляционный насос

начнет сопровождаться осушением воздуха, а прямая *ВК* явится лучом этого процесса. Влага из воздуха станет выпадать даже в том случае, если конечная температура охлаждаемого воздуха будет выше температуры точки росы (например, если бы конечное со-

стояние воздуха определялось точкой O_1). Количество выпавшего конденсата для точки O_1 будет равно ($d_в$—d_{o1}). Последнее объясняется тем, что около охлаждающей поверхности образуется температурное поле, причем температура воздуха в пограничном слое у поверхности весьма близка к температуре охлаждающей поверхности ($t_к$), при которой из этого слоя воздуха выпадает конденсат. С удалением от поверхности охлаждения температура воздуха будет расти (по закону кривой).

В последние годы в НИИ сантехники разработаны конструкции кондиционеров, использующих поверхностные орошаемые воздухоохладители. Такие аппараты являются комбинацией из обычных поверхностных воздухоохладителей и укороченной камеры орошения, в которой разбрызгивается рециркулирующая вода (рис. 65).

Орошаемые поверхностные воздухоохладители обеспечивают возможность охлаждения воздуха при одновременной осушке его, а в зимний период — увлажнение воздуха. Такие аппараты изготовляют производительностью в 10, 20, 40 и 120 тыс. *м*^{3}/*ч* со стальными и алюминиевыми оребренными трубками, число рядов которых по ходу воздуха может составлять от 2 до 11. Орошают воздухоохладители с помощью форсунок с диаметром выходного отверстия 4—5 *мм* при давлении воды около 1,5 *ати*.

По сравнению с неорошаемыми поверхностные орошаемые воздухоохладители при небольшом количестве распыляемой воды могут очищать воздух от пыли и в некоторых случаях удалять из воздуха неприятные запахи. Кроме того, орошение способствует интенсификации процесса тепло- и влагообмена.

При весовой скорости воздуха в сечении укороченной форсуночной камеры $v\gamma = 6$ *кг*/*м*$^2 \cdot$ *сек* во избежание уноса капель за воздухоохладителем устанавливается пластинчатый сепаратор. Скорость движения воды в трубках принимают в пределах от 0,5 до 1,5 *м*/*сек*. Для сбора распыляемой воды эти аппараты снабжены поддоном. Количество разбрызгиваемой воды принимают в пределах от 0,7 до 1,0 *л* на 1 *кг* проходящего воздуха через воздухоохладитель.

Глава V

ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ВЫБОРУ СПОСОБА ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И ПОСТРОЕНИЮ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ

Для поддержания заданной температуры и относительной влажности внутри кондиционируемых помещений приточный воздух, поступающий в эти помещения, предварительно подвергают тепловлажностной обработке в кондиционере.

В летний период в зависимости от расчетных параметров наружного воздуха и заданных параметров внутри помещения обработка приточного воздуха может заключаться в его охлаждении и осушении или может ограничиться только снижением его температуры за счет адиабатического процесса, сопровождающегося увлажнением обрабатываемого воздуха. Выше (в § 1 гл. IV) было показано, что если при расчетных параметрах наружный воздух имеет более высокое теплосодержание и влагосодержание, чем приточный воздух, то тепловлажностная обработка в кондиционере заключается в охлаждении и осушении.

В тех случаях, когда в вентилируемых помещениях преобладающей вредностью является явное тепло при незначительных количествах выделяющейся влаги, то в летний период в районах с сухим и жарким климатом можно не осушать приточный воздух, а ограничиться снижением его температуры с помощью адиабатического процесса. При этом способе обработки часть явного тепла, содержащегося в воздухе, при контакте с капельками воды, имеющими температуру, равную температуре мокрого термометра, переходит в скрытое, снижая его температуру. Одновременно с этим увеличивается влагосодержание воздуха вследствие происходящего испарения воды. Теплосодержание обрабатываемого воздуха в таких случаях остается почти неизменным.

Схема обработки приточного воздуха в кондиционере может быть как прямоточной, так и с рециркуляцией. Использование рециркуляционного воздуха в системах кондиционирования производится как зимой, так и летом. Если зимой рециркуляция экономит тепло на нагрев приточного воздуха, то летом в системах кондиционирования, работающих на охлаждение и осушение воздуха, использование рециркуляционного воздуха позволяет получить экономию холода: теплосодержание наружного воздуха в таких случаях больше, чем рециркуляционного. Применять рециркуляцию в системах кондиционирования воздуха, использующих в летнее время адиабатический процесс для снижения температуры приточного

воздуха, невозможно, поскольку теплосодержание наружного воздуха в этих случаях всегда меньше, чем у рециркуляционного.

Системы кондиционирования воздуха, которые в летнее время работают на охлаждение с понижением теплосодержания, условимся называть системами полного кондиционирования, а системы, работающие в летнее время на адиабатическом режиме увлажнения, системами неполного кондиционирования. В зимний период тепловлажностная обработка воздуха в обеих системах одинакова и заключается в нагревании и увлажнении воздуха.

Система полного кондиционирования обеспечивает поддержание заданных параметров (температуры и относительной влажности) в течение всего года, тогда как система неполного кондиционирования в летнее время позволяет поддерживать только заданную внутреннюю температуру и то в известных пределах — в зависимости от параметров наружного воздуха.

Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха при построении процессов обработки воздуха на $I-d$-диаграмме выбирают в соответствии с указаниями и рекомендациями, приведенными в § 2 гл. V.

Рассматриваемые в настоящей главе построения на $I-d$-диаграмме основных процессов кондиционирования относятся ко всем видам обработки воздуха при непосредственном контакте с водой (в форсуночных камерах, воздухоохладителях с орошаемой насадкой и др.), а также и к процессам охлаждения и осушения воздуха, производимым с помощью поверхностных воздухоохладителей.

§ 2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО И НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Кондиционирование воздуха предусматривают для создания и поддержания искусственного климата (температуры, влажности и скорости воздуха) внутри жилых, общественных и производственных помещений. Если в жилых и общественных помещениях параметры внутреннего воздуха обусловлены только санитарно-гигиеническими требованиями, то в производственных помещениях эти параметры устанавливают с учетом как санитарно-гигиенических, так и технологических требований. Необходимые данные расчетных параметров внутреннего воздуха приведены в СНиП II-Г.7-62. В тех случаях, когда технологические требования выходят за пределы норм, метеорологические условия внутри помещения согласовывают с органами Главной государственной санитарной инспекции.

Наблюдениями установлено, что в зимний период при наружной температуре —30° человек при входе в помещение не испытывает болезненных ощущений, несмотря на значительный перепад температур. Однако в летнее время картина иная. Если температура помещения лишь на 12—15° ниже температуры наружного воздуха, то и такие температурные условия в некоторых случаях могут вы-

звать простудные зоболевания. Поэтому в летний период значения температуры внутри кондиционируемых помещений рекомендуется принимать не ниже некоторого минимума, определяемого с помощью выражения [Л. 41]

$$t_{мин}=22{,}2+0{,}33(t_{нл}-21), \qquad (V\text{-}1)$$

где $t_{нл}$ — расчетная температура наружного воздуха в летнее время для установок кондиционирования воздуха.

Для средней полосы СССР величину $t_{мин}$ можно принимать на 5—7° ниже расчетной наружной температуры для кондиционирования воздуха.

Согласно СНиП II-Г.7-62, для систем полного кондиционирования принимают расчетные параметры Б наружного воздуха, приведенные в приложении IV. Эти параметры определяют расчетной наружной температурой и соответствующим значением теплосодержания наружного воздуха.

Если нет данных о средних многолетних наблюдениях, то расчетная наружная температура $t_б$ определяется выражением

$$t_б=\frac{t_а+t_в}{2}\ [град],$$

где $t_а$ — средняя температура самого жаркого месяца в 13 часов;
$t_в$ — максимальная температура.

Величину теплосодержания наружного воздуха $I_б$ (при отсутствии средних многолетних наблюдений для данного пункта) можно принимать равной

$$I_б=\frac{I_а+I_в}{2}\ [ккал/кг\ сух.\ возд],$$

где $I_а$ — теплосодержание воздуха, соответствующее средней температуре $t_а$ и средней относительной влажности воздуха в 13 часов самого жаркого месяца;
$I_в$ — теплосодержание воздуха, соответствующее максимальной температуре $t_в$ и вычисленной абсолютной влажности для нее.

В некоторых случаях и при соответствующих обоснованиях технологическими требованиями допускается принимать параметры наружного воздуха по группе В. Эти параметры определяются максимальной температурой наружного воздуха $t_в$ и соответствующим его теплосодержанием $I_в$.

Для холодного периода расчетные параметры Б определяются расчетной температурой для проектирования отопления и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и средней относительной влажности самого холодного месяца в 13 часов.

При применении параметров В последние для холодного периода определяются абсолютной минимальной температурой и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и сред-

ней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов. Для систем неполного кондиционирования в качестве расчетных принимают параметры А для летнего периода, а для зимнего — параметры Б.

§ 3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АДИАБАТИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИСПАРЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД (НЕПОЛНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ)

Снижение температуры приточного воздуха в летнее время с помощью адиабатического процесса широко практикуется на предприятиях текстильной промышленности, расположенных в районах с сухим и жарким климатом, в которых преобладает выделение явного тепла при незначительных выделениях влаги.

Физическая сущность указанного способа снижения температуры заключается в следующем. Наружный воздух, обрабатываемый в оросительной камере, вступая в контакт с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей температуру мокрого термометра (т. е. $t_{воды}=t_м$), принимает состояние, близкое к состоянию насыщения (практически $\varphi\approx95\%$), за счет происходящего в этом случае испарения влаги.

Естественно, что испарение происходит лишь тогда, когда обрабатываемый воздух имеет относительную влажность ниже 100%. Источником тепла в процессе испарения для рассматриваемой системы «вода — воздух» является воздух, а потенциалом переноса тепла — разность температур между воздухом и водой, которая при $t_{воды}=t_м$ равна психрометрической разности температур $(t_с-t_м)$.

В результате происходящего теплообмена приточный воздух, отдавая явное тепло, снижает свою температуру. В условиях теоретического процесса при достижении полного насыщения конечная температура воздуха должна быть равна температуре мокрого термометра. Однако практически достичь такого состояния воздуха в реальной камере не удается.

Обычно конечная относительная влажность воздуха близка к $\varphi=95\%$. Изложенное позволяет сделать вывод о том, что в летний период из всех основных элементов, составляющих форсуночный кондиционер, функционирует только камера орошения.

В камере орошения разбрызгиваемая вода при контакте с обрабатываемым воздухом принимает температуру мокрого термометра. Для поддержания указанной температуры воды не требуется специальных охлаждающих устройств. Из общего количества разбрызгиваемой воды испаряется всего 3—5%. Остальная часть ее выпадает в поддон, откуда забирается насосом и направляется к форсункам. Добавление воды производится автоматически с помощью шарового крана.

Вследствие незначительного количества добавляемой воды заметного изменения температуры разбрызгиваемой воды не наблюдается. Поэтому практически считают, что температуру разбрыз-

гиваемой воды с достаточным для расчетов приближением можно принимать равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние обрабатываемого воздуха — определять точкой пересечения линии $I=\text{const}$, проведенной через точку заданного состояния наружного воздуха (в летний период), с кривой $\varphi=95\%$.

Рассмотрим построение этого процесса кондиционирования воздуха на $I-d$-диаграмме.

Исходными данными для построения процесса являются расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха; кроме того, должно быть также известно количество тепла и влаги, выделяющееся в помещении.

Обозначим параметры наружного воздуха через $t_н$ и $\varphi_н$, а расчетные параметры внутреннего воздуха * — через $t_в$ и $\varphi_в=a\div b$. Заметим, что значение относительной влажности внутреннего воздуха в этом случае дается в определенных допустимых пределах, поскольку при данном способе обработки воздуха, как это будет видно из дальнейшего, не представляется возможным поддерживать заданное значение относительной влажности $\varphi_в$.

Если же поддержание относительной влажности воздуха внутри помещения ограничено некоторыми допустимыми пределами (например, от $\varphi_в=a$ до $\varphi_в=b$), то рассматриваемый способ обработки воздуха в ряде случаев может быть успешно использован.

На рис. 66а изображена принципиальная схема такого устройства кондиционирования воздуха. Буквы *Н*, *О*, *П* и *В*, указанные в отдельных участках схемы, связывают ее с построением процесса на $I-d$-диаграмме (рис. 66б), на которой этими же буквами обозначены состояния воздуха в соответствующих отдельных участках схемы.

Согласно схеме (рис. 66а), наружный воздух в количестве *L кг/ч* поступает в кондиционер *1*, из которого после соответствующей обработки направляется в помещение *2*; затем отработанный воздух извлекается из помещения с помощью вытяжной системы *3*. Такая схема обработки воздуха носит название прямоточной.

Изображенная на рис. 66а схема кондиционера условно разделена на три части в соответствии с элементами, составляющими кондиционер, в которых в процессе обработки воздуха изменяется его состояние, а именно: калорифера первого подогрева, оросительной камеры и калорифера второго подогрева.

Построение процесса кондиционирования воздуха начинается с нанесения на $I-d$-диаграмму точки *Н*, характеризующей состояние наружного воздуха (рис. 66б). Так как в летний период оба

---

* Вместо параметров внутреннего воздуха ($t_в$ и $\varphi_в$) как в данном случае, так и при построении всех остальных процессов кондиционирования воздуха следует принимать параметры удаляемого из помещения воздуха с учетом изменения его температуры и влажности по высоте помещения (выше рабочей зоны, к которой относятся параметры $t_в$ и $\varphi_в$). Однако в целях упрощения при изложении метода построения процессов кондиционирования на $I-d$-диаграмме изменения температуры и влажности воздуха по высоте помещения условно не учитываются.

калорифера выключаются, то наружный воздух с состоянием, соответствующим точке H, поступает в дождевое пространство. В дождевом пространстве при контакте воздуха с капельками воды, имеющей температуру мокрого термометра, процесс изменения состояния протекает адиабатически по лучу HO ($\varepsilon_{ув} \approx 0$) и завершается

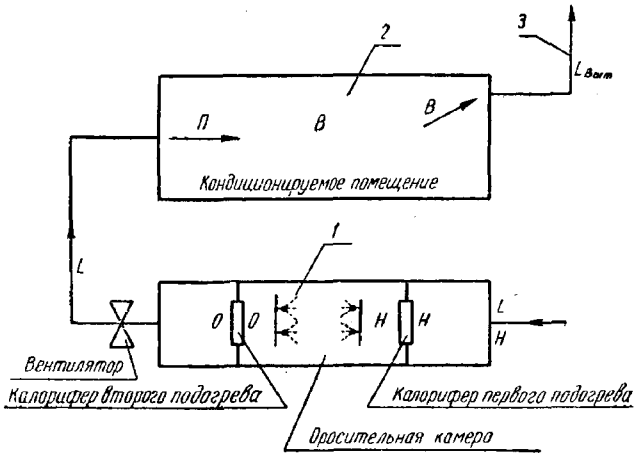


Рис. 66а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время при использовании адиабатического процесса для снижения температуры воздуха

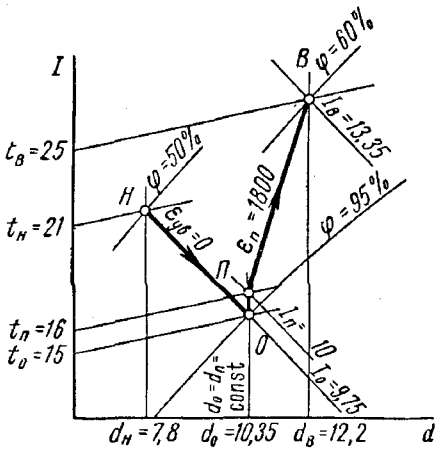


Рис. 66б. Построение на I — d-диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в летнее время

в точке O пересечения этого луча с кривой $\varphi = 95\%$. При этом температура $t_о$ является минимальной, которую можно достичь при использовании адиабатического процесса. Таким образом, в результате такой обработки температура воздуха снижается на $\Delta t = t_н - t_о$ градусов. Теплосодержание воздуха при этом сохраняется примерно постоянным.

Из рис. 66б нетрудно убедиться, что чем больше $\varphi_н$, тем меньше становится величина Δt. Отсюда следует, что использовать адиабатический процесс для снижения температуры приточного воздуха целесообразно только при сравнительно низких значениях относительной влажности наружного воздуха.

Обработанный воздух с состоянием, характеризуемым точкой O, проходит через вентилятор и затем по воздуховоду направляется в кондиционируемое помещение. На пути от вентилятора до кондиционируемого помещения воздух повышает свою температуру на 1—1,5°, вследствие превращения механической энергии в тепловую на валу вентилятора и передачи тепла через стенки воздуховода от воздуха, окружающего канал (температура которого близка к $t_н$), к обработанному воздуху, проходящему по этому каналу. В результате этого повышения температуры воздух принимает окончательное состояние, характеризуемое точкой $П$, с которым поступает в кондиционируемое помещение. Этот процесс повышения температуры происходит по линии $d_о = d_п = \text{const}$.

Таким образом, в рассматриваемых условиях параметры точки $П$ являются параметрами приточного воздуха. Если известны количество тепла и влаги, выделяющиеся в помещении, а следовательно, и величина углового коэффициента луча процесса в помещении $\varepsilon_п$, то дальнейшее построение процесса производится следующим образом. Через точку $П$ проводят луч $ПВ$ процесса в помещении до пересечения с изотермой, соответствующей заданному значению внутренней температуры. Найдя таким построением точку B, можно определить количество вентиляционного воздуха по формуле III-28. Если относительная влажность, соответствующая точке B, удовлетворяет заданным пределам $\varphi_в = a \div b$, то построение процесса можно считать на этом законченным.

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха и параметры приточного воздуха для помещения с избыточным теплом и влагой. Величина углового коэффициента луча процесса в помещении $\varepsilon_п = \dfrac{14\,400}{8} = 1800$,

где 14 400 *ккал/ч* — количество полного тепла, поступающего в воздух помещения (результат теплового баланса); 8 *кг/ч* — количество влаги, поступающей в воздух помещения (результат баланса по влаге).

Расчетные параметры наружного воздуха в летнее время следующие: $t_н = 21°$ и $\varphi_н = 50\%$; параметры внутреннего воздуха $t_в = +25°$ и $\varphi_в$ не выше 70%.

Решение. Через точку H (см. рис. 66б), соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч адиабатического процесса увлажнения (имеющий угловой коэффициент $\varepsilon_{ув} \approx 0$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O, параметры которой равны: $t_о = 15°$; $\varphi_о = 95\%$; $I_о = 9{,}75$ *ккал/кг сух. возд.* и $d_о = 10{,}35$ *г/кг сух. возд.* Далее через точку O проводим луч подогрева воздуха в вентиляторе и каналах. Приняв, что его температура повышается на 1°, получаем точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха и имеющую параметры: $t_п = 16°$; $\varphi_п = 89\%$; $I_п = 10$ *ккал/кг сух. возд.*; $d_п = 10{,}35$ *г/кг сух. возд.* Через точку $П$ проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой заданной температуры внутри помещения.

Точка B пересечения этого луча с заданной изотермой внутреннего воздуха ($t_в = +25°$) определяет параметры, соответствующие состоянию внутреннего воздуха, а именно: $\varphi_в = 60\%$; $I_в = 13{,}35$ *ккал/кг сух. возд.*; $d_в = 12{,}2$ *г/кг сух. возд.*

Как видно из произведенного построения, величина $\varphi_в$ не выходит за пределы заданной относительной влажности воздуха. Поэтому можно считать построение процесса законченным.

Количество вентиляционного воздуха будет равно:

$$L = \frac{8}{(12{,}2 - 10{,}35)\,10^{-3}} = \frac{14\,400}{13{,}35 - 10} = 4300 \text{ кг/ч}.$$

Количество влаги, испаряющейся в дождевом пространстве,

$$W_{исп} = 4300\,(10{,}35 - 7{,}8)\,10^{-3} = 10{,}95 \text{ кг/ч}.$$

Применять описанный метод обработки воздуха возможно лишь в том случае, когда точка B находится в пределах допустимых значений относительной влажности. В практике часто наблюдаются такие условия, при которых линия луча процесса в помещении про-

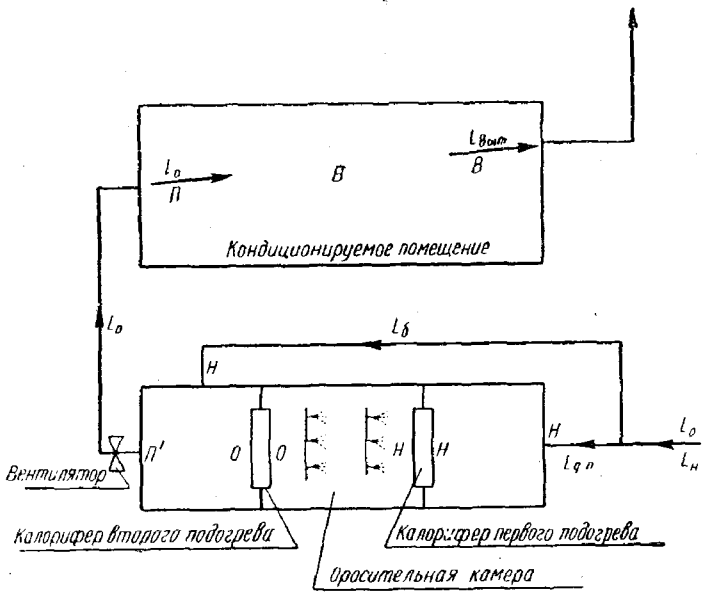


Рис. 67а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время при использовании адиабатического процесса с применением частичного подмешивания наружного воздуха к воздуху, прошедшему через дождевое пространство

ходит в зоне высоких значений относительной влажности, вследствие чего значение относительной влажности точки B выходит за допустимые пределы. Поэтому в таких случаях не представляется возможным использовать вышеописанную схему обработки воздуха, вследствие чего обычно прибегают к схеме обработки воздуха, предусматривающей частичное подмешивание наружного воздуха (байпас) после дождевого пространства к воздуху, прошедшему через дождевое пространство (рис. 67а).

Согласно этой схеме, в дождевое пространство подается только часть общего количества воздуха, равная $L_{дп}$ *кг/ч*. Эта часть воздуха с состоянием *Н*, соответствующим расчетным параметрам наружного воздуха, поступает в оросительную камеру, пройдя которую, она приобретает состояние, характеризуемое точкой *О* (как результат адиабатического процесса). Другая часть воздуха в количестве $L_б$ (байпасируемый воздух) с состоянием *Н* проходит по

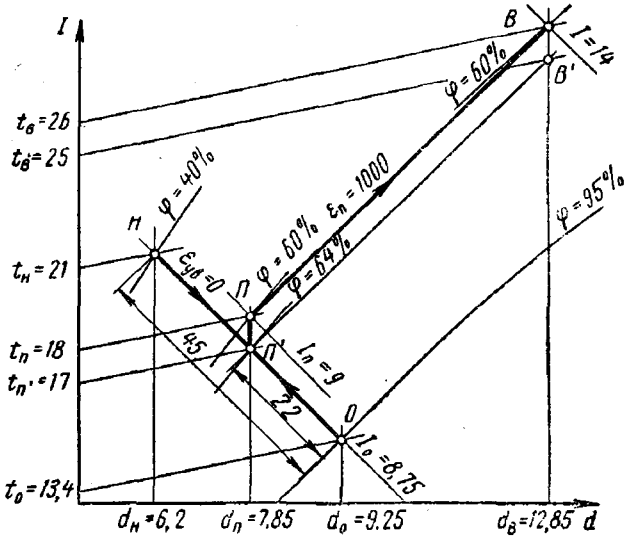


Рис. 67б. Построение на *I — d*-диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в летнее время с применением частичного подмешивания наружного воздуха к воздуху, прошедшему через дождевое пространство

обводному воздуховоду (байпасу), минуя оросительную камеру, и вступает в смесь с воздухом, выходящим из оросительной камеры в количестве $L_{дп}$ и имеющим состояние, соответствующее точке *О*. В результате смешивания воздушно-паровая смесь приобретает состояние *П'*, с которым этот воздух в количестве L_o проходит через вентилятор и затем поступает в воздуховод. В вентиляторе и воздуховоде воздух подогревается на 1—1,5°, приобретая при этом состояние, характеризуемое точкой *П*, с которым он подается в кондиционируемое помещение.

В результате поступления в этот воздух тепла и влаги в помещении устанавливается заданное состояние внутреннего воздуха (точка *В*). С этим состоянием воздух извлекается вытяжной системой вентиляции.

Рассмотрим далее построение этого процесса обработки воздуха на *I — d*-диаграмме. По-прежнему исходными данными являются заданные расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, а также величина углового коэффициента луча процесса в помещении.

Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. 67б) точки H, имеющей параметры наружного воздуха. Затем через точку H проводится луч адиабатического процесса испарения ($\varepsilon_{ув} \approx 0$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O, параметры которой определяют состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Далее на $I-d$-диаграмму по заданным параметрам внутреннего воздуха наносят точку B (в этом случае значение $\varphi_в$ принимается вполне определенным).

От точки B вниз по линии $d_в = \text{const}$ в масштабе температур откладывают отрезок BB', соответствующий 1—1,5°, в результате чего получают точку B', через которую проводят луч процесса в помещении с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$. Точка $П'$ пересечения луча с линией HO определяет состояние смеси воздуха, поступающего в вентилятор. Через точку $П'$ проводится линия $d_п' = \text{const}$, на которой в масштабе температур откладывается отрезок $П'П$, соответствующий $1 \div 1{,}5°$. Таким путем определяют положение точки $П$, характеризующей состояние приточного воздуха. Далее точку $П$ соединяют прямой с точкой B. Прямая $ПВ$ является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении. На этом построение процесса заканчивается.

Так как в результате произведенного построения определились параметры приточного воздуха, то его количество легко может быть найдено по формуле III-28, т. е.

$$L_о = \frac{W + \sum G}{(d_в - d_п)} \cdot 10^3.$$

Для того чтобы определить количество воздуха, пропускаемого через дождевое пространство и байпас, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_о}{HO} = \frac{L_б}{П'O},$$

откуда

$$L_б = L_о \frac{П'O}{HO}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп} = L_о - L_б.$$

В соответствии с построенной схемой обработки воздуха количество влаги, подлежащей испарению для увлажнения воздуха, составляет:

$$W_{исп} = L_{дп}(d_о - d_н)\,10^{-3} \ [кг/ч].$$

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха и произвести расчет кондиционирования воздуха (адиабатическое увлажнение) при летнем режиме для помещения, в котором происходят выделения тепла и влаги. Угловой

коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха в помещении $\varepsilon_п = \frac{4300}{4,3} = 1000$ (значение $\varepsilon_п$ вычислено на основании известных тепло- и влагоизбытков). Параметры воздуха внутри помещения $t_в = 26°$; $\varphi_в = 60\%$; $d_в = 12,85$ *г/кг сух. возд.*; $I_в = 14$ *ккал/кг сух. возд.*

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = 21°$; $\varphi_н = 40\%$; $d_н = 6,2$ *г/кг сух. возд*; $I_н = 8,75$ *ккал/кг сух. возд.*

Р е ш е н и е. Через точку *Н*, соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч адиабатического процесса увлажнения до пересечения с кривой $\varphi = 95°$ в точке *О* (рис. 67б), параметры которой соответствуют состоянию воздуха после дождевого пространства. Затем через точку *В*, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводим линию $d_в = \text{const}$, по которой откладываем вниз от точки *В* отрезок *ВВ'*, соответствующий в масштабе температур 1°. Через точку *В'* проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до пересечения с лучом *НО* в точке *П'*, параметры которой соответствуют необходимому состоянию смешанного воздуха. Эти параметры имеют следующие значения: $t_{п'} = 17,6°$; $I_{п'} = 8,75$ *ккал/кг сух. возд*; $\varphi_{п'} = 64\%$; $d_{п'} = 7,85$ *г/кг сух. возд.*

Через точку *П'* проводим линию $d_{п'} = \text{const}$ и откладываем на ней отрезок, соответствующий 1°. В результате получим точку *П*, имеющую следующие параметры: $t_п = 18°$; $\varphi_п = 60\%$; $I_п = 9$ *ккал/кг сух. возд*; $d_п = 7,85$ *г/кг сух. возд.* Прямая *ПВ* в данном случае является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

После этого определяем необходимое количество вентиляционного воздуха

$$L_о = \frac{4300}{14 - 9} = \frac{4,3}{(12,85 - 7,9)\,10^{-3}} = 860 \text{ кг/ч}.$$

Количество наружного воздуха, проходящего через байпас, должно составлять:

$$L_б = L_о \frac{П'О}{НО} = 860 \frac{22}{45} = 420 \text{ кг/ч}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, равно $L_{дп} = 860 - 420 = 440$ *кг/ч.*

Количество влаги, испаряющейся в дождевом пространстве, равно:

$$W_{исп} = L_{дп}(d_о - d_н)\,10^{-3} = 440\,(9,25 - 6,2)\,10^{-3} = 1,34 \text{ кг/ч}.$$

В тех случаях, когда в помещениях преобладает выделение явного тепла при незначительных выделениях влаги, а параметры воздуха внутри помещений выше параметров наружного воздуха, рассмотренный выше способ использования адиабатического процесса применяется довольно часто. Вместе с тем следует заметить, что это справедливо в основном для тех районов, которые обладают сухим и жарким климатом. Практическое использование адиабатического процесса для районов, обладающих высокими значениями относительной влажности и температур наружного воздуха, не всегда представляется возможным.

Рассмотренный способ обработки воздуха невозможно использовать также тогда, когда заданные тепло- и влагосодержание приточного воздуха ниже соответствующих параметров наружного воздуха. В таких случаях необходимо производить его охлаждение и осушение.

§ 4. ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ И ПСИХОМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГРАММЕ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД (ПОЛНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ)

Для охлаждения и осушения воздуха необходимо, чтобы температура разбрызгиваемой воды была ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

Схемы обработки воздуха при охлаждении и осушении в зависимости от конкретных условий могут быть как прямоточные, так и с применением рециркуляции. Прямоточные схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запыленности или загазованности использовать рециркуляционный воздух не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе.

Применять рециркуляцию в летнее время экономически целесообразно вследствие того, что тепло- и влагосодержание рециркуляционного воздуха ниже, чем у наружного воздуха. Поэтому сокращается расход холода для обработки воздуха. Наружный воздух забирается в количестве, соответствующем требованиям санитарных норм. Таким образом, если нет указанных выше причин, по которым использование рециркуляционного воздуха не допускается, следует отдавать предпочтение схемам обработки воздуха с рециркуляцией.

Ниже рассмотрено построение на $I-d$-диаграмме основных процессов кондиционирования воздуха при его охлаждении и осушении.

Прямоточная схема обработки воздуха с применением второго подогрева

Исходными данными для построения процесса кондиционирования воздуха на $I-d$-диаграмме обычно являются расчетные параметры наружного воздуха в летнее время — $t_н$ и $\varphi_н$, заданные параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$ и величина углового коэффициента луча процесса в помещении $\varepsilon_п$, вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

На рис. 68а изображена принципиальная схема устройства прямоточной системы кондиционирования воздуха. Согласно этой схеме, наружный воздух в количестве L_0 поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\varphi \approx 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода из кондиционера. Эту температуру обычно

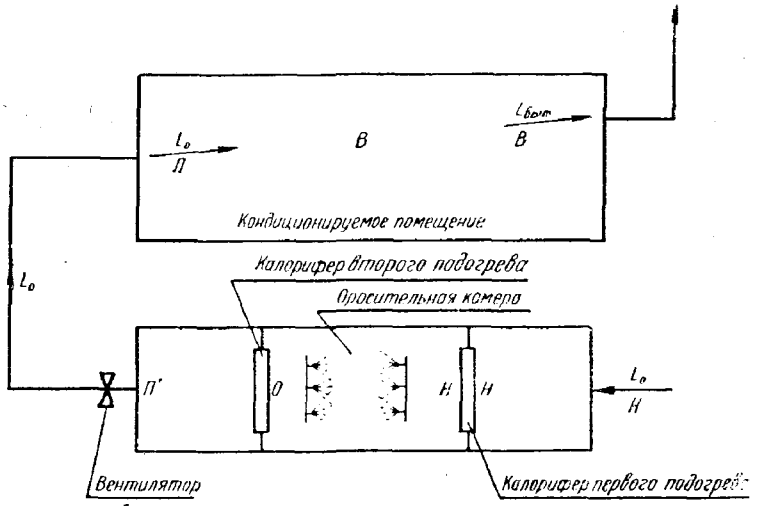


Рис. 68а. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

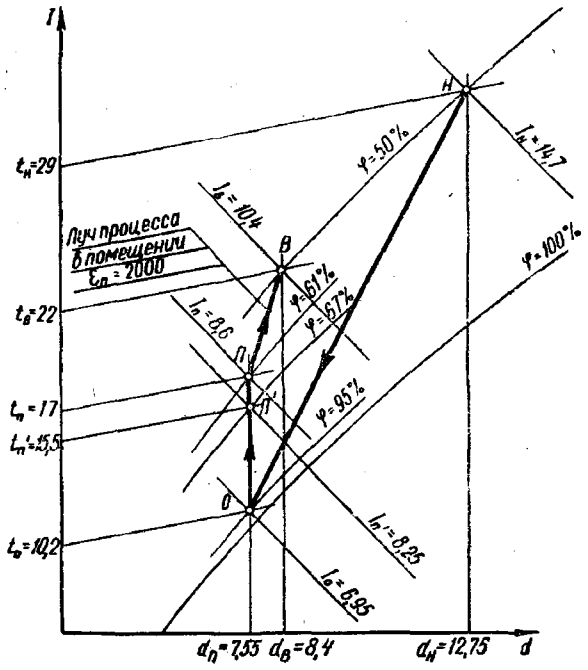


Рис. 68б. Построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха в летнее время при применении прямоточной системы обработки воздуха

принимают на 1—1,5° ниже необходимой температуры приточного воздуха.

Последнее объясняется тем, что обработанный воздух по пути из кондиционера в помещение нагревается за счет превращения механической энергии в тепловую в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховода, проходящего в помещениях, имеющих температуру более высокую, нежели температура приточного воздуха, перемещающегося по воздуховоду.

На рис. 68б дан пример построения рассматриваемого процесса на $I-d$-диаграмме. Через точку B, соответствующую заданному состоянию воздуха в помещении, проведен луч процесса в помещении $ВП$ до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха $t_п$. Далее определяют количество вентиляционного воздуха (который при данной схеме обработки целиком забирается снаружи):

$$L_н = L_о = \frac{W + \sum G}{d_в - d_п} \cdot 10^3 \ [кг/ч].$$

Через точку $П$ проводят луч подогрева воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке $О$, параметры которой соответствуют его состоянию на выходе из дождевого пространства. Через точку $Н$, соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку $О$ проводится прямая, которая является лучом процесса изменения состояния воздуха в форсуночной камере. На этом построение указанного процесса на $I-d$-диаграмме заканчивают.

Согласно описанному построению, охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = L_о (I_н - I_о) \ [ккал/ч].$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева составит:

$$Q_п = L_о (I_{п'} - I_о) \ [ккал/ч].$$

Изотерма точки $П'$, как было указано выше, на 1—1,5° ниже принятой температуры приточного воздуха $t_п$.

Повышение теплосодержания воздуха от $I_{п'}$ до $I_п$ происходит за счет поступления тепла по пути движения воздуха от кондиционера до обслуживаемого помещения.

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха при прямоточной схеме обработки его, определить количество вентиляционного воздуха, охлаждающую мощность камеры и расход тепла в калорифере второго подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха $t_н = +29°$; $\varphi_н = 50\%$; $I_н = 14{,}7$; $d_н = 12{,}75$. Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_в = 22°$; $\varphi_в = 50\%$; $I_в = 10{,}4$; $d_в = 8{,}4$.

Допускаемый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха 5°. Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\varepsilon_п = \frac{10\,000}{5} = 2000.$$

Р е ш е н и е. Построение процесса на $I-d$-диаграмме (рис. 68б) делают в соответствии с приведенным выше описанием, в результате чего получены параметры основных точек процесса:

параметры точки *П*: $t_п=17°$; $I_п=8{,}6$ *ккал/кг сух. возд.*; $\varphi_п=61\%$; $d_п=7{,}55$ *г/кг сух. возд.*;

параметры точки *П′* (температуру этой точки принимают на 1,5° ниже температуры приточного воздуха):

$t_{п'}=15{,}5°$; $I_{п'}=8{,}25$; $\varphi_{п'}=67\%$; $d_{п'}=7{,}55$;

параметры точки *О*: $t_о=10{,}2$; $I_о=6{,}95$; $\varphi_о=95\%$; $d_о=7{,}55$.

На основании этих данных определяем искомые величины в соответствии с условиями задачи.

Количество вентиляционного воздуха

$$L_о=\frac{5000}{8{,}4-7{,}55}=5880\ кг/ч.$$

Охлаждающая мощность камеры

$$Q_{охл}=5880\,(14{,}7-6{,}95)=45\,600\ ккал/ч.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II}=5880\,(8{,}25-6{,}95)=7640\ ккал/ч.$$

Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и вторым подогревом

На рис. 69а изображена принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и вторым подо-

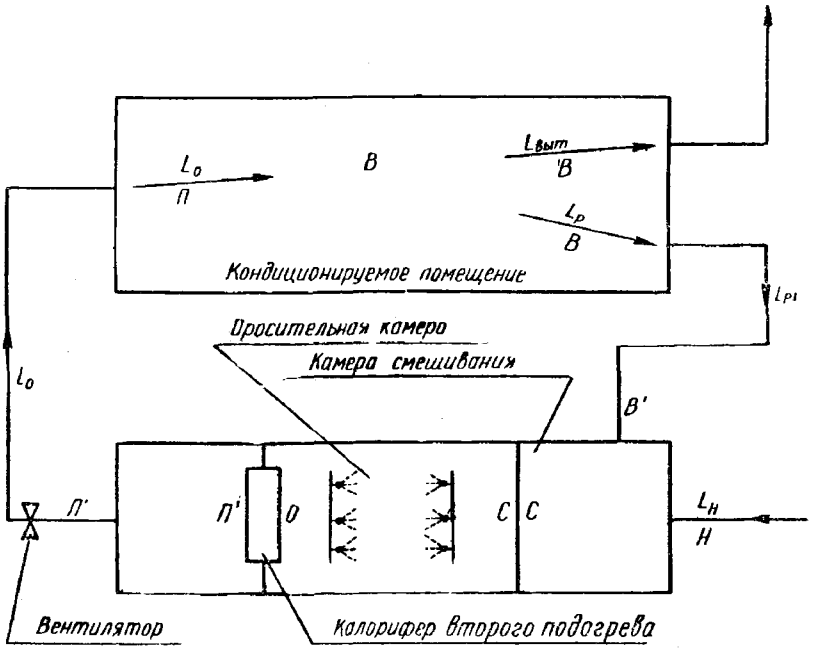


Рис. 69а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время с применением первой рециркуляции и второго подогрева

гревом. В соответствии с требованиями санитарных норм снаружи забирается воздух в количестве $L_н$ *кг/ч*. Перед дождевым пространством к наружному воздуху подмешивается рециркуляционный воздух в количестве $L_{рI}$ *кг/ч*.

После смешивания воздух в количестве $L_о$ поступает в оросительную камеру, в которой он охлаждается и осушается, и затем подогревается в калорифере второго подогрева до заданной темпе-

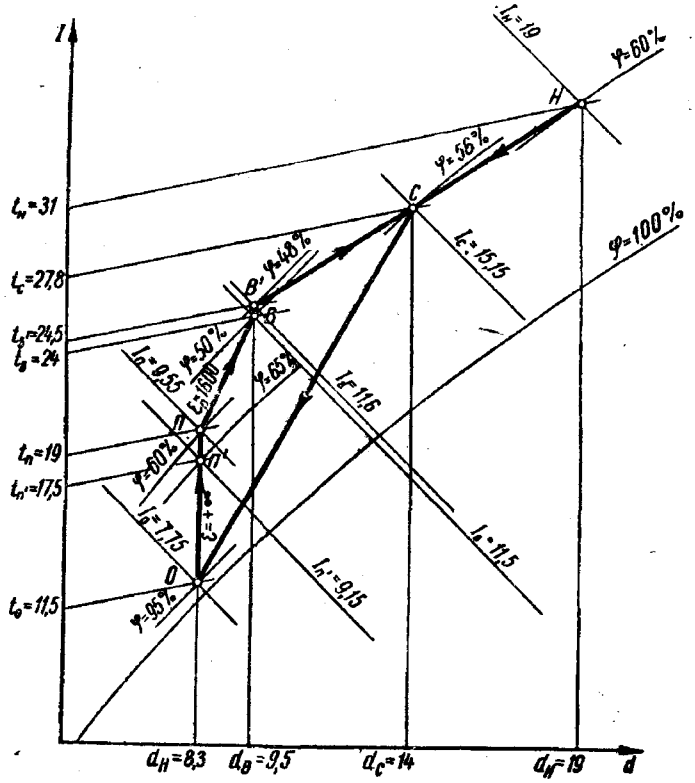


Рис. 69б. Построение на I — d-диаграмме процесса обработки воздуха в летнее время по схеме с первой рециркуляцией и вторым подогревом

ратуры выхода воздуха из кондиционера. При своем движении обработанный воздух, так же как и в предыдущем случае, повышает свою температуру на 1—1,5°. В результате этого он приобретает заданную температуру приточного воздуха, при которой он поступает в кондиционируемое помещение.

Из кондиционируемого помещения часть воздуха в количестве $L_{рI}$ забирается на рециркуляцию, а другая часть удаляется с помощью вытяжной системы вентиляции и через неплотности ограждений за счет подпора, обычно создаваемого в кондиционируемых помещениях.

Поскольку температура внутри кондиционируемого помещения обычно ниже температуры помещений, по которым проходит канал рециркуляционного воздуха, то рециркуляционный воздух повышает свою температуру за счет теплопередачи, происходящей через стенки канала. Поэтому температура рециркуляционного воздуха, поступающего в смесительную камеру кондиционера, соответственно принимается на 0,5—1° выше, чем температура воздуха кондиционируемого помещения.

Построение процесса следует начинать с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. 69б) точки B, соответствующей параметрам внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении до пересечения с изотермой заданной температуры приточного воздуха. Определив таким путем параметры приточного воздуха, находим количество вентиляционного воздуха:

$$L_{\text{о}} = \frac{W + \sum G}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}} \cdot 10^3 \ [кг/ч].$$

Через точку $П$ проводим луч подогрева ($\varepsilon = +\infty$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ (точка O). Параметры точки O соответствуют состоянию воздуха, покидающего дождевое пространство. Далее наносим точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку B', соответствующую состоянию рециркуляционного воздуха перед входом его в камеру смешивания кондиционера. Точки B' и H соединяем прямой линией, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед дождевым пространством.

Положение точки C, соответствующей состоянию смеси воздуха, можно найти из пропорции

$$\frac{L_{\text{о}}}{L_{\text{н}}} = \frac{B'H}{B'C},$$

откуда

$$B'C = \frac{L_{\text{н}}}{L_{\text{о}}} B'H.$$

Напомним, что количество наружного воздуха $L_{\text{н}}$ является известным (его количество принимается на основании санитарных норм или требований технологического процесса).

Количество рециркуляционного воздуха в этом случае составляет:

$$L_{\text{рц}} = L_{\text{о}} - L_{\text{н}}.$$

Отложив от точки B' полученную длину отрезка $B'C$, находим на прямой смеси $B'H$ положение точки C. Через точки C и O проводим прямую луча процесса охлаждения и осушения воздуха в дождевом пространстве.

Охлаждающая мощность камеры в этом случае будет равна:

$$Q_{охл} = L_о (I_с - I_о) [ккал/ч].$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = L_о (I_{п'} - I_о) \ [ккал/ч].$$

Пример. Требуется построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха по схеме обработки с первой рециркуляцией и вторым подогревом, определить количество вентиляционного воздуха, охлаждающую мощность камеры и расход тепла в калорифере второго подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = +31°$; $\varphi_н = 60\%$; $I_н = 19$; $d_н = 19$. Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_в = 24°$; $\varphi_в = 50\%$; $I_в = 11{,}5$; $d_в = 9{,}5$. Допустимый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха 5°.

Количество наружного воздуха

$$L_н = 10\,000 \ кг/ч.$$

Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\varepsilon_п = \frac{40\,000}{25} = 1600.$$

Решение Построение процесса на $I-d$-диаграмме производят в соответствии с приведенным выше описанием (рис. 69, *б*). В результате произведенного построения получены следующие параметры основных точек процесса:

точка B' $t_{в'} = 24{,}5°$; $\varphi_{в'} = 48\%$; $I_{в'} = 11{,}6$; $d_{в'} = 9{,}5$,

точка $П$ $t_п = 19°$; $\varphi_п = 60\%$; $I_п = 9{,}55$; $d_п = 8{,}3$,

точка $П'$ $t_{п'} = 17{,}5°$; $\varphi_{п'} = 65\%$; $I_{п'} = 9{,}15$; $d_{п'} = 8{,}3$,

точка O $t_о = 11{,}5°$; $\varphi_о = 95\%$; $I_о = 7{,}75$; $d_о = 8{,}3$.

Общее количество вентиляционного воздуха равно:

$$L_о = \frac{25\,000}{9{,}5 - 8{,}3} = 20\,820 \ кг/ч.$$

Для определения положения точки C на прямой смеси $B'H$ используют пропорцию, решенную относительно искомой величины $B'C$:

$$B'C = \frac{10\,000}{20\,820} \cdot 108 = 51{,}8.$$

Отложив от точки B' на прямой $B'H$ полученную длину отрезка $B'C$, находят искомое положение точки C, имеющей следующие параметры: $t_с = 27{,}8°$; $\varphi_с = 56\%$; $I_с = 15{,}15$; $d_с = 14$.

Далее проводят через точки C и O прямую луча процесса охлаждения и осушения в камере орошения.

Количество рециркуляционного воздуха составит:

$$L_{рI} = 20\,820 - 10\,000 = 10\,820 \ кг/ч.$$

Охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = 20\,820\,(15{,}15 - 7{,}75) = 154\,000 \ ккал/ч.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева равен:

$$Q_{II} = 20\,820\,(9{,}15 - 7{,}75) = 29\,190 \ ккал/ч.$$

Схема обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией

Особенность этой схемы обработки воздуха заключается в том, что отпадает необходимость включения в работу калорифера второго подогрева в летний период. Функцию калорифера в этой схеме обработки воздуха выполняет рециркуляционный воздух, подмешиваемый к воздуху, прошедшему через дождевое пространство. В отличие от рециркуляционного воздуха, подмешиваемого к наружному воздуху до дождевого пространства, этот воздух принято называть воздухом второй рециркуляции.

Поскольку нет необходимости в калорифере второго подогрева в летнее время, эта схема обработки воздуха имеет некоторые экономические и эксплуатационные преимущества по сравнению с рассмотренной выше схемой (с первой рециркуляцией). Однако следует учитывать, что при этой схеме обработки необходимо больше охлаждать воздух, вследствие чего требуется более низкая температура охлаждающей воды.

На рис. 70а изображена принципиальная схема устройства кондиционирования по схеме с первой и второй рециркуляциями. Отличие этой схемы от приведенной на рис. 69а заключается в том, что отпадает необходимость в использовании калорифера второго подогрева и наличии канала второй рециркуляции. Не делая подробного описания этой схемы, рассмотрим построение этого процесса на $I-d$-диаграмме.

Через точку B (рис. 70б), соответствующую параметрам внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха $t_{\text{п}}$. Затем, по аналогии с предыдущим, определим общее количество вентиляционного воздуха $L_{\text{о}}$. Через точки B и $П$ проводим соответственно вверх и вниз вертикальные прямые ($d=\text{const}$) BB' и $ПП'$, отражающие нагревание приточного и рециркуляционного воздуха в каналах и вентиляторе. Через точки B' и $П'$ проведем прямую до пересечения с кривой $\varphi=95\%$ в точке $О$, соответствующей состоянию воздуха, выходящего из дождевого пространства.

Так как точка $П'$, определяющая состояние воздуха, выходящего из кондиционера, лежит на прямой $B'О$, то, исходя из этого, заключаем, что получить воздух состояния $П'$ можно, смешав воздух состояния B' с воздухом, выходящим из дождевого пространства с состоянием, соответствующим точке $О$. Количество воздуха второй рециркуляции определим из пропорции

$$\frac{L_{\text{о}}}{L_{\text{рII}}}=\frac{OB'}{O\Pi'}.$$

Так как $L_{\text{о}}$ было определено ранее, а длины отрезков можно принять на основании произведенного построения, то единственной неизвестной величиной в этой пропорции является количество воз-

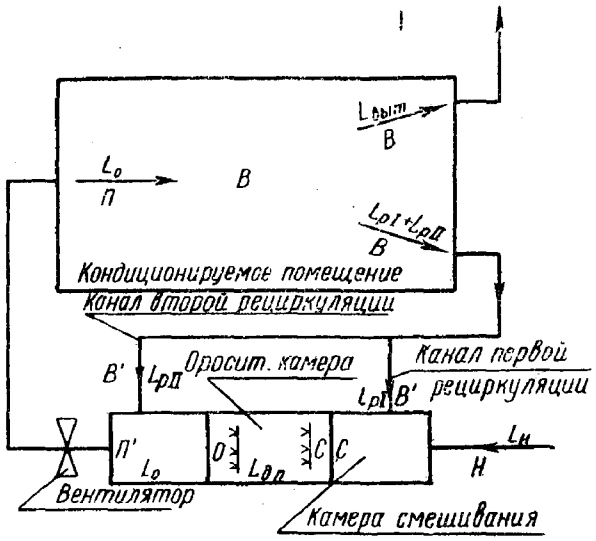


Рис. 70а. Схема кондиционирования воздуха с применением первой и второй рециркуляций (летний режим)

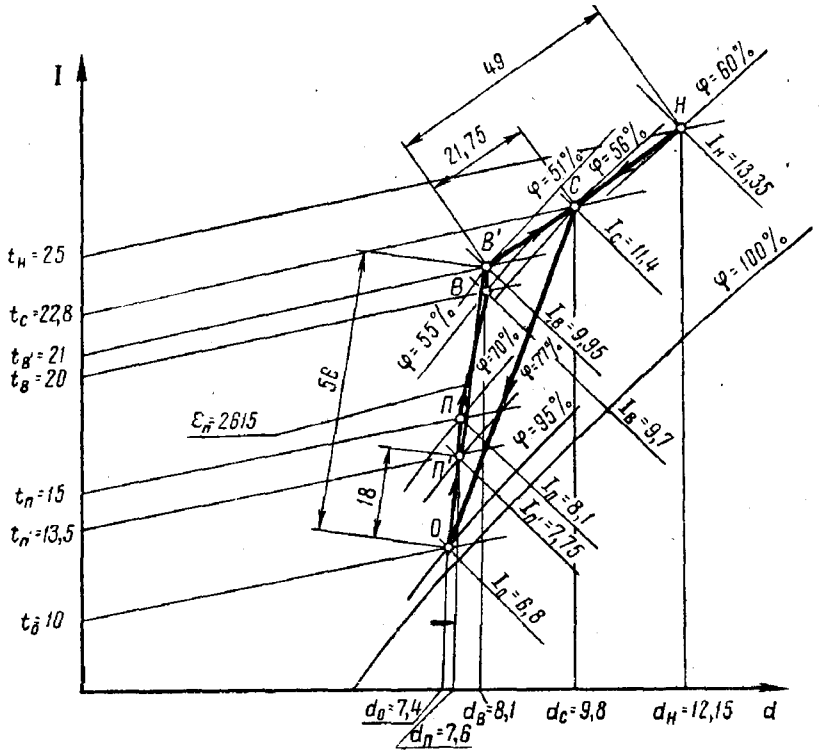


Рис. 70б. Построение на I — d-диаграмме процесса обработки воздуха по схеме с первой и второй рециркуляциями (летний режим)

духа второй рециркуляции $L_{рII}$:

$$L_{рII} = L_0 \frac{OП'}{OB'}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп} = L_0 - L_{рII}.$$

Как обычно, количество наружного воздуха $L_н$ бывает заранее заданным. Поэтому, зная количество воздуха, проходящего через дождевое пространство и представляющего собой сумму количества наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, нетрудно определить величину последнего

$$L_{рI} = L_{дп} - L_н.$$

Далее наносим точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводим прямую $B'H$, являющуюся прямой смеси воздуха первой рециркуляции с наружным воздухом. Положение точки C, характеризующей состояние воздуха перед дождевым пространством, находим на основании пропорции

$$\frac{L_{дп}}{B'H} = \frac{L_н}{B'C}.$$

Отсюда

$$B'C = \frac{L_н}{L_{дп}} B'H.$$

Отложив от точки B' длину отрезка $B'C$, найдем положение точки смеси C на прямой $B'H$. Проведя через точки C и O прямую, получим луч процесса охлаждения и осушения в форсуночной камере.

Охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = L_{дп}(I_c - I_0) \ [ккал/ч].$$

В заключение заметим, что, несмотря на указанные выше преимущества рассмотренной схемы обработки воздуха, практически ее применить не всегда возможно. Эта схема не может быть использована в том случае, когда значение углового коэффициента луча процесса в помещении таково, при котором направление линии $B'П'$ не пересекается с кривой $\varphi = 95\%$ или пересекается в области отрицательных значений температур. В последнем случае использовать воду в качестве охлаждающей жидкости физически не представляется возможным.

Пример 1. Определить количество вентиляционного воздуха и построить процесс кондиционирования воздуха на $I-d$-диаграмме для помещения зрительного зала. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = +25°$; $\varphi_н = 60\%$; $d_н = 12{,}15$; $I_н = 13{,}35$. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = 20°$; $\varphi_в = 55\%$; $d_в = 8{,}1$; $I_в = 9{,}7$.

Количество зрителей 600. Количество наружного воздуха на 1 зрителя 20 $м^3/ч$ (при $t_в = +20°$). Объем зрительного зала 6000 $м^3$. Теплопоступления через ограждающие конструкции и за счет солнечной радиации составляют $Q_т = 5000$ $ккал/ч$.

Р е ш е н и е. Количество явного тепла, выделяемого зрителями при $t_в = +20°$, равно:

$$Q_я = 600 \cdot 72 = 43\,200 \text{ } ккал/ч.$$

где 72 — количество выделяемого явного тепла от одного человека при +20° (см. рис. 28).

Количество выделяющейся влаги от людей составляет:

$$G = 600 \cdot 40 = 24\,000 \text{ } г/ч = 24 \text{ } кг/ч,$$

где 40 — количество влаги, выделяемой одним человеком при $t = +20°$ (см. рис. 28).

Теплосодержание 1 $кг$ водяного пара, выделяемого людьми, составляет $i = 608$ $ккал/кг$.

Величина углового коэффициента луча процесса в помещении равна:

$$\varepsilon_п = \frac{5000 + 43\,200 + 24 \cdot 608}{24} = 2615.$$

Построение процесса на $I - d$-диаграмме (см. рис. 70б) производят в соответствии с описанным выше методом. Повышение температуры приточного воздуха в вентиляторе и в приточном канале принимают в размере 1,5°, а рециркуляционного и байпасируемого — на 1°. Температура приточного воздуха принимается на 5° ниже температуры помещения.

На основании произведенного построения процесса на $I - d$-диаграмме можно определить параметры следующих точек:

точка B' $t_{в'} = 21°$; $\varphi_{в'} = 51\%$; $d_{в'} = 8{,}1$; $I_{в'} = 9{,}95$,

точка $П$ $t_п = 15°$; $\varphi_п = 70\%$; $d_п = 7{,}6$; $I_п = 8{,}1$;

точка $П'$ $t_{п'} = 13{,}5°$; $\varphi_{п'} = 77\%$; $d_{п'} = 7{,}6$; $I_{п'} = 7{,}75$,

точка $О$ $t_о = 10°$; $\varphi_о = 95\%$; $d_о = 7{,}4$; $I_о = 6{,}8$.

Далее находят общее количество вентиляционного воздуха

$$L_о = \frac{24}{(8{,}1 - 7{,}6)} \cdot 10^3 = 48\,000 \text{ } кг/ч.$$

Соответствующая кратность воздухообмена будет равна:

$$n = \frac{48\,000}{1{,}205 \cdot 6000} = 6{,}7.$$

Количество воздуха второй рециркуляции находят из пропорции

$$L_{рII} = 48\,000 \frac{18}{56} = 15\,420 \text{ } кг/ч.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, равно:

$$L_{д.п} = 48\,000 - 15\,420 = 32\,580 \text{ } кг/ч.$$

Вес наружного воздуха равен:

$$L_н = 600 \cdot 20 \cdot 1{,}205 = 14\,450 \text{ } кг/ч.$$

Количество воздуха первой рециркуляции составляет:

$$L_{рI} = 32\,580 - 14\,450 = 18\,130 \text{ } кг/ч.$$

Затем находят длину отрезка $B'C$ для определения положения точки C на прямой смеси $B'H$:

$$B'C = \frac{14\,450}{32\,580} \cdot 49 = 21{,}75.$$

Откладывая полученную длину отрезка от точки B', находят положение точки C смеси воздуха перед дождевым пространством. Эта точка имеет следующие параметры: $t_c = 22{,}8°$; $\varphi_c = 56\%$; $d_c = 9{,}8$; $I_c = 11{,}4$.

Проведя прямую через точки C и O, получим луч процесса охлаждения и осушения в дождевом пространстве.

Охлаждающая мощность камеры равна:

$$Q_{охл} = 32\,580\,(11{,}4 - 6{,}8) = 149\,500 \text{ } ккал/ч.$$

Ниже рассмотрен пример построения аналогичного процесса с помощью психрометрической диаграммы.

Пример 2. Рассчитать кондиционирование воздуха для помещения зрительного зала (летний режим). Избыточное количество явного тепла в помещении составляет $Q_т = 21\,980$ *ккал/ч*, количество водяного пара, выделяющегося в помещении при теплосодержании $i = 608$ *ккал/кг*, равно $G = 9$ *кг/ч*, температура внутреннего воздуха $t_в = 22°$. Относительная влажность $\varphi_в = 50\%$. Температура приточного воздуха $t_п = +15°$. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = 28{,}5°$; $\varphi_н = 40\%$. Количество наружного воздуха $L_н = 3600$ *кг/ч*.

Решение. Примем схему обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией. Угловой коэффициент луча процесса изменения состояния приточного воздуха в помещении определяем по формуле III-43:

$$\psi = \frac{21\,980 + 9 \cdot 608 - 9 \cdot 597{,}4}{21\,980 + 9 \cdot 608} = \frac{22\,097}{27\,460} = 0{,}8.$$

На психрометрической диаграмме (рис. 71) через точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении ($\psi = 0{,}8$) до пересечения с изотермой $t_c = 15°$; получим точку $П$, характеризующую параметры приточного воздуха ($t_м = 12°$; $t_р = 10°$). Разность теплосодержаний в точках $П$ и B определяем с помощью масштабной линейки как расстояние между линиям $t_м = \text{const}$, проходящими через эти точки. Это расстояние равно 2,1 *см*. Следовательно,

$$I_п - I_в = 2{,}1 \text{ } ккал/кг \text{ } сух. \text{ } возд.$$

Далее находим точку $П'$ (с учетом нагревания воздуха в воздуховодах и в вентиляторе на 1,5°) и точку B' (с учетом нагревания воздуха в рециркуляционных воздуховодах на 1°). Затем проводим прямую через точки B' и $П'$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O, характеризующей состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Параметры этой точки имеют значения: $t_м = 9{,}8°$; $t_р = 9{,}5°$; $t_c = 10{,}2°$.

Количество вентиляционного воздуха определяется по формуле III-44:

$$L = \frac{27\,460}{2{,}1} = 13\,100 \text{ } кг/ч.$$

Количество воздуха второй рециркуляции находится из пропорции

$$L_{рII} = \frac{ОП'}{OB'} L = \frac{11{,}5}{42} \cdot 13\,100 = 3600 \text{ } кг/ч.$$

При этом количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, составит:

$$L_{дп} = L - L_{рII} = 13\,100 - 3600 = 9500 \text{ кг/ч}.$$

Соединив точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, с точкой B', получим прямую смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

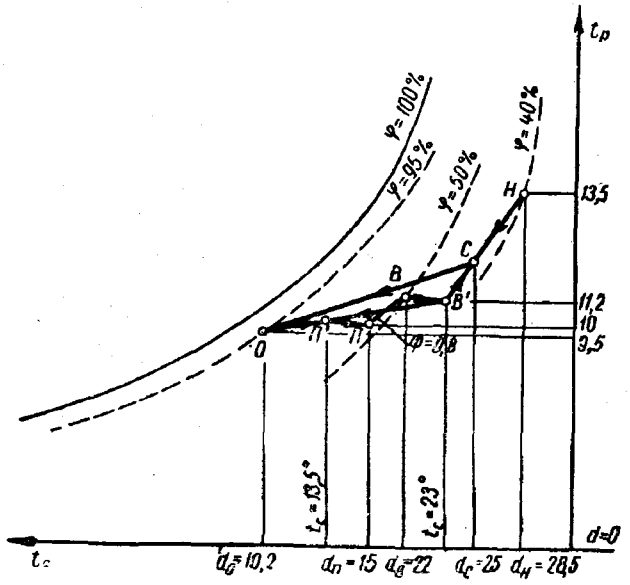


Рис. 71. Построение процесса кондиционирования воздуха на психрометрической диаграмме

Точку, определяющую параметры смеси, находим следующим образом. Если принять, что отрезок $B'H$, имеющий длину 23 *мм*, соответствует общему количеству смешиваемого воздуха, т. е. 9500 *кг/ч*, то, отложив от точки B' отрезок $B'C$, равный

$$\frac{3600}{9500} \cdot 23 = 8{,}7 \text{ мм},$$

получим точку C, параметры которой соответствуют параметрам воздуха перед дождевым пространством, а именно: $t_м = 17{,}2°$; $t_р = 12{,}2°$; $t_с = 25°$. Проведя через точки C и O прямую, получим луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере.

В заключение отметим, что в целях устранения присоса воздуха в кондиционируемое помещение извне и из смежных с ним помещений вследствие возможного нарушения воздушного баланса обычно в кондиционируемом помещении создается 1—2-кратный подпор воздуха за счет соответствующего уменьшения количества воздуха, извлекаемого вытяжной системой вентиляции.

§ 5. ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ И НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА В ЗИМНИЙ ПЕРИОД

В зимний период кондиционирование воздуха заключается в нагревании и увлажнении его. Нагревание воздуха в кондиционере производят с помощью калориферов, установленных до и после дождевого пространства, а увлажнение воздуха происходит в результате адиабатического испарения разбрызгиваемой рециркулирующей воды, которая вследствие непрерывной ее рециркуляции приобретает температуру мокрого термометра. Так как расчетным режимом кондиционирующих установок является летний, то обычно расчет кондиционирования воздуха начинают с расчета летнего режима, на основании которого устанавливают схему обработки воздуха и определяют количество вентиляционного воздуха, которое принимают и при расчете зимнего режима.

Схемы обработки воздуха при зимнем режиме, так же как и при летнем, могут быть прямоточные, с первой рециркуляцией, а также с первой и второй. В целях упрощения системы автоматического регулирования кондиционирующей установки желательно применять летом и зимой одинаковые схемы обработки воздуха.

Прямоточная схема обработки воздуха

На рис. 72а изображена прямоточная схема устройства кондиционирования воздуха в зимнее время. Наружный воздух в количестве L_0 поступает в калориферы первого подогрева, в которых он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание (приточного воздуха) при относительной влажности $\varphi \approx 95\%$.

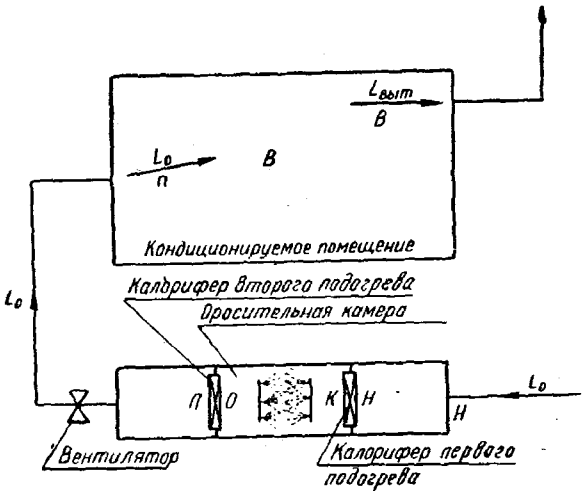


Рис. 72а. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха в зимнее время

Поскольку при адиабатическом процессе испарения температура воздуха по выходе из оросительной камеры достаточно близка

к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, то для доведения его температуры до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Исходными данными для построения процесса на $I-d$-диаграмме (см. рис. 72б) являются расчетные параметры наружного воздуха в зимнее время $t_н$ и $\varphi_н$, параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$ и значение углового коэффициента луча процесса в помещении и количество вентиляционного воздуха $L_о$, полученное на основании расчета летнего режима. На $I-d$-диаграмму наносят точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса.

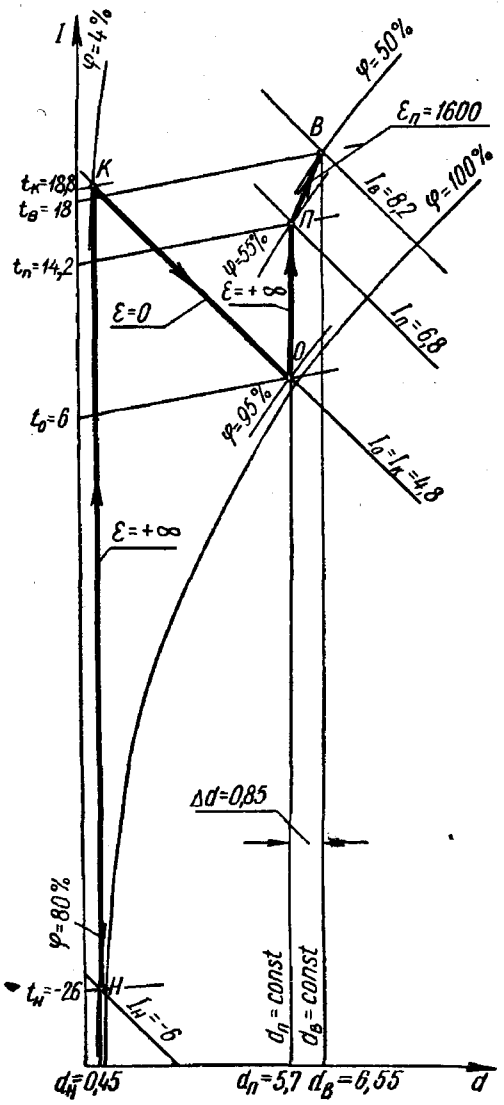


Рис. 72б. Построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования при прямоточной схеме обработки воздуха (зимний режим)

Для определения состояния приточного воздуха необходимо найти величину Δd:

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_о} \cdot 10^3.$$

Зная Δd нетрудно определить и величину влагосодержания приточного воздуха:

$$d_п = d_в - \Delta d.$$

Проведя линию $d_п = \text{const}$ до пересечения ее с лучом процесса в помещении, получим точку пересечения $П$, параметры которой определяют искомое состояние приточного воздуха при условии сохранения в зимний период количества вентиляционного воздуха, определенного расчетом летнего режима.

Пересечение линии $d_п = \text{const}$ с кривой $\varphi = 95\%$ определяет точку O, параметры которой соответствуют состоянию воздуха, покидающего дождевое пространство.

Затем, проведя через точку O линию адиабаты $I_о = \text{const}$, а че-

рез точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку K пересечения этих линий, параметры которой определяют состояние воздуха перед дождевым пространством. На этом построение рассматриваемого процесса на $I-d$-диаграмме заканчивается.

Следует заметить, что здесь в отличие от построения процесса летнего режима попутное нагревание воздуха в каналах не учитывают вследствие незначительной разности температур в каналах и в помещениях, где они проложены.

На основании сделанного построения можно определить необходимые данные для расчета и подбора калориферов, а также и количество испарившейся воды.

Расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_{\text{I}} = L_{\text{о}} (I_{\text{к}} - I_{\text{н}}) \ [ккал/ч].$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева будет равен:

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{о}} (I_{\text{п}} - I_{\text{о}}) \ [ккал/ч].$$

Количество испарившейся воды равно:

$$W = L_{\text{о}} (d_{\text{о}} - d_{\text{н}}) 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме процесс прямоточной схемы кондиционирования воздуха, определить расход тепла в калориферах первого и второго подогрева и количество испаряющейся воды.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_{\text{н}} = -26°$; $\varphi_{\text{н}} = 80\%$; $I_{\text{н}} = -6$; $d_{\text{н}} = 0{,}45$. Расчетные параметры внутреннего воздуха: $t_{\text{в}} = 18°$; $\varphi_{\text{в}} = 50\%$; $I_{\text{в}} = 8{,}2$; $d_{\text{в}} = 6{,}55$. Количество вентиляционного воздуха согласно расчету летнего режима $L_{\text{о}} = 5880$ *кг/ч*. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon = \dfrac{8000}{5} = 1600$.

Решение. Для определения параметров приточного воздуха находим его ассимилирующую способность по влаге:

$$\Delta d = \frac{5000}{5800} = 0{,}85 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха будет равно:

$$d_{\text{п}} = 6{,}55 - 0{,}85 = 5{,}7 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Проведя через точку B (рис. 72б), характеризующую заданное состояние внутреннего воздуха, луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_{\text{п}} = \text{const}$, получаем точку $П$, определяющую необходимое состояние приточного воздуха: $t_{\text{п}} = 14{,}2°$; $\varphi_{\text{п}} = 55\%$; $d_{\text{п}} = 5{,}7$; $I_{\text{п}} = 6{,}8$.

Через точку $П$ проводим луч процесса в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке $О$, имеющей параметры $t_{\text{о}} = 6°$; $\varphi_{\text{о}} = 95\%$; $d_{\text{о}} = 5{,}7$; $I_{\text{о}} = 4{,}8$.

Далее через точку $О$ проводим адиабату $I_{\text{о}} = \text{const}$, а через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, луч подогрева в калорифере первого подогрева. Точка пересечения K определяет состояние воздуха перед дождевым пространством: $t_{\text{к}} = 18{,}8°$; $\varphi_{\text{к}} = 4\%$; $d_{\text{к}} = 0{,}45$; $I_{\text{к}} = 4{,}8$.

Расход тепла в калорифере первого подогрева будет равен:

$$Q_I = 5880\,[4{,}8 - (-6)] = 63\,450 \text{ ккал/ч}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = 5880\,(6{,}8 - 4{,}8) = 11\,760 \text{ ккал/ч}.$$

Количество испаряющейся влаги составляет:

$$W = 5880\,(5{,}7 - 0{,}45)\,10^{-3} = 30{,}9 \text{ кг/ч}.$$

Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией

На рис. 73а изображен вариант схемы устройства кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией. Особенностью этого варианта является подмешивание рециркуляционного воздуха перед калорифером первого подогрева. Во втором варианте подмешивание производится после калорифера первого подогрева. Из рассмотрения схемы видно, что к наружному воздуху перед калорифером первого подогрева подмешивается рециркуляционный воздух, после чего смесь воздуха проходит через калорифер первого подогрева, в котором она подогревается до необходимого теплосодержания воздуха в оросительной камере. Затем смесь поступает в камеру орошения, в которой в результате адиабатического процесса увлажнения она приобретает заданное влагосодержание приточного воздуха при насыщении $\varphi \approx 95\%$. Из оросительной камеры воздух подается в калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха, с которой он и поступает в помещение.

Построение этого процесса на $I - d$-диаграмме (рис. 73б) начинают с нанесения на нее точки B, соответствующей заданному состоянию внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении. Далее определяется ассимилирующая способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3 \text{ г/кг сух. возд},$$

где L_0 — количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима.

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_п = d_в - \Delta d.$$

Пересечение луча процесса в помещении с линией $d_п = \text{const}$ определяет точку $П$, соответствующую состоянию приточного воздуха.

Через точку $П$ проводят луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$. Это пересечение определяет положение точки $О$, характеризующей состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Далее

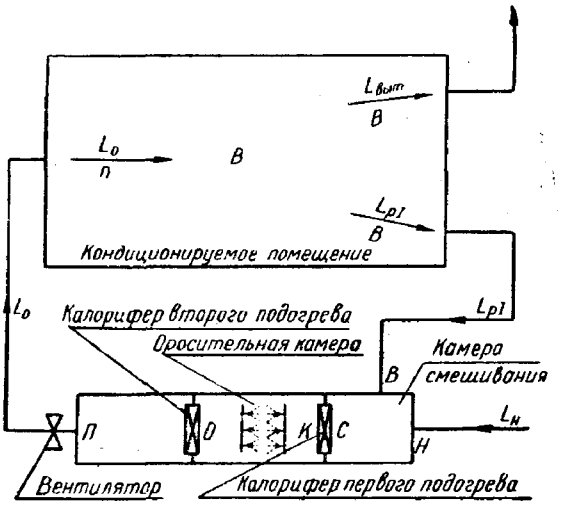


Рис. 73а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева)

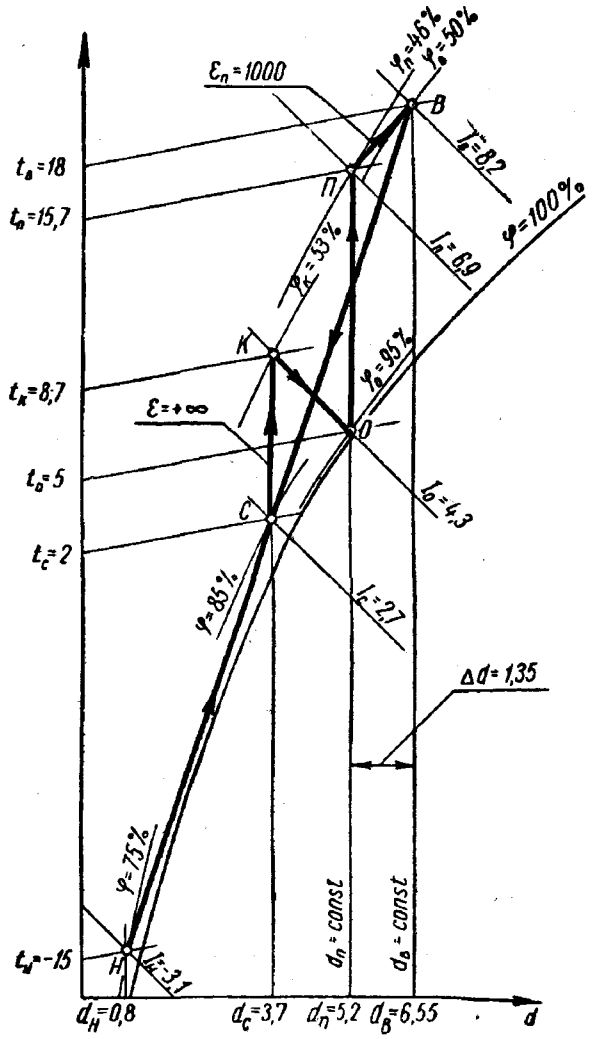


Рис. 73б. Построение на I — d-диаграмме процесса зимнего режима кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева)

наносят точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводят прямую смеси BH. Положение точки C смеси на этой прямой может быть найдено на основании пропорции

$$\frac{L_о}{HB} = \frac{L_н}{BC},$$

где $L_н$ — необходимое количество наружного воздуха в соответствии с требованиями санитарных норм или технологического процесса.

Отсюда

$$BC = \frac{L_н}{L_о} HB.$$

Откладывая от точки B отрезок BC, находим на прямой смеси положение точки C, параметры которой определяют состояние смеси воздуха, поступающего в калорифер первого подогрева.

Проведя через точку C луч процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева до пересечения с адиабатой $I_о$, получим точку K, характеризующую состояние воздуха перед дождевым пространством.

В соответствии с произведенным построением расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = L_о (I_к - I_с) \ [ккал/ч].$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = L_о (I_п - I_о) \ [ккал/ч].$$

Количество испаряющейся воды равно:

$$W = L_о (d_о - d_с) 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме зимний процесс кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции. Подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = -15$; $\varphi_н = 75\%$; $I_н = -3{,}1$; $d_н = 0{,}8$. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = +18°$; $\varphi_в = 50\%$; $I_в = 8{,}2$; $d_в = 6{,}55$. Количество наружного воздуха $L_н = 10\,000$ *кг/ч*. Общее количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима, $L_о = 20\,820$ *кг/ч*. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п = \frac{28\,000}{28} = 1000$.

Решение. Наносим на $I-d$-диаграмму (рис. 73б) точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводим луч процесса в помещении ($\varepsilon_п = 1000$). Определяем ассимилирующую способность приточного воздуха

$$\Delta d = \frac{28 \cdot 1000}{20\,820} = 1{,}35 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_п = 6{,}55 - 1{,}35 = 5{,}2 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Проводим линию $d_п = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Точка пересечения $П$ определяет необходимое состояние приточного воздуха при сохранении количества вентиляционного воздуха, полученного на основании расчета летнего режима. Параметры этой точки равны: $t_п = 15{,}7°$; $d_п = 5{,}2$; $I_п = 6{,}9$; $\varphi_п = 46\%$.

Проведя через точку $П$ луч нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку $О$, характеризующую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Параметры этой точки следующие: $t_о = 5°$; $\varphi_о = 95\%$; $d_о = 5{,}2$; $I_о = 4{,}3$.

Через точку $О$ проводим луч адиабатического процесса увлажнения в оросительной камере ($\varepsilon = 0$).

Для определения состояния смеси воздуха перед калорифером первого подогрева на диаграмму наносим прямую смеси, проходящую через точку $В$ и точку $Н$, соответствующую состоянию наружного воздуха. Положение точки смеси $С$ на этой прямой можно найти из пропорции

$$ВС = \frac{10\,000}{20\,820} \cdot 178 = 85{,}4.$$

Отложив от точки $В$ длину полученного отрезка $ВС$, находим положение точки смеси $С$, имеющей параметры: $t_с = 2°$; $\varphi_с = 85\%$; $d_с = 3{,}7$; $I_с = 2{,}7$.

Через точку $С$ проводим луч нагревания воздуха в калорифере первого подогрева до пересечения с лучом адиабатического процесса в оросительной камере. Точка пересечения $К$, имеющая параметры: $t_к = 8{,}7°$; $\varphi_к = 53\%$; $d_к = 3{,}7$; $I_к = 4{,}3$, определяет состояние воздуха перед дождевым пространством (после калорифера первого подогрева).

На основании сделанного построения количество тепла, расходуемого в калорифере первого подогрева, составляет:

$$Q_I = 20\,820\,(4{,}3 - 2{,}7) = 33\,300 \text{ } ккал/ч,$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 20\,820\,(6{,}9 - 4{,}3) = 54\,100 \text{ } ккал/ч,$$

количество испаряющейся влаги:

$$W = 20\,820\,(5{,}2 - 3{,}7) = 31\,200 \text{ } г/ч, \text{ или } 31{,}2 \text{ } кг/ч.$$

Если рециркуляционный воздух содержит волокнистую пыль, которая может отлагаться на поверхности калорифера, а также в том случае, когда в процессе смешивания происходит выпадение влаги из воздуха (если точка смеси оказывается за пределами пограничной кривой, $\varphi = 100\%$), то применять рассмотренную выше схему обработки воздуха не рекомендуется. В этом случае следует принимать второй вариант схемы обработки воздуха.

Изображенная на рис. 74а принципиальная схема рассматриваемого случая кондиционирования воздуха отличается от предыдущей лишь тем, что наружный воздух перед вступлением в смесь с рециркуляционным подвергают предварительному нагреванию в калорифере первого подогрева. В остальной части эта схема полностью повторяет предыдущую.

Ниже рассмотрено построение этого процесса на $I - d$-диаграмме (рис. 74б).

Аналогично предыдущему определяют положение точек $П$ и $О$ и наносят луч адиабатического процесса в оросительной камере.

Далее для построения условно принимают, что смешивание воздуха производят до калорифера первого подогрева и, так же как и в предыдущем случае, находят условную точку смеси C', а затем точку C, характеризующую состояние воздуха перед дождевым пространством (которая в предыдущем случае обозначалась буквой K). Таким образом, где бы ни производилось подмешивание рециркуляционного воздуха (до или после калорифера первого подогрева), состояние смеси воздуха перед дождевым пространством остается неизменным (точка K на рис. 73б и точка C на рис. 74б).

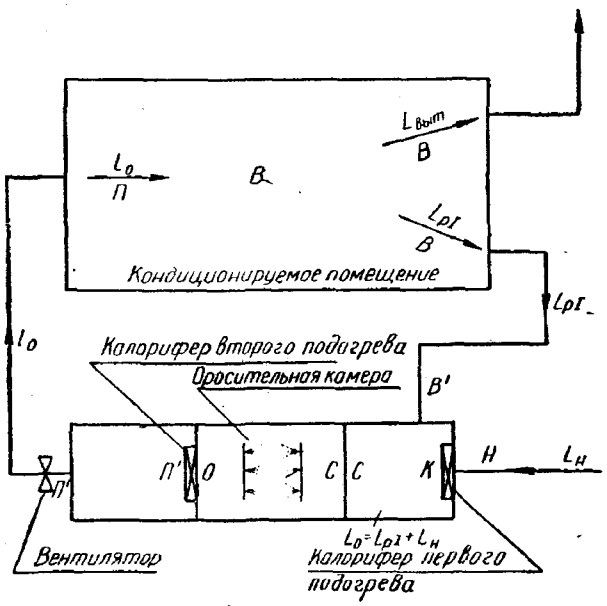


Рис. 74а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится после калорифера первого подогрева)

Для определения состояния наружного воздуха после калорифера первого подогрева производят следующие дополнительные построения: через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, проведем луч нагревания его в калорифере первого подогрева, а через точки B и C — прямую до пересечения с указанным выше лучом в точке K. Линия KB в данном случае будет линией смеси наружного воздуха, нагретого в калорифере первого подогрева, и рециркуляционного воздуха.

Теперь остается только доказать, что точка C делит линию смеси KB на отрезки, пропорциональные количествам наружного и рециркуляционного воздуха, вступающим в смесь. Последнее легко

сделать, если рассмотреть подобие треугольников HKB и $C'CB$, откуда следует, что

$$\frac{HB}{C'B}=\frac{KB}{CB}=\frac{L_o}{L_н}.$$

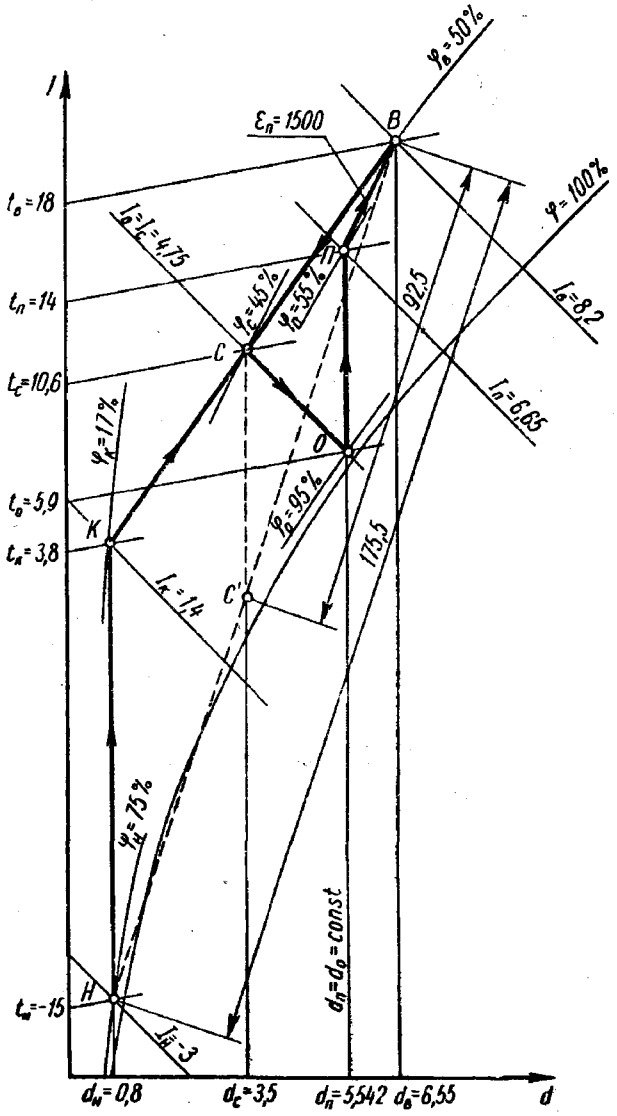


Рис. 74б. Построение на I — d-диаграмме процесса зимнего режима кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится после калорифера первого подогрева)

В соответствии с произведенным построением расход тепла в калорифере первого подогрева составляет

$$Q_I=L_н(I_к-I_н)\ [ккал/ч],$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = L_o (I_п - I_o) \ [ккал/ч],$$

количество воды, испарившейся в оросительной камере:

$$W = L_o (d_o - d_c) 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха по схеме обработки воздуха с рециркуляцией. Подмешивание рециркуляционного воздуха должно производиться после калорифера первого подогрева.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = -15°$; $\varphi_н = 75\%$; $I_н = -3$; $d_н = 0{,}8$. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = +18°$; $\varphi_в = 50\%$; $I_в = 8{,}2$; $d_в = 6{,}55$. Количество наружного воздуха $L_н = 11\,000$ *кг/ч*.

Общее количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима $L_o = 20\,820$ *кг/ч*. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п = \dfrac{28\,000}{21} = 1500$.

Решение. Наносим на поле $I-d$-диаграммы (рис. 74б) точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводим луч $BП$ процесса в помещении ($\varepsilon_п = 1500$).

Далее определим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{21 \cdot 1000}{20\,820} = 1{,}008 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_п = 6{,}55 - 1{,}008 = 5{,}542 \ г/кг \ сух. \ возд.$$

Точка $П$ пересечения линии $d_п = \text{const}$ с лучом процесса в помещении определяет необходимое состояние приточного воздуха при сохранении количества вентиляционного воздуха, полученного на основании расчета летнего режима. Параметры этой точки равны: $t_п = 14°$; $d_п = 5{,}542$; $I_п = 6{,}65$; $\varphi_п = 55\%$.

Проведя через точку $П$ луч нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку O, характеризующую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Параметры этой точки следующие: $t_o = 5{,}9°$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5{,}542$; $I_o = 4{,}75$.

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения в оросительной камере ($\varepsilon = 0$).

Для нахождения действительной точки смеси C предварительно определяем на прямой HB положение точки C', характеризующей условное состояние смеси. Для этого проводим пунктирную линию HB, на которой с помощью пропорции находится положение указанной точки C':

$$BC' = 175{,}5 \frac{11\,000}{20\,820} = 92{,}5.$$

Отложив от точки B длину полученного отрезка BC', находим положение условной точки смеси C', через которую проводим условный луч подогрева смеси воздуха (пунктирная линия $C'C$) до пересечения в точке C с адиабатой I_o процесса увлажнения. Параметры этой точки являются искомыми параметрами смеси воздуха перед дождевым пространством: $t_c = 10{,}6°$; $\varphi_c = 45\%$; $d_c = 3{,}5$; $I_c = 4{,}75$.

Далее через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч нагрева его в калорифере первого подогрева до пересечения с про-

должением прямой, проведенной через точки B и C, в точке K. Параметры этой точки соответствуют состоянию наружного воздуха после калорифера первого подогрева. Значения параметров точки K следующие: $t_к = +3{,}8°$; $\varphi_к = 17\%$; $d_к = 0{,}8$; $I_к = 1{,}4$.

На основании сделанного построения расход тепла на нагрев наружного воздуха в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = 11\,000\,[1{,}4 - (-3{,}1)] = 49\,500 \text{ ккал/ч};$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 20\,820\ (6{,}65 - 4{,}75) = 39\,700 \text{ ккал/ч},$$

количество испаряющейся воды в дождевом пространстве:

$$W = 20\,820\ (5{,}542 - 3{,}5) = 42\,700 \text{ г/ч}.$$

Схема обработки воздуха с применением первой и второй рециркуляции

Эту схему обработки воздуха применяют только в том случае, когда в летний период используется схема обработки того же наименования. Последнее объясняется более простым решением сис-

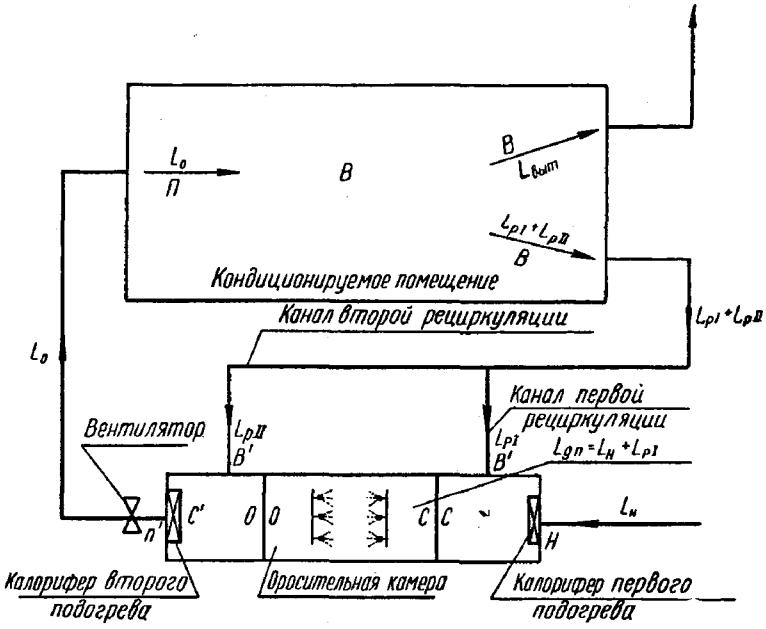


Рис. 75а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой и второй рециркуляции

темы автоматического регулирования кондиционирующей установки.

На рис. 75а приведена принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с первой и второй рециркуляциями. Наружный воздух в количестве $L_н$ поступает в калорифер первого

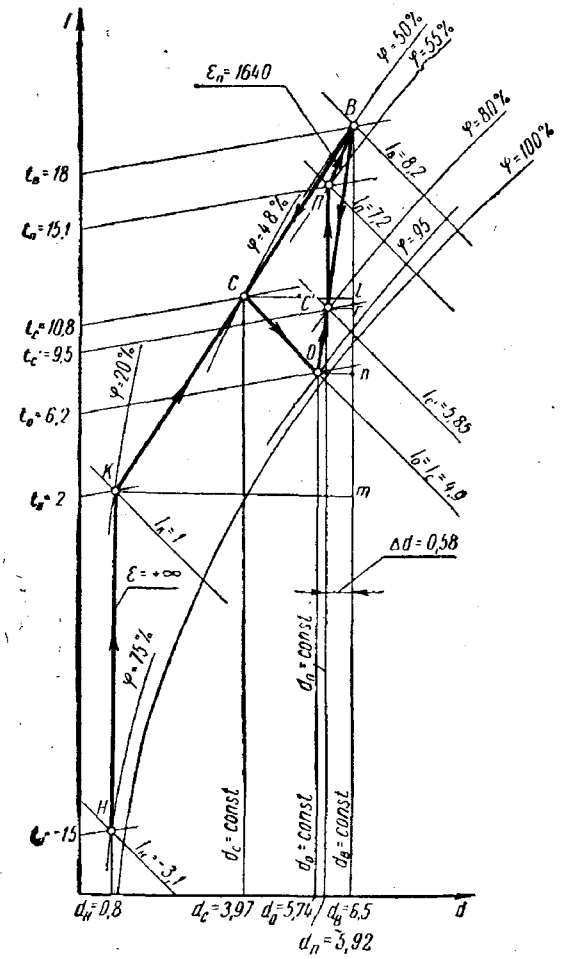


Рис. 75б. Построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха в зимнее время по схеме с первой и второй рециркуляциями

подогрева, в котором нагревается до определенной температуры. После этого он смешивается с воздухом первой рециркуляции в количестве $L_{рI}$. Смесь поступает в дождевое пространство, где она адиабатически увлажняется до определенного предела (при $\varphi=95\%$) и затем смешивается с воздухом второй рециркуляции в количестве $L_{рII}$. Далее смесь проходит через калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха.

На рис. 75б приведено построение рассматриваемого процесса на $I-d$-диаграмме. Это построение производят следующим образом. Наносят точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса в помещении. Затем определяют ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3.$$

Далее определяют влагосодержание приточного воздуха

$$d_п = d_в - \Delta d.$$

Положение точки $П$ (характеризующей состояние приточного воздуха) находят на пересечении луча процесса в помещении с линией $d_п = \text{const}$. Линия BO, нанесенная на этом рисунке, изображает линию смеси воздуха, прошедшего дождевое пространство, и воздуха второй рециркуляции. Так как состояние воздуха, поступающего в калорифер второго подогрева, определяется состоянием указанной смеси воздуха, то точка смеси C' должна лежать на этой прямой в месте пересечения ее с лучом нагревания (в калорифере второго подогрева), проведенном через точку $П$.

Следует заметить, что положение точки O нужно выбрать так, чтобы точка C' делила прямую OB на отрезки, обратно пропорциональные количеству воздуха второй рециркуляции и количеству воздуха, прошедшего через дождевое пространство. Для того чтобы найти такое положение точки O, рассмотрим подобие двух треугольников: OBn и $C'Br$. Из их подобия можно написать:

$$\frac{OB}{C'B}=\frac{On}{C'r}=\frac{L_o}{L_{дп}}. \qquad (а)$$

Так как согласно произведенному расчету летнего режима L_o, $L_{дп}$, $L_{рц}$ и $L_н$ известны, то, обозначив отношение $\frac{L_o}{L_{дп}}=a$ и выразив отрезки On и $C'r$ через разности влагосодержаний, выражение (а) можем переписать в следующем виде:

$$\frac{OB}{C'B}=\frac{d_в-d_o}{d_в-d_п}=a. \qquad (б)$$

В выражении (б) единственной неизвестной является искомая величина d_o (влагосодержание воздуха, покидающего дождевое пространство). Решив это выражение относительно d_o, будем иметь:

$$d_o=d_в-a(d_в-d_п). \qquad (V\text{-}2)$$

Определив значение d_o и зная, что воздух покидает дождевое пространство при $\varphi=95\%$, положение точки O можем найти на основании этих двух известных параметров (d_o и φ).

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения, а через точку H — луч нагревания наружного воздуха в калорифере первого подогрева. Линия смеси нагретого наружного воздуха с рециркуляционным должна проходить через точку B и пересекать как луч адиабатического процесса увлажнения (точка C), так и луч нагревания наружного воздуха (точка K).

При этом положение линии, проведенной через точку B, должно быть таково, чтобы точка C делила прямую KB на отрезки, обратно пропорциональные количествам наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции. Рассмотрим подобные треугольники KBm и CBl. Из их подобия следует:

$$\frac{KB}{CB}=\frac{Km}{Cl}=\frac{L_{д.в}}{L_н}.$$

Обозначив отношение $\frac{L_{д.в}}{L_н}$ через b и выразив отрезки Km и Cl через разности влагосодержаний, получим:

$$\frac{KB}{CB}=\frac{d_в-d_н}{d_в-d_c}=b. \qquad (в)$$

В выражении (в) единственным неизвестным является искомая величина $d_с$. Решив уравнение относительно величины $d_с$, получим:

$$d_с = d_в - \frac{d_в - d_н}{b}. \qquad \text{(V-3)}$$

Для определения положения точки C, характеризующей состояние смеси воздуха перед дождевым пространством, на поле $I-d$-диаграммы проведем линию $d_с = \text{const}$ до пересечения с адиабатой, проведенной через точку O. Затем, проведя прямую через точки B и C и продолжив ее до пересечения с лучом нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку K, характеризующую состояние наружного воздуха после калорифера первого подогрева. На этом построение процесса заканчивается. В соответствии с произведенным построением расход тепла на нагревание наружного воздуха в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = L_н (I_к - I_н).$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = L_о (I_п - I_{с'}).$$

Количество испаряющейся воды

$$W = L_{дп} (d_о - d_с)\, 10^{-3}.$$

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха в зимний период по схеме с первой и второй рециркуляциями, определить количество тепла, расходуемого в калориферах первого и второго подогрева, а также количество испаряющейся воды. На основании ранее произведенного расчета летнего режима получены следующие количества воздуха:

$$L_о = 48\,000 \text{ кг/ч}, \quad L_{дп} = 32\,580 \text{ кг/ч},$$

$$L_{рII} = 15\,420 \text{ кг/ч}, \quad L_н = 14\,450 \text{ кг/ч},$$

$$L_{рI} = 18\,130 \text{ кг/ч}.$$

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = -15°$; $\varphi_н = 75\%$; $d_н = 0{,}8$; $I_н = -3{,}1$. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = +18°$; $\varphi_в = 50\%$; $d_в = 6{,}5$; $I_в = 8{,}2$. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п = \dfrac{46\,000}{28} = 1640$.

Решение. Определим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге:

$$\Delta d = \frac{28\,000}{48\,000} = 0{,}58 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Необходимое влагосодержание приточного воздуха будет равно:

$$d_п = 6{,}5 - 0{,}58 = 5{,}92 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_п = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении, проходящим через точку B (соответствующую состоянию внутреннего воздуха), получим точку их пересечения $П$, определяющую состояние приточного воздуха. Параметры этой точки: $t_п = 15{,}1°$; $d_п = 5{,}92$; $\varphi_п = 55\%$; $I_п = 7{,}2$.

Пользуясь выражением V-2, определим значение d_o:

$$d_o = 6{,}5 - \frac{48\,000}{32\,580}(6{,}5 - 5{,}92) = 5{,}74 \text{ } г/кг \text{ } сух. \text{ } возд.$$

Проведя линию $d_o = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку O, определяющую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Параметры этой точки равны: $t_o = 6{,}2°$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5{,}74$; $I_o = 4{,}9$.

Соединив точку O с точкой B прямой, получим линию смеси воздуха, прошедшего через дождевое пространство, с воздухом второй рециркуляции.

Точка C' пересечения луча процесса нагревания воздуха (проведенного через точку $П$) в калорифере второго подогрева с линией смеси BO определяет состояние смеси воздуха перед калорифером второго подогрева. Эта точка имеет параметры: $t_{c'} = 9{,}5°$; $\varphi_{c'} = 80\%$; $d_{c'} = 5{,}92$; $I_{c'} = 5{,}85$.

Далее по формуле V-3 определяем величину d_c:

$$d_c = 6{,}5 - \frac{6{,}5 - 0{,}8}{\frac{32\,580}{14\,450}} = 3{,}97 \text{ } г/кг \text{ } сух. \text{ } возд.$$

Проведя линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с лучом адиабатического процесса в оросительной камере, проходящим через точку O, получим точку их пересечения C, соответствующую состоянию смеси воздуха перед дождевым пространством. Параметры точки C: $t_c = 10{,}8°$; $\varphi_c = 48\%$; $d_c = 3{,}97$; $I_c = 4{,}9$.

Затем, проведя прямую через точки B и C и продолжив ее до пересечения с лучом подогрева наружного воздуха, получим точку K, характеризующую состояние наружного воздуха после нагревания его в калорифере первого подогрева. Параметры точки K следующие: $t_к = 2°$; $\varphi_к = 20\%$; $d_к = 0{,}8$; $I_к = 1{,}0$.

В соответствии с произведенным построением на $I - d$-диаграмме расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = 14\,450\,[1 - (-3{,}1)] = 59\,200 \text{ } ккал/ч;$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 48\,000\,(7{,}2 - 5{,}85) = 64\,800 \text{ } ккал/ч;$$

количество испаряющейся влаги:

$$W = 32\,580\,(5{,}74 - 3{,}97)\,10^{-3} = 57{,}5 \text{ } кг/ч.$$

Глава VI

РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

§ 1. РАСЧЕТ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

Для охлаждения и осушения воздуха в летнее время, а также для нагревания и увлажнения воздуха в зимний период широко применяют форсуночные кондиционеры, в которых процессы тепло- и влагообмена совершаются при непосредственном контакте между обрабатываемым воздухом и каплями разбрызгиваемой воды.

Разбрызгиванием воды в потоке воздуха, движущегося через оросительную камеру, достигается развитая поверхность контакта воздуха и воды. Последнее позволяет осуществить заданное изменение состояния воздуха в ограниченном объеме оросительной камеры в течение весьма непродолжительного времени (в течение 1—2 *сек*).

Капли, одновременно находящиеся в объеме камеры, движутся с переменными по величине и направлению скоростями. В известной мере упорядоченное сопряжение токов воздуха и капель можно ожидать только непосредственно у выхода из отверстий форсунок. В этой области наблюдается явление эжекции воздуха водяными каплями. Состав капель в факеле носит полидисперсный характер, хотя в факеле форсунки преобладают капли одного определенного диаметра. Капли распределяются в сечении факела неравномерно, они сосредоточиваются на периферии факела, вследствие чего капли в объеме форсуночной камеры распределяются также неравномерно.

Кривизна поверхности капель, обусловленная действием капиллярных сил, оказывает влияние на величину парциального давления на поверхности и, следовательно, на интенсивность процесса тепло- и влагообмена. Так как процесс теплообмена, совершающийся в оросительной камере, происходит в основном конвективным путем, то, естественно, определяющим фактором интенсивности тепло- и влагообмена является скорость омывания капли воздухом. Эта скорость является результирующей скоростью капли относительно воздуха.

Кроме того, не исключена возможность возникновения вращательного движения относительно своей оси той части капель, которые ударяются о стенки камеры.

Развивая гипотезы о гидродинамике этого процесса, можно с достаточной уверенностью предположить, что капли в период пребывания их в объеме форсуночной камеры вначале, т. е. в момент вылета капли из отверстия форсунки, имеют максимальную относи-

тельную скорость. При этом капли, направленные против потока воздуха, имеют в этот момент большую скорость относительно потока воздуха, чем направленные по движению воздуха.

Можно предположить, что этот момент будет характеризоваться максимальной интенсивностью процесса тепло- и влагообмена, которая затем будет быстро уменьшаться: наконец, наступит такой период, когда движение капли, находящейся в потоке воздуха, будет подчиняться закону Стокса. Этот период характеризуется минимальными значениями относительной скорости, а следовательно, и сильным понижением интенсивности процесса тепло- и влагообмена.

В связи с рассмотренным выше предполагаемым механизмом движения капель представляет известный интерес работа Е. В. Стефанова [Л. 47], который установил, что наиболее высокая эффективность процесса оказалась у той камеры, в которой вода разбрызгивалась снизу вверх форсунками, грубого распыла, имеющими диаметр выходного отверстия 6÷8 *мм* при сравнительно небольшом давлении воды перед ними. Такое разбрызгивание воды создало новые гидродинамические условия обтекания капель воздухом, при которых скорость воздуха относительно капель была выше, чем при обычном расположении форсунок, и, следовательно, время взаимодействия капель с воздухом при относительно больших скоростях увеличилось. Этим в известной мере можно объяснить увеличение интенсивности тепло- и влагообмена, полученного Стефановым по сравнению с обычным расположением форсунок.

Весьма существенным фактором в процессе тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, является скорость воздуха. С увеличением ее интенсифицируется процесс тепло- и влагообмена, что позволяет уменьшить поперечное сечение камеры. В этой связи следует стремиться увеличивать скорость воздуха. Однако исследования показали, что при тонком распыле при скорости воздуха, превышающей 1,8 *м/сек*, часть капель уносится за пределы выходного сепаратора. При грубом распыле это явление происходит при скорости воздуха, превышающей 3,6 *м/сек*. Поэтому при определении площади поперечного сечения форсуночной камеры следует принимать скорости, не превышающие указанных пределов.

Выше было показано, что в оросительной камере при полном кондиционировании воздуха в летнее время происходит охлаждение и осушение, а зимой — увлажнение. В этой связи следует заметить, что при адиабатическом процессе увлажнения рекомендуется применять тонкий распыл, при котором преобладают капли малого диаметра.

В случае охлаждения и осушения следует прибегать к грубому распылу, когда капли разбрызгиваемой воды имеют больший диаметр. Это объясняется тем, что при адиабатическом процессе вода имеет постоянную температуру, равную температуре мокрого термометра, и, естественно, малый размер диаметра капель при тон-

ком распыле обеспечит более развитую поверхность испарения по сравнению с грубым распылом, что позволит уменьшить количество разбрызгиваемой воды.

При охлаждении и осушении температура разбрызгиваемой воды должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Температура воды в процессе контакта капелек с воздухом обычно повышается на 3—4°.

Совершенно ясно, что чем меньше диаметр капель, тем это повышение температуры будет происходить быстрее. При небольших расходах воды это может повести к тому, что температура капли во время ее пребывания в оросительной камере может повыситься до температуры мокрого термометра, вследствие чего политропический процесс охлаждения и осушения прекратится и начнется адиабатический процесс увлажнения, нарушающий заданные условия обработки воздуха. Во избежание дополнительного увлажнения воду в таких случаях разбрызгивают из форсунок грубого распыла при соответствующем количестве воды, обеспечивающем поддержание заданного режима работы камеры.

Доувлажнение воздуха, как об этом было сказано выше, может происходить и в сепараторе после дождевого пространства. Чтобы устранить доувлажнение воздуха в сепараторе, его часто подвергают непрерывному орошению холодной водой, смывающей нагретую пленку воды. В этой связи поверхность орошаемых сепараторов можно рассматривать как рабочую, аналогичную поверхности капель разбрызгиваемой воды в оросительной камере.

Современный уровень теории и расчета процессов тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, пока еще не позволяет пользоваться классическими приемами теории теплопередачи. Поэтому практические расчеты производят с помощью эмпирических зависимостей, на основании которых определяется необходимая интенсивность орошения воздуха в камере.

Величиной, характеризующей интенсивность орошения воздуха в дождевом пространстве, является коэффициент орошения, представляющий собой отношение количества разбрызгиваемой воды к количеству проходящего через дождевое пространство воздуха:

$$\mu = \frac{W}{L_{дп}} = \frac{I_н - I_к}{c\,(t_{вк} - t_{вн})}, \qquad \text{(VI-1)}$$

где μ — коэффициент орошения;

W — количество разбрызгиваемой воды, *кг/ч*;

$L_{дп}$ — количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, *кг/ч*;

$I_н$ — теплосодержание воздуха перед оросительной камерой, *ккал/кг сух. возд*;

$I_к$ — теплосодержание воздуха после оросительной камеры, *ккал/кг сух. возд*;

$t_{вн}$ — начальная температура разбрызгиваемой воды;

$t_{вк}$ — конечная температура разбрызгиваемой воды;
c — теплоемкость воды, *ккал/кг · град.*

Наибольшее значение коэффициентов орошения относится к летнему периоду при работе кондиционера на охлаждение и осушение воздуха. В зимний период при адиабатическом увлажнении воздуха значения μ принимают меньшими. Кроме того, величина μ зависит и от тонкости распыла воды.

По интенсивности орошения различают:

1. Камеры с общим орошением высокой интенсивности, имеющие значения $\mu \geqslant 1$ *кг/кг*;

2. Камеры с общим орошением малой интенсивности, имеющие значения коэффициента орошения в пределах $0{,}2 \leqslant \mu \leqslant 1$.

Камеры с высокой интенсивностью орошения универсальны, тогда как камеры с орошением малой интенсивности применяют лишь для адиабатического увлажнения воздуха. Необходимые значения коэффициента орошения определяют расчетом.

В последние годы был выполнен ряд экспериментальных исследований процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, результаты которых используются для расчета таких аппаратов. Однако все эти исследования носили в большинстве частный характер, вследствие чего результаты исследований справедливы только для тех условий, при которых были получены опытные данные.

Попытки обобщить различные экспериментальные данные пока не дали положительных результатов. Последнее объясняется (как об этом было сказано выше) большим количеством факторов, влияющих на процесс тепло- и влагообмена в форсуночной камере, аналитические и экспериментальные исследования которых представляют весьма большие трудности. Достаточно указать на то, что до сих пор все расчеты камер относят не к действительной поверхности тепло- и влагообмена (т. е. к суммарной поверхности капель, находящихся в данный момент в камере), а к площади поперечного сечения дождевого пространства, что является весьма грубым допущением.

Произведенные экспериментальные исследования процесса тепло- и влагообмена (в СССР и за рубежом), происходящего на поверхности отдельных свободнопадающих капель, позволили обобщить результаты в критериальной форме. Проф. Д. Н. Вырубовым была установлена следующая зависимость:

$$Nu = 0{,}54Re^{0{,}5}. \qquad \text{(VI-2)}$$

Автором настоящей книги на основании дополнительной обработки экспериментальных данных Ренза и Маршалла, проводивших исследования по испарению капель воды и капель бензола, получены критериальные зависимости для тепло- и массообмена (см. выражения II-27 и II-28).

Однако следует заметить, что указанные выше критериальные зависимости не могут быть использованы для практических расче-

тов форсуночных кондиционеров при определении коэффициентов тепло- и массообмена из-за отсутствия данных о диаметре капель и величине результирующей скорости воздуха, омывающего капли (входящих в выражение критерия Рейнольдса).

Изложенное показывает, что решение вопроса строгого метода расчета форсуночных камер находится пока еще в начальной стадии.

Расчету форсуночного кондиционера, как правило, должно предшествовать построение в $I-d$-диаграмме процессов летнего и зимнего режимов кондиционирования воздуха, на основании которых получают исходные данные для такого расчета.

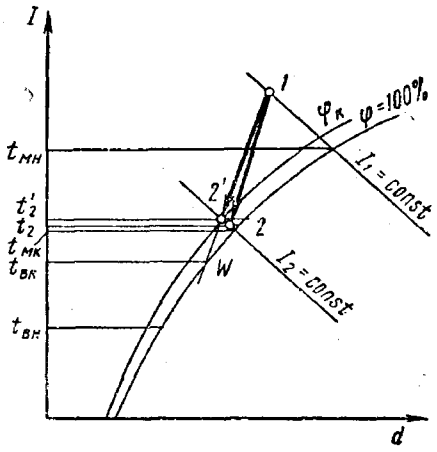


Рис. 76. Теоретический и реальный процессы изменения состояния воздуха в форсуночной камере (политропический процесс)

Для расчета форсуночных камер весьма существенное значение имеет вопрос определения конечного состояния воздуха, покидающего дождевое пространство.

Частично этот вопрос освещен в § 4 гл. IV. Однако сложная зависимость конечного состояния воздуха с начальной и конечной температурами воды требует дальнейшего рассмотрения этого вопроса. Выше было сказано, что в форсуночной камере нет резко выраженного противотока или параллельного тока между капельками воды и воздухом. В известной мере это происходит на весьма небольшом расстоянии от выходного отверстия форсунок. Далее капли подхватываются потоком движущегося воздуха, вследствие чего дальнейшее движение капель достаточно точно соответствует закону Стокса. Такая гипотеза о механизме процесса позволяет считать, что взаимное направление капель и обрабатываемого воздуха приближается к параллельному току.

В этой связи линия процесса изменения состояния воздуха в камере должна быть направлена на конечную температуру воды (линия $1-W$, рис. 76). В условиях теоретического процесса конечное состояние воздуха должно было бы определяться параметрами точки W. Однако вследствие несовершенства процесса тепло- и влагообмена в камере конечное состояние обрабатываемого воздуха не достигает 100% насыщения ($\varphi_к=90\div97\%$), и процесс может завершиться, например, в точке $2'$.

В свою очередь, от точки $2'$ процесс отклоняется по линии адиабаты к точке 2. Последнее объясняется тем, что более мелкие капли, контактирующие с воздухом, быстро нагреваются до температуры мокрого термометра, в результате чего воздух при кон-

такте с этими капельками воды начинает доувлажняться. Этому отклонению также способствует доувлажнение воздуха, происходящее при контакте его с пленкой воды, стекающей с поверхности лопастей сепаратора, температура которой также приближается к температуре мокрого термометра (при отсутствии орошения сепаратора).

Из-за отсутствия возможностей аналитического определения конечного состояния воздуха обычно пользуются эмпирическими зависимостями, к числу которых относится широко используемый коэффициент эффективности теплообмена.

Для процессов охлаждения и осушения воздуха этот коэффициент эффективности определяется выражением

$$E_0 = 1 - \frac{t_{мк} - t_{вк}}{t_{мн} - t_{вн}}. \qquad (а)$$

Для типовых форсуночных камер значения E_0 установлены опытным путем в зависимости от конструктивных и режимных характеристик камеры. Так как расчету форсуночной камеры обычно предшествует построение процесса кондиционирования воздуха на $I-d$-диаграмме, то начальные и конечные параметры воздуха принимают на основании произведенного построения. Следовательно, значения $t_{мн}$ и $t_{мк}$ становятся известными.

Если задаться начальной температурой воды $t_{вн}$, то из выражения (а) можно определить величину $t_{вк}$. Таким образом становится известной и величина разности температур воды, т. е. $t_{вк} - t_{вн}$. Выражение баланса тепла в этом случае будет иметь вид:

$$W(t_{вк} - t_{вн}) = L_{д.п}(I_1 - I_2). \qquad (VI\text{-}3)$$

Отсюда

$$\frac{W}{L_{дп}} = \frac{I_1 - I_2}{t_{вк} - t_{вн}} = \mu, \qquad (VI\text{-}4)$$

где W — количество разбрызгиваемой холодной воды, *кг/ч*;

$L_{д.п}$ — количество обрабатываемого воздуха, *кг/ч*;

I_1 и I_2 — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха, *ккал/кг сух. возд*;

μ — коэффициент орошения, *кг воды/кг возд.*

Выражение VI-4 определяет величину коэффициента орошения, представляющего собой отношение количества разбрызгиваемой воды к количеству проходящего через дождевое пространство воздуха. В свою очередь коэффициент орошения связывает начальное и конечное теплосодержание воздуха с начальной и конечной температурами воды.

Если процесс охлаждения и осушения воздуха с достаточным практическим приближением можно принять происходящим по прямой *1—2* (рис. 76) вследствие незначительного изменения температуры воды, то адиабатический процесс обработки воздуха протекает точно по закону прямой, так как температура воды в процессе обра-

ботки воздуха не изменяется и равна температуре мокрого термометра.

Отсюда следует, что если начальное состояние воздуха определяется точкой *1* (рис. 77), то конечное состояние в условиях теоретического процесса будет определяться точкой *W*, температура которой соответствует температуре мокрого термометра. Однако, так же как и в предыдущем случае, вследствие несовершенства процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, конечное состояние воздуха будет определяться значением $\varphi<100\%$ (90÷97%), т. е. точкой *2*. В этом случае выражение коэффициента эффективности имеет вид:

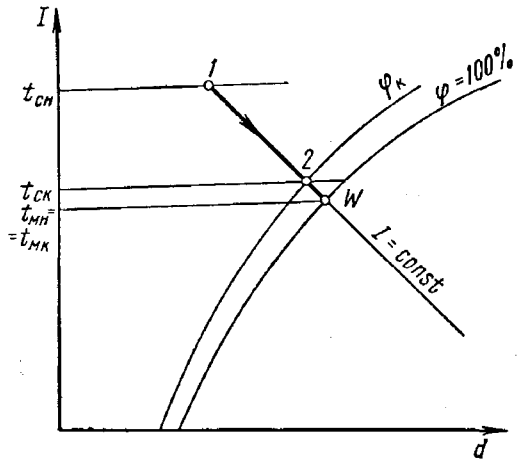


Рис. 77. Адиабатический процесс изменения состояния воздуха в форсуночной камере

$$E_а = 1 - \frac{t_{ск} - t_{мк}}{t_{сн} - t_{мн}} = \frac{t_{сн} - t_{ск}}{t_{сн} - t_{мн}},$$

где $t_{сн}$ и $t_{ск}$ — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

$t_{мн}$ и $t_{мк}$ — начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру.

§ 2. РАСЧЕТ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР С ПОМОЩЬЮ КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ (МЕТОД НИИ САНТЕХНИКИ)

Проведенные в НИИ сантехники Е. Е. Карписом экспериментальные исследования эффективности теплообмена, происходящего в типовых камерах орошения, оборудованных центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выходных отверстий от 3 до 5,5 *мм* [Л. 17], позволили ему предложить метод их расчета.

В качестве коэффициента эффективности камер орошения ранее принимали отношение разностей теплосодержаний (или влагосодержаний, или приблизительно температур) воздуха в реальной камере к разности теплосодержаний (или влагосодержаний, или температур) в идеальной камере.

Е. Е. Карпис считает идеальной такую камеру, в которой конечное теплосодержание воздуха равно теплосодержанию насыщенного воздуха при конечной температуре воды (т. е. в идеальной камере конечная температура воздуха по мокрому термометру равна конечной температуре воды).

В процессе исследований за основу была принята следующая функциональная зависимость коэффициента эффективности теплообмена:

$$E = f[(v\gamma)\mu,\ n,\ d_o], \qquad \text{(VI-5)}$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в оросительной камере, *кг/м²×сек*;

μ — коэффициент орошения, *кг/кг сух. возд*;

n — плотность расположения форсунок, *шт/м²* в одном ряду;

d_o — диаметр выходного отверстия форсунки, *мм*.

Для процессов охлаждения и осушения, охлаждения без изменения влагосодержания, а также и охлаждения при одновременном увлажнении воздуха предложена следующая зависимость для определения коэффициента эффективности:

$$E_o = 1 - \frac{t_{мк} - t_{вк}}{t_{мн} - t_{вн}}, \qquad \text{(VI-6)}$$

для адиабатических процессов

$$E_a = 1 - \frac{t_{ск} - t_{мк}}{t_{сн} - t_{мн}}. \qquad \text{(VI-7)}$$

Для процессов охлаждения и увлажнения с повышением теплосодержания, изотермического увлажнения и нагревания воздуха с одновременным его увлажнением эта зависимость имеет вид:

$$E_н = 1 - \frac{t_{вк} - t_{мк}}{t_{вн} - t_{мн}}, \qquad \text{(VI-8)}$$

где $t_{сн}$ и $t_{ск}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру;

$t_{мн}$ и $t_{мк}$ — начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру;

$t_{вн}$ и $t_{вк}$ — начальная и конечная температура воды.

Производительность центробежных тангенциальных форсунок определяется эмпирической формулой

$$q = 38{,}5P^{0{,}478}d_o^{1{,}38}\ кг/ч, \qquad \text{(VI-9)}$$

где P — давление воды перед форсункой, *ати*.

В табл. 21 приведены значения коэффициентов эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер.

В состав серийно изготовляемых типовых секций центральных кондиционеров (разработанных НИИСТом) входят двухрядные и трехрядные оросительные камеры производительностью от 10 000 до 120 000 *м³/ч*, оборудованные центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выходных отверстий от 3 до 5 *мм*.

В двухрядных камерах форсунки первого ряда распыляют воду навстречу потоку воздуха, а второго — попутно ему.

Таблица 21

Значения коэффициентов эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер при их номинальной производительности по воздуху

Коэффициент эффективности теплообмена	Число действующих рядов форсунок	Диаметр выходного отверстия форсунки d_0, мм	Величина коэффициентов эффективности теплообмена при значении коэффициента орошения μ													
			0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6 и более
E_o	1	5	—	—	—	—	0,53	0,57	0,6	0,63	0,66	—	—	—	—	—	—
	2 и 3	5	—	—	—	—	—	—	0,69	0,7	0,72	0,74	0,75	0,76	0,78	0,79	0,8
E_a	1	3,5	0,5	0,59	0,65	0,71	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1	5	—	—	0,58	0,63	0,68	0,72	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2 и 3	3,5	—	—	—	0,71	0,76	0,8	0,82	0,86	0,89	—	—	—	—	—	—
	2 и 3	5	—	—	—	—	—	—	0,75	0,77	0,79	0,82	0,84	0,85	—	—	—
$E_н$	1	5	—	—	—	0,68	0,68	0,69	0,69	0,69	0,7	0,7	0,7	—	—	—	—
	2 и 3	3,5	0,74	0,76	0,77	0,78	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2 и 3	5	—	—	—	—	—	—	0,8	0,82	0,82	0,83	0,84	0,84	0,85	—	—

Таблица 22

Индексы камеры	Номинальная производительность по воздуху, $м^3/ч$	Размеры сечения для прохода воздуха $Н \times Б$, $мм$	Площадь поперечного сечения, $м^2$	Номинальная скорость воздуха в поперечном сечении, $м/сек$	Общее число форсунок при плотности, $шт/м^2$ в ряду		Сопротивление проходу воздуха, $кГ/м^2$
					18	24	
Двухрядные, l=1800 мм							
Кд1002В	10 000	1300×776	1	2,78	36	48	12,2
Кд2002В	20 000	1300×1536	2	2,78	72	96	12,1
Кд4002В	40 000	1800×2046	3,7	3	128	176	14
Кд6002А	60 000	2577×2577	6,64	2,5	240	320	10
Кд8002	80 000	2577×3077	7,9	2,8	288	384	12,4
Кд12002	120 000	3952×3077	12,1	2,76	432	624	12,3
Трехрядные, l=2425 мм							
Кд1003В	10 000	1300×776	1	2,78	54	72	17
Кд2003В	20 000	1300×1536	2	2,78	108	144	17
Кд4003В	40 000	1800×2046	3,7	3	192	264	17,1
Кд6003А	60 000	2577×2577	6,64	2,5	360	480	13,7
Кд8003	80 000	2577×3077	7,9	2,8	432	576	17
Кд12003	120 000	3952×3077	12,1	2,76	648	936	16,9

В трехрядных камерах форсунки первого ряда имеют направление факелов воды, попутное потоку воздуха, а второго и третьего — встречное.

Плотность расположения форсунок в камере принята 18 и 24 *шт/м*^{2} в одном ряду.

Входные сепараторы камер приняты трехлопастные, выходные — шестилопастные.

В табл. 22 приведены конструктивные характеристики типовых форсуночных камер.

Для процессов охлаждения и осушения, охлаждения и увлажнения, увлажнения с повышением теплосодержания и увлажнения с одновременным повышением температуры воздуха с помощью коэффициентов эффективности теплообмена можно делать расчеты, при которых искомыми величинами являются количество орошающей воды и ее начальная и конечная температуры.

Для процессов охлаждения без изменения влагосодержания, адиабатических и процессов изотермического увлажнения с помощью коэффициентов эффективности можно найти параметры воздуха после дождевого пространства при заданных начальных параметрах воды и воздуха и их количествах.

Пример. Воздух в количестве 19 000 *кг/ч* с начальными параметрами: $I_н=15{,}4$ *ккал/кг сух. возд.*; $\varphi_н=50\%$; $d_н=13{,}6$ *г/кг сух. возд.*; $t_{сн}=30°$; $t_{мн}=22°$ необходимо охладить и осушить в форсуночной камере до состояния: $I_к=9{,}15$ *ккал/кг сух. возд*; $\varphi_к=95\%$; $d_к=9{,}75$ *г/кг сух. возд*; $t_{ск}=14°$; $t_{мк}=13{,}5°$.

Для охлаждения воздуха используется холодная вода с температурой $t_х=5°$.

Требуется определить количество разбрызгиваемой воды, ее начальную и конечную температуры и подобрать тип форсуночной камеры.

Решение. Заданной производительности отвечают двухрядная камера типа Кд2002В (см. табл. 22) и трехрядная типа Кд2003В. Окончательный выбор камеры и плотность расположения форсунок будут определены дальнейшим сравнительным расчетом.

Принимая к установке центробежные тангенциальные форсунки с диаметром выходного отверстия $d_0=5$ *мм*, находим производительность одной форсунки при давлении воды перед ней 1,1 *ати*:

$$q = 38{,}5 \cdot 1{,}1^{0{,}478} \cdot 5^{1{,}38} = 370 \text{ кг/ч}.$$

Количество тепла, отводимого от воздуха в камере, равно:

$$Q = 19\,000\,(15{,}4 - 9{,}15) = 118\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Находим количество распыляемой воды, ее температурный перепад, коэффициенты орошения и коэффициенты эффективности для двухрядной и трехрядной камер с плотностью расположения форсунок 18 и 24.

Результаты расчета приведены ниже, в табл. 23.

Решив выражение VI-6 относительно $t_{вн}$, получим:

$$t_{вн} = t_{мн} - \frac{t_{мк} - t_{вк}}{1 - E_0}.$$

Так как $t_{вк} = t_{вн} + \Delta t$, то

$$t_{вн} = \frac{t_{мк} - t_{мн}(1 - E_0) - \Delta t}{E_0}.$$

Таблица 23

Наименование	Двухрядная камера		Трехрядная камера	
	при $n=18$	при $n=24$	при $n=18$	при $n=24$
Расход воды W	$72\times370=26\,600$	$96\times370=35\,500$	$108\times370=40\,000$	$144\times370=53\,000$
Коэффициент орошения μ	$\frac{26\,600}{19\,000}=1,40$	$\frac{35\,500}{19\,000}=1,87$	$\frac{40\,000}{19\,000}=2,1$	$\frac{53\,000}{19\,000}=2,8$
Коэффициент эффективности E_0 (находится по табл. 21)	0,78	0,8	0,8	0,8
Температурный перепад орошающей воды $\Delta t_д$ . . .	$\frac{118\,000}{26\,600}=4,4°$	$\frac{118\,000}{35\,500}=3,33°$	$\frac{118\,000}{40\,000}=2,86°$	$\frac{118\,000}{53\,000}=2,2°$

Пользуясь полученным выражением, находим начальную температуру воды:
для двухрядной камеры при $n=18$:

$$t_{вн}=\frac{13,5-22(1-0,78)-4,4}{0,78}=5,6°;$$

для двухрядной камеры при $n=24$:

$$t_{вн}=\frac{13,5-22(1-0,8)-3,33}{0,8}=7,2°;$$

для трехрядной камеры при $n=18$:

$$t_{вн}=\frac{13,5-22(1-0,8)-2,86}{0,8}=7,8°;$$

для трехрядной камеры при $n=24$:

$$t_{вн}=\frac{13,5-22(1-0,8)-2,2}{0,8}=8,6°.$$

Соответствующие значения конечных температур воды будут равны:

для двухрядной камеры при $n=18$ $t_{вк}=5,6+4,4=10°$;
» » » » $n=24$ $t_{вк}=7,2+3,33=10,53°$;
для трехрядной камеры при $n=18$ $t_{вк}=7,8+2,86=10,66°$;
» » » » $n=24$ $t_{вк}=8,6+2,2=10,8°$.

Количество холодной воды при температуре $t_х=5°$, подводимое к смесительному клапану, равно:
для двухрядной камеры при $n=18$

$$W_х=\frac{118\,000}{10-5}=23\,600\ кг/ч;$$

для двухрядной камеры при $n=24$

$$W_x = \frac{118\,000}{10{,}53 - 5} = 21\,300 \text{ кг/ч};$$

для трехрядной камеры при $n=18$

$$W_x = \frac{118\,000}{10{,}65 - 5} = 20\,800 \text{ кг/ч};$$

для трехрядной камеры при $n=24$

$$W_x = \frac{118\,000}{10{,}8 - 5} = 20\,300 \text{ кг/ч}.$$

Из анализа полученных результатов расчета видно, что двухрядная камера с плотностью расположения форсунок $n=24$ имеет меньшую длину и требует меньшего количества разбрызгиваемой воды по сравнению с трехрядной камерой (как при $n=18$, так и при $n=24$).

Двухрядная камера при $n=18$ не может быть рекомендована, так как она обладает более низким значением коэффициента эффективности.

Пример. Воздух в количестве $L=19\,000$ *кг/ч* с начальными параметрами $I_н=9$ *ккал/кг сух. возд*; $d_н=7$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_н=47\%$; $t_{сн}=20°$; $t_{мн}=13{,}2°$ подвергается адиабатическому увлажнению.

Конечное состояние воздуха определяется следующими параметрами: $I_к=9$ *ккал/кг сух. возд*; $d_к=9{,}3$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_к=90\%$; $t_{ск}=14{,}2°$; $t_{мк}=13{,}2°$.

Требуется подобрать камеру, число рядов форсунок, диаметр выходного отверстия и давление воды перед форсунками.

Решение. С помощью выражения (VI-7) определяем значение коэффициента эффективности теплообмена:

$$E_a = 1 - \frac{14{,}2 - 13{,}2}{20 - 13{,}2} = 0{,}85.$$

По табл. 21 находим, что этому значению E_a соответствуют двух- и трехрядная камеры, оборудованные форсунками с диаметром выходного отверстия 3,5 *мм*. При этом коэффициент орошения $\mu=0{,}90$.

Производительность одной форсунки и необходимое давление воды для различных вариантов форсуночных камер приведены в табл. 24.

Таблица 24

Наименование величин	Двухрядная камера КД2002В		Трехрядная камера КД2003В	
	$n=18$	$n=24$	$n=18$	$n=24$
Производительность одной форсунки q, *л/ч* . . .	$\frac{19\,000 \cdot 0{,}90}{72} = 237$	$\frac{19\,000 \cdot 0{,}90}{96} = 178$	$\frac{19\,000 \cdot 0{,}90}{108} = 158$	$\frac{19\,000 \cdot 0{,}90}{144} = 119$
Необходимое давление воды перед форсункой (определяется на основании формулы (VI-9) P, *ати*	1,0	0,7	0,5	—

Принимаем двухрядную камеру с плотностью расположения форсунок $n=18$. Этот выбор основан на том, что при давлении воды перед форсунками меньше 1 *ати* наблюдается снижение коэффициента эффективности теплообмена.

Ниже рассмотрен пример расчета изотермического увлажнения воздуха в форсуночной камере.

Пример. Подобрать камеру орошения и определить количество и температуру распыляемой воды, необходимые для осуществления процесса изотермического увлажнения воздуха в количестве 48 000 *кг/ч*.

Начальные параметры воздуха: $t_{c1}=14°$; $\varphi_1=10\%$; $I_1=4$ *ккал/кг сух. возд*; $d_1=1$ *г/кг сух. возд*; $t_{м1}=3{,}8°$.

Конечные (требуемые) параметры воздуха: $t_{c2}=14°$; $\varphi_2=95\%$; $I_2=9{,}2$ *ккал/кг сух. возд*; $d_2=9{,}6$ *г/кг сух. возд*; $t_{м2}=13{,}5°$.

Решение. 1. Принимаем камеру с номинальной производительностью 40 000 *м³/ч*. Учитывая высокие значения коэффициента эффективности $E_н$, произведем расчет для однорядной и двухрядной камер.

2. Задаемся давлением воды перед форсунками $P=1{,}5$ *ати*. Тогда производительности одной форсунки с диаметром выходного отверстия 3,5 и 5 *мм* будут равны соответственно 260 и 435 *кг/ч* (см. формулу VI-9).

3. Количество распыляемой воды в однорядной камере с плотностью расположения форсунок 18 *шт/м²* в ряд составит:

для форсунок с выходным отверстием 3,5 *мм*

$$W=\frac{128}{2}\cdot 260=16\,600 \text{ кг/ч};$$

для форсунок с выходным отверстием 5 *мм*

$$W=\frac{128}{2}\cdot 435=27\,800 \text{ кг/ч}.$$

Количество распыляемой воды в двухрядной камере с той же плотностью расположения форсунок составит:

для форсунок с диаметром выходного отверстия 3,5 *мм*

$$W=128\cdot 260=33\,200 \text{ кг/ч};$$

для форсунок с диаметром выходного отверстия 5 *мм*

$$W=128\cdot 435=55\,600 \text{ кг/ч}.$$

4. Значения коэффициентов орошения при этом будут равны:

для однорядной камеры при диаметре выходного отверстия форсунок 3,5 *мм*

$$\mu=\frac{16\,600}{48\,000}=0{,}35;$$

при диаметре выходного отверстия 5 *мм*

$$\mu=\frac{27\,800}{48\,000}=0{,}58;$$

для двухрядной камеры будем иметь: при диаметре выходного отверстия 3,5 *мм* $\mu=0{,}7$, а при диаметре его 5 *мм* $\mu=1{,}16$.

5. Согласно табл. 21, значения коэффициентов эффективности будут равны:

для однорядной камеры при диаметре выходного отверстия 3,5 и 5 *мм* $E_н=0{,}68$;

для двухрядной камеры при диаметре выходного отверстия форсунок 3,5 *мм* $E_н=0{,}8$, а при диаметре 5 *мм* $E_н=0{,}835$.

Выбираем вариант, при котором $E_н$ имеет наибольшее значение, т. е. принимаем двухрядную камеру с плотностью расположения форсунок 18 *шт/м²* в ряд и диаметром выходного отверстия их 5 *мм*.

6. Из уравнения теплового баланса (VI-3) находим:

$$t_{вк} = t_{вн} - \frac{I_2 - I_1}{\mu} = t_{вн} - \frac{9{,}2 - 4}{1{,}16} = t_{вн} - 4{,}5.$$

7. Подставив значения $E_н$ и $t_{вк}$ в формулу VI-8, решенную относительно $t_{вн}$, получим:

$$t_{вк} = 4 - \frac{13{,}5 - t_{вн} + 4{,}5}{1 - 0{,}835},$$

откуда

$t_{вн}=21°$. Тогда $t_{вк}=21-4{,}5=16{,}5°$.

В заключение следует указать, что изложенный метод расчета относится только к типовым форсуночным кондиционерам, разработанным НИИСТ (см. табл. 22).

§ 3. МЕТОД РАСЧЕТА ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР ПО ОТНОСИТЕЛЬНЫМ ИЗМЕНЕНИЯМ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЯ И ТЕМПЕРАТУР ОБРАБАТЫВАЕМОГО ВОЗДУХА

Сущность этого метода, предложенного Л. М. Зусмановичем [Л. 11, 12, 13, 14, 15, 21], заключается в использовании безразмерных зависимостей, полученных из решений дифференциальных уравнений полного и явного теплообмена, характеризующих изменение энтальпий и температуры воздушнопаровой смеси в процессе тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой.

Безразмерные зависимости для определения относительных изменений энтальпий $\Delta\bar{I}$ и температуры $\Delta\bar{T}_с$ были получены на основе решения дифференциальных уравнений полного теплообмена

$$dQ_п = [\alpha(t_с - t_в) + r\beta'(p_п - p'_п)]\,dF^* \qquad \text{(VI-10)}$$

и явного теплообмена

$$dQ_я = \alpha(t_с - t_в)\,dF, \qquad \text{(VI-11)}$$

где α — коэффициент явного теплообмена;
β' — коэффициент массообмена;
$t_с$ — температура воздуха по сухому термометру;
$t_в$ — температура воды;
$p_п$ — парциальное давление водяных паров в воздухе;
$p_п'$ — парциальное давление водяных паров на поверхности воды;
F — поверхность тепло- и влагообмена.

---

* При противоположном направлении потоков тепла или влаги общий вид выражений (VI-10) и (VI-11) сохраняется, но знаки у отдельных слагаемых изменяются.

Эти дифференциальные уравнения автором метода были представлены в безразмерном виде на основе следующих предпосылок.

1. Разность температур $t_с - t_в$ (в выражении VI-10) при совместном протекании процессов теплообмена и влагообмена представлена в виде:

$$t_с - t_в = (t_с - t_р) + (t_р - t_в), \qquad \text{(VI-12)}$$

где $t_р$ — температура точки росы.

Результаты экспериментальных исследований показали, что если величина $t_с - t_в$ увеличивается за счет понижения температуры орошающей воды, т. е. возрастает за счет увеличения $t_р - t_в$ при постоянной гигрометрической разности температур $t_с - t_р$, то количество сконденсировавшейся влаги Δd возрастает. Если величина $t_с - t_в$ увеличивается за счет повышения температуры обрабатываемого воздуха, т. е. возрастает величина $t_с - t_р$ при постоянном значении $t_р - t_в$, то количество сконденсировавшейся влаги Δd уменьшается. Таким образом, величина $\Delta d = f(t_с - t_в)$ зависит не только от изменений разности потенциалов теплообмена, но и от того, за счет какого фактора происходят ее изменения.

2. Разность потенциалов влагообмена $(p_п - p_п')$ в выражении VI-10 автором метода представлена в виде:

$$p_п - p_п' = a\,(t_р - t_{вн}), \qquad \text{(VI-13)}$$

где a — коэффициент пропорциональности;

$t_{вн}$ — начальная температура воды.

Отсюда

$$a = \frac{p_п - p_п'}{t_р - t_{вн}}\ [мм\ рт.\ ст./град.]. \qquad \text{(VI-14)}$$

3. Суммарную поверхность капелек разбрызгиваемой воды, вступающих в контакт с воздухом, автор этого метода принимает пропорциональной ее расходу W:

$$F \cong lW\ [м^2], \qquad \text{(VI-15)}$$

где l — коэффициент пропорциональности, зависящий от среднего диаметра капель, $м^2/кг$.

При изменении давления воды перед форсунками P_0 поверхность контакта F будет изменяться как вследствие изменения расхода воды W, так и в результате изменения коэффициента l. Однако из-за взаимного перекрытия факелов воды и соударения капель дисперсный состав капель выравнивается и коэффициент l в зависимости от давления воды (в пределах от 1 до 2,5 *ати*) изменяется незначительно.

Используя эти предпосылки, Л. М. Зусманович [Л. 15] получил безразмерные зависимости относительных теплосодержаний и температур:

$$\Delta\bar{I}=\frac{I_1-I_2}{I_1-I_p}=\Phi\left\{\left[1+\frac{t_p-t_{вн}}{t_{c1}-t_p}\left(1+\frac{r\beta_p}{a}a\right)\right],\ \frac{H_W}{v\gamma}\cdot K\right\};\quad \text{(VI-16)}$$

$$\Delta\bar{T}_c=\frac{t_{c1}-t_{c2}}{t_{c1}-t_p}=\varphi\left[\left(1+\frac{t_p-t_{вн}}{t_{c1}-t_p}\right),\ \frac{H_W}{v\gamma}\cdot K\right],\quad \text{(VI-17)}$$

где $\Delta\bar{I}$ — относительное изменение теплосодержания обрабатываемого воздуха;

$\Delta\bar{T}_c$ — относительное изменение температур обрабатываемого воздуха;

I_1 и I_2 — начальное и конечное теплосодержание воздуха;

t_{c1} и t_{c2} — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

t_p — температура точки росы при начальном состоянии воздуха;

I_p — теплосодержание воздуха при температуре точки росы, соответствующей начальному его состоянию;

$t_{в.н}$ — начальная температура воды;

r — скрытая теплота парообразования;

$H_W=\frac{W}{F_к}$ — плотность орошения (высота дождя);

$v\gamma$ — весовая скорость воздуха в форсуночной камере;

K — безразмерный множитель, зависящий от конструктивных характеристик форсуночных камер.

Выражение VI-16 характеризует полный теплообмен в форсуночной камере, а выражение VI-17 — явный.

Введем обозначение

$$M_1=\frac{t_p-t_{вн}}{t_{c1}-t_p}\quad \text{(VI-18)}$$

и в дальнейшем будем называть эту величину температурным критерием. Этот критерий учитывает влияние начальных параметров воздуха t_{c1} и t_p и начальной температуры воды $t_{вн}$ на процесс тепло- и влагообмена.

Обозначим также

$$R=1+\frac{r\beta_p}{a}a.\quad \text{(VI-19)}$$

Приняв $r=585$ *ккал/кг* и a: $\beta_p=0{,}34$ *ккал · ат/кг · град* при размерности a в *мм рт. ст/град*, получим:

$$R=1+\frac{0{,}00136\cdot 585}{0{,}34}a=1+2{,}34\ a.\quad \text{(VI-20)}$$

На рис. 78 показана номограмма, построенная по формуле VI-20, для определения критерия R.

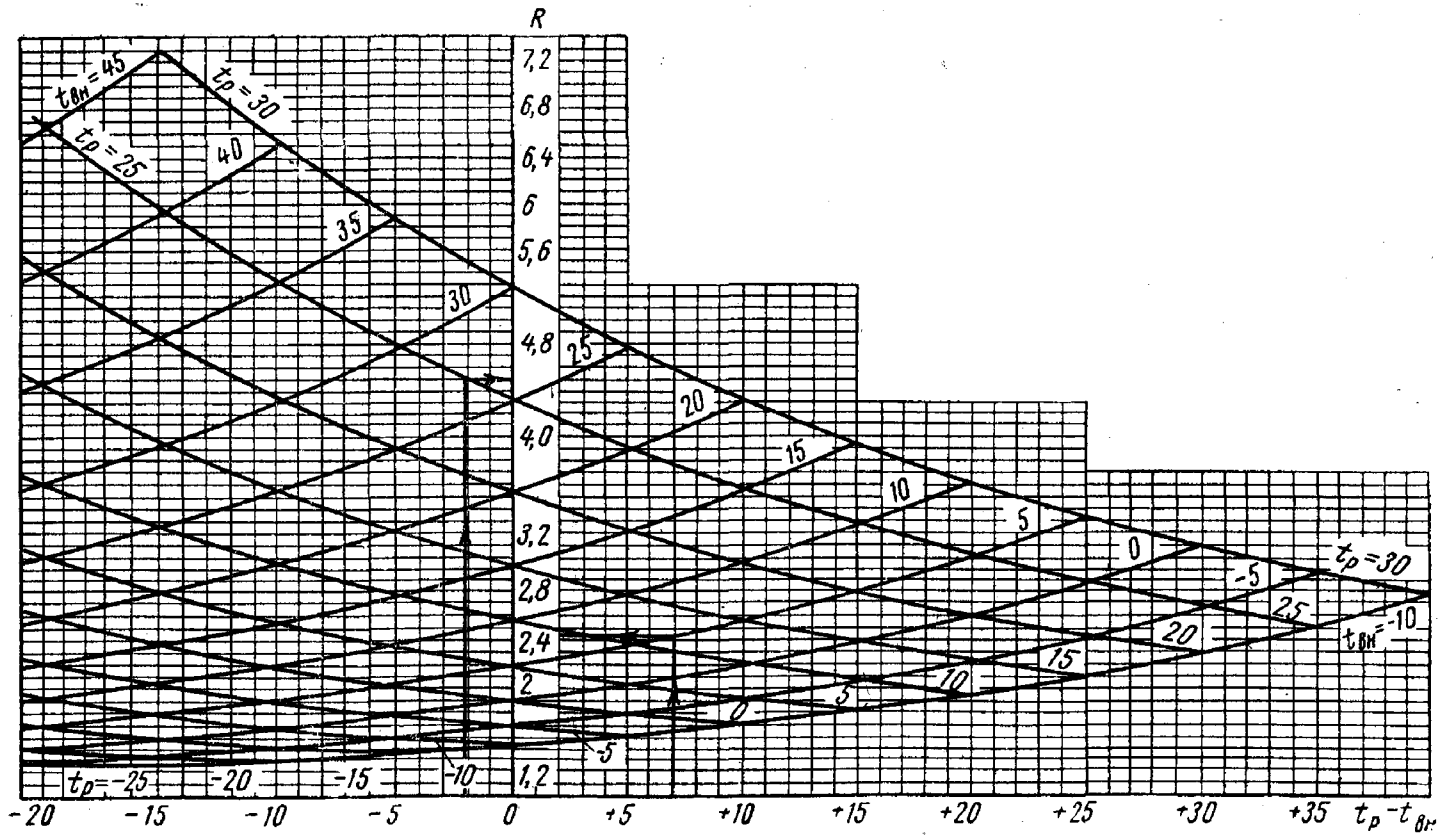


Рис. 78. Номограмма для определения критерия R:

$R=1+\frac{r a \beta_p}{\alpha}=1+2{,}34\,a$; $a=\frac{p_п-p_{вн}}{t_р-t_{вн}}$, $p_п$ и $p_{вн}$ — парциальные давления водяных паров в состоянии насыщения соответственно при $t_р$ и $t_{вн}$, *мм вод. ст.*; $t_р$ — температура точки росы, *град*; $t_{вн}$ — температура (поверхности) распыляемой воды, *град*.

Отношение $H_W : v\gamma$ является коэффициентом орошения μ, учитывающим в некоторой степени гидродинамические условия процесса. С учетом принятых обозначений выражения VI-16 и VI-17 можно написать в следующем виде:

$$\Delta\bar{I} = \Phi[(1 + M_1 R);\ \mu K]; \qquad \text{(VI-21)}$$

$$\Delta\bar{T}_c = \varphi[(1 + M_1);\ \mu K]. \qquad \text{(VI-22)}$$

Таким образом, тепло- и массообмен, происходящий в форсуночной камере, характеризуется, с одной стороны, температурными

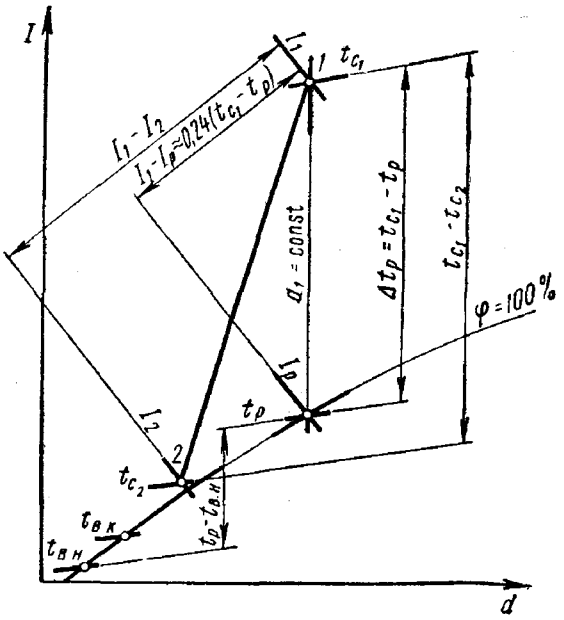


Рис. 79. Графическая интерпретация расчетных зависимостей Δt_p, $\Delta\bar{I}$, $\Delta\bar{T}_c$ и M_1 на $I - d$-диаграмме:

$\Delta t_p = t_{c1} - t_p$ — гигрометрическая разность температур;

$\Delta\bar{I} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_p} = \frac{I_1 - I_2}{0{,}24\Delta t_p}$ — относительное изменение теплосодержаний;

$\Delta\bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p}$ — относительное изменение температуры;

$M_1 = \frac{t_p - t_{н.н}}{t_{c1} - t_p}$ — температурный критерий

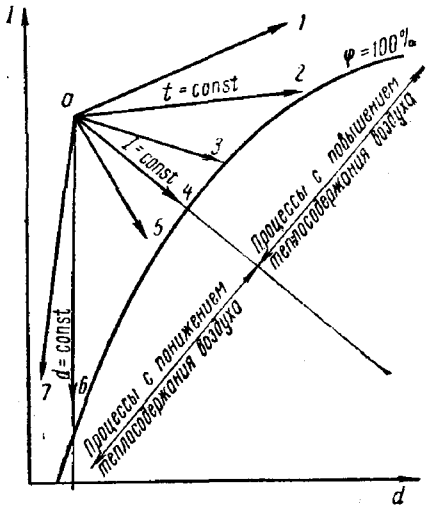


Рис. 80. Изображение на $I - d$-диаграмме основных процессов при непосредственном контакте воздуха с водой:

а-1 — нагревание и увлажнение;
а-2 — изотермическое увлажнение;
а-3 — охлаждение и увлажнение с повышением теплосодержания;
а-4 — адиабатическое увлажнение;
а-5 — охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания;
а-6 — охлаждение без изменения влагосодержания (сухое охлаждение);
а-7 — охлаждение и осушение воздуха

условиями (произведением критериев $M_1 R$), а с другой стороны — коэффициентом орошения μ.

Температурный критерий M_1 представляет отношение разности температур $(t_p - t_{вн})$ к гигрометрической разности температур воздуха $(t_{c1} - t_p)$.

В зависимости от абсолютных значений t_p, $t_{вн}$ и t_{c1} при $M_1 = \text{const}$ может наблюдаться различная интенсивность потока влаги. Крите-

рий R, зависящий от коэффициента a, учитывает действительную величину разностей потенциалов влагообмена $(p_п - p_п')$.

На рис. 79 дана графическая интерпретация рассмотренных зависимостей применительно к процессам охлаждения и осушения воздуха.

В результате обработки экспериментальных данных Л. М. Зусмановичем установлен степенной вид этих функций:

$$\Delta\bar{I} = A(1 + M_1 R) R^{-k} \mu^m; \qquad \text{(VI-23)}$$

$$\Delta\bar{T}_c = C(1 + M_1)\mu^n. \qquad \text{(VI-24)}$$

Численные значения коэффициентов A и C, а также показателей степени k, m, n установлены на основании результатов обработки экспериментальных данных. Вид этих уравнений сохраняется для расчета форсуночных камер различных поперечных сечений и конструктивных исполнений.

Практически выражения VI-23 и VI-24 можно использовать для расчета семи основных процессов изменения состояния воздуха при обработке его в форсуночной камере, графически изображенных на рис. 80.

На рис. 81 представлены результаты обработки экспериментальных данных многих авторов в координатах $M_1 R$ (ось абсцисс) и $\Delta\bar{I} R^{0,3} : \mu^{0,53}$ (ось ординат).

Уравнение для определения величины $\Delta\bar{I}$ в процессах, сопровождающихся понижением теплосодержания воздуха (охлаждение и осушение, сухое охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания), имеет вид:

$$\Delta\bar{I} = 0{,}67(1 + M_1 R) R^{-0,3}\mu^{0,53}. \qquad \text{(VI-25)}$$

Аналогичное уравнение полного теплообмена для расчета процессов, сопровождающихся повышением теплосодержания воздуха (нагревание, изотермическое увлажнение и охлаждение с повышением теплосодержания), получено в следующем виде:

$$\Delta\bar{I} = 0{,}54(1 + M_1 R) R^{-0,3}\mu^{0,53}. \qquad \text{(VI-26)}$$

Уравнение для расчета процессов явного теплообмена при понижении теплосодержания воздуха имеет вид:

$$\Delta\bar{T}_c = (0{,}73 + 0{,}49 M_1)\mu^{0,35}. \qquad \text{(VI-27)}$$

Для процессов обработки воздуха, сопровождающихся повышением его теплосодержания, аналогичной формулы пока не получено; однако с известным приближением можно считать, что процесс завершается при конечном значении относительной влажности 93—97% при I_2, вычисленном по формуле VI-26.

Выражения VI-25 и VI-26 отличаются только величиной коэффициента. Эти уравнения можно применять для расчета форсуноч-

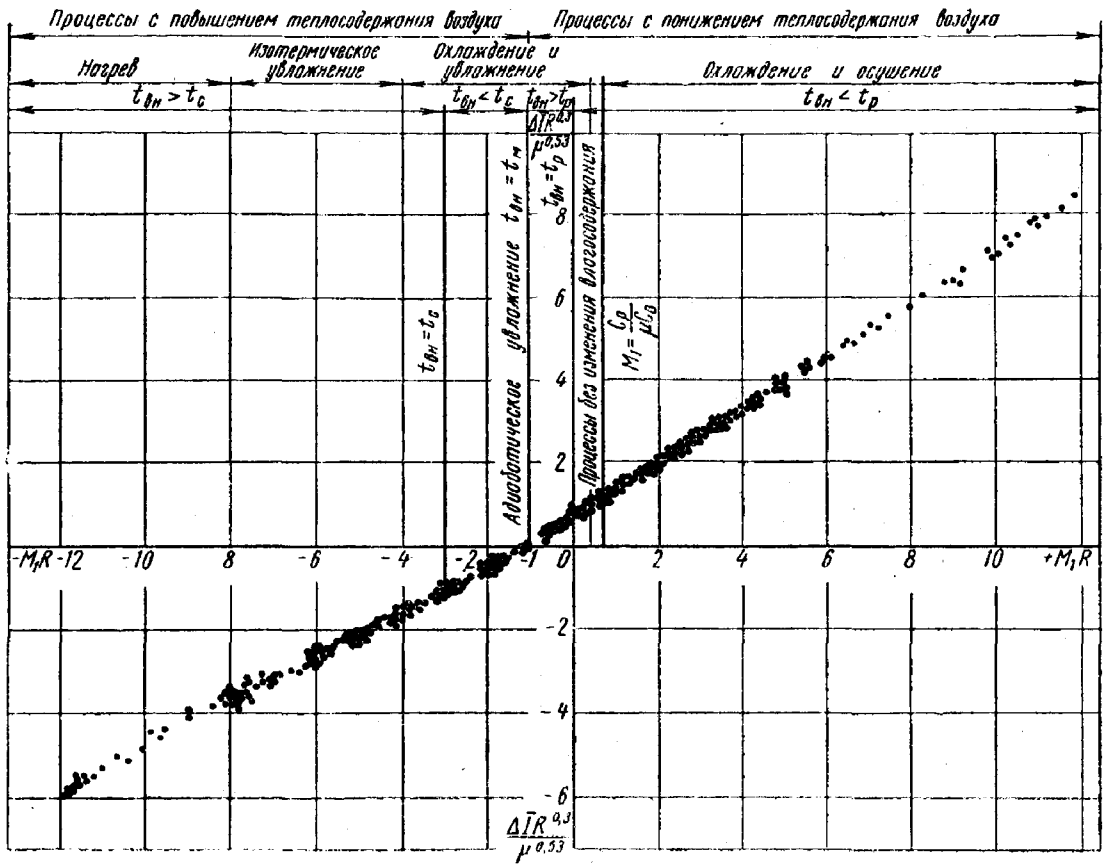


Рис. 81. Обобщение экспериментальных данных по процессам тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой в оросительных камерах (d_0=4,5÷5 *мм*; z=2÷3; n=13÷18 *шт./м²* ряд; p_0=1÷2,5 *ати*; μ=0,8÷2,0; $v\gamma$=1,6÷2,8 *кГ/м²·сек*; Δt_p=3÷35° С). Границы режимов показаны для определенных t_c и $t_м$

ных камер с различными поперечными сечениями, с центробежными форсунками, имеющими диаметр выходного отверстия 4,5—5 *мм*, при плотности их расположения 13÷18 *шт/м*^{2} в ряд. Диапазон изменения температурных условий действителен в пределах: $t_{вн}=2\div45°$; $t_р=5—25°$; $\Delta t_р=0—35°$ при коэффициенте орошения $\mu=0{,}8—2{,}2$. Выражения VI-25 и VI-26 справедливы для расчета процессов изменения состояния воздуха, имеющего различные начальные параметры, в том числе для воздуха при полном насыщении.

Анализ опытных данных показал, что при $M_1R=\text{const}$ величина ΔI не является функцией $t_с-t_р$.

Подставим в уравнение VI-25 $I_1—I_р=c_р(t_{с1}—t_р)$ и решим его относительно величины $\Delta I=I_1-I_2$.

В результате получим:

$$\Delta I=I_1-I_2=0{,}67c_р(t_{с1}-\bar{t}_р)R^{-0{,}3}\mu^{0{,}53}+$$
$$+0{,}67c_р(\bar{t}_р-t_{вн})R^{0{,}7}\mu^{0{,}53}. \qquad \text{(VI-28)}$$

Это уравнение показывает, что перепад теплосодержаний ΔI охлаждаемого воздуха складывается из двух составляющих, из которых первая определяется начальной гигрометрической разностью температур воздуха $t_с-t_р$, а вторая определяется величиной температурного аналога разности потенциалов влагообмена $t_р-t_{вн}$. Чем меньше значение $t_с-t_р$, т. е. чем больше величина начальной относительной влажности воздуха, тем меньше доля первой составляющей. При значении $t_с—t_р=0$ первая составляющая обращается в нуль.

Расчетная формула для охлаждения насыщенного воздуха (при $\varphi=100\%$) непосредственно вытекает из выражения VI-28, полученного экспериментальным путем для ненасыщенного воздуха:

$$\Delta I=0{,}67c_р(\bar{t}_р-t_{вн})R^{0{,}7}\mu^{0{,}53}. \qquad \text{(VI-29)}$$

Экспериментальные исследования охлаждения и осушения воздуха при $\varphi=100\%$ показали, что величина ΔI для этих условий выражается формулой

$$\Delta I=0{,}157(\bar{t}_р-t_{вн})R^{0{,}7}\mu^{0{,}53}. \qquad \text{(VI-30)}$$

Результаты, получаемые по этой формуле, отличаются от результатов, вычисленных по формуле VI-29, на 3÷4%.

Анализ опытных данных, приведенных на рис. 81, показывает, что при $\Delta I=0$ (величина $\Delta\bar{I}R^{0{,}3}:\mu^{0{,}53}=0$) произведение критериев $M_1R=—1$. Это же следствие вытекает из уравнений VI-25 и VI-26, которые показывают, что при адиабатических процессах увлажнения воздуха, для которых $\Delta\bar{I}=0$ и $\Delta I=0$, величина $M_1R=—1$. Это является граничным условием между процессами, сопровождающимися повышением или понижением теплосодержания обрабатываемого воздуха.

При адиабатических процессах, когда $t_в = t_м$ и $p_п' = p_м$, справедливо уравнение

$$dQ_я = dQ_с, \tag{VI-31}$$

где $Q_с$ — скрытое тепло.

Количество обмененного явного и скрытого тепла можно выразить в следующем виде:

$$dQ_я = \alpha(t_{с1} - t_в)\,dF = \alpha(t_{с1} - t_м)\,dF; \tag{VI-32}$$

$$dQ_с = r\beta'(p_п' - p_п)\,dF = r\beta'(p_м - p_п)\,dF, \tag{VI-33}$$

где $p_м$ — парциальное давление водяных паров в слое у поверхности воды при температуре воздуха по мокрому термометру $t_м$.

Подставив эти зависимости в выражение VI-31, после соответствующих преобразований получим:

$$t_{с1} - t_м = \frac{r\beta'}{\alpha}(p_м - p_п). \tag{VI-34}$$

Психрометрическую разность $t_с - t_м$ можно представить в виде гигрометрической разности

$$t_{с1} - t_м = (t_{с1} - t_р) + (t_р - t_м). \tag{VI-35}$$

На основании уравнения VI-14 имеем:

$$p_м - p_п = a(t_м - t_р). \tag{VI-36}$$

Подставив уравнения VI-35 и VI-36 в выражение VI-34 и разделив почленно составляющие на разность $t_с - t_р$, получим:

$$1 + \frac{t_р - t_м}{t_{с1} - t_р}\left(1 + \frac{r\beta'}{\alpha}a\right) = 0. \tag{VI-37}$$

Поскольку $\frac{t_р - t_м}{t_{с1} - t_р} = M_1$, а $\left(1 + \frac{r\beta'}{\alpha}a\right) = R$, из выражения VI-37 имеем:

$$M_1 R = -1. \tag{VI-38}$$

Выражение VI-38 приводит к весьма простой формуле, описывающей процесс адиабатического увлажнения:

$$\Delta\overline{T}_с = c\mu^p R^q. \tag{VI-39}$$

Для двухрядных оросительных камер при $d_0=5$ *мм* расчетное уравнение, полученное на основании обработки экспериментальных данных, имеет вид:

$$\Delta\overline{T}_c=0{,}304\mu^{0{,}305}\overline{R}^{0{,}56}. \qquad \text{(VI-40)}$$

Таким образом, можно сформулировать основные условия для различных процессов обработки воздуха в форсуночных камерах:

а) для процессов с понижением теплосодержания воздуха необходимо, чтобы $M_1R>-1$;

б) для процессов адиабатического увлажнения воздуха должно соблюдаться равенство $M_1R=-1$;

в) для процессов с повышением теплосодержания воздуха произведение критериев M_1R должно быть $M_1R<-1$.

Л. М. Зусмановичем установлены условия, необходимые для проведения перечисленных выше процессов тепло- и массообмена и вместе с тем установлена связь между гидродинамическими и температурными условиями обмена.

1. Для осуществления процессов с понижением теплосодержания воздуха ($M_1R>-1$) необходимо, чтобы начальная температура распыляемой воды $t_{вн}$ была ниже температуры мокрого термометра начального состояния воздуха. При этом $t_{вн}$, как это видно из рис. 81, может быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха, равна или ниже ее.

Если $t_м>t_{вн}\geqslant t_р$ и вследствие этого критерий $M_1\leqslant 0$, то независимо от количества разбрызгиваемой воды (коэффициента орошения μ) будет происходить испарение, сопровождающееся охлаждением с понижением теплосодержания и соответствующим увлажнением воздуха (см. на рис. 81 участок прямой между $M_1R=-1$ и $M_1R=0$).

В тех случаях, когда $t_{вн}<t_р$ и, следовательно, значения $M_1>0$ и $M_1R>0$, то на основе опытов (см. на рис. 81 участок прямой от $M_1R=0$ до $M_1R=12$) возможно осуществить любой из трех процессов с понижением теплосодержания воздуха, а именно: увлажнение, охлаждение при постоянном влагосодержании и осушение воздуха. При этом характер процесса изменения состояния воздуха будет определяться величиной коэффициента орошения.

Для процессов, протекающих по линии $d=\text{const}$, теоретическое значение коэффициента орошения $\mu_т$ при $t_{вн}<t_р$ определяется из выражения

$$\mu_т=\frac{c_р}{M_1c_в}, \qquad \text{(VI-41)}$$

где $c_р$ — теплоемкость влажного воздуха;

$c_в$ — теплоемкость воды.

Если $t_{вн}<t_р$, $M_1>0$, $M_1R>0$ и $\mu>c_р:M_1c_в$, то при этих условиях будет происходить охлаждение и осушение воздуха.

Когда же $t_{вн}<t_р$; $M_1>0$, $M_1R>0$ и $\mu<c_р:M_1c_в$, то будет происходить охлаждение и увлажнение воздуха, несмотря на то, что $t_{вн}<t_р$.

Из уравнения VI-41 следует, что при $t_{вн}=t_р$ и $M_1=0$ реальные процессы в форсуночных камерах сопровождаются увлажнением воздуха. Для осуществления процесса охлаждения по линии $d=$ $=\text{const}$ при $t_{вн}=t_р$ коэффициент орошения μ согласно выражению VI-41 равен бесконечности, так как $M_1=0$.

2. Для осуществления адиабатических процессов, проходящих при $M_1R=-1$, необходимо, чтобы температура распыляемой воды равнялась температуре воздуха по мокрому термометру $t_м$.

3. Для обеспечения политропических процессов, сопровождающихся повышением теплосодержания воздуха ($M_1R<-1$), необходимо, чтобы начальная температура распыляемой воды была выше температуры мокрого термометра начального состояния воздуха. При этом $t_{вн}$ может быть ниже начальной температуры воздуха по сухому термометру, равна или выше ее, как это видно из рис. 81 (см. участок прямой от $M_1R=-1$ до $M_1R=-12$).

Если $t_{вн}\leqslant t_с$ и $M_1R<-1$ (значения критерия M_1 находятся в пределах от 0 до -1), то независимо от коэффициента орошения будет происходить испарение, сопровождающееся понижением температуры воздуха и повышением его теплосодержания.

В тех случаях, когда $t_{вн}>t_с$ и $M_1R<-1$ (значения критерия $M_1<1$), то, как показали опыты (см. рис. 81), участок прямой между вертикальной линией $t_{вн}=t_с$ и $M_1R=-12$ можно осуществить любой из трех процессов с повышением теплосодержания воздуха (нагревание, изотермическое увлажнение и снижение температуры, сопровождающееся увлажнением и повышением теплосодержания). При этом характер процесса изменения состояния воздуха будет определяться величиной коэффициента орошения.

Для процессов, которые протекают по линии $t=\text{const}$ ($t_{вн}>t_с$, $M_1<-1$ и $M_1R<-1$), теоретическое значение коэффициента орошения $\mu_т$ определяют из выражения

$$\mu_т=\frac{c_рK}{M_4c_в}, \qquad \text{(VI-42)}$$

где $M_4=\dfrac{t_{вн}-t_с}{t_с-t_р}$ — температурный критерий, также равный

$$M_4=-(1+M_1);$$

$$K=\frac{I_н-I_1}{I_1-I_р}; \qquad \text{(VI-43)}$$

$I_н$ — теплосодержание насыщенного воздуха при температуре $t_{с1}$.

Результаты экспериментальных исследований показали, что изотермические процессы увлажнения воздуха с малым влагосодержанием ($t_р \leqslant 4 \div 5°$) требуют, чтобы начальная температура распыляемой воды была бы выше (в зависимости от μ) на 9—11°, чем начальная температура воздуха по сухому термометру.

Если при $t_{вн} > t_{c1}$ ($M_1 < -1$, $M_1 R < -1$)

$$\mu > \frac{c_р K}{M_4 c_в},$$

то воздух будет нагреваться и увлажняться. Если же при $t_{вн} > t_{c1}$ ($M_1 < -1$; $M_1 R < -1$), но при

$$\mu < \frac{c_р K}{M_4 c_в},$$

то будет происходить процесс охлаждения воздуха с повышением теплосодержания, так же как и при $t_{вн} < t_{c1}$ или при $t_{вн} = t_{c1}$.

Ниже рассмотрены основные задачи расчета форсуночных камер с помощью описанного метода. В практических условиях неизвестными обычно бывают три величины: конечные параметры воздуха I_2 и t_{c2}, начальная температура разбрызгиваемой воды $t_{вн}$ и коэффициент орошения μ. Начальные параметры обрабатываемого воздуха I_1 и t_{c1}, как правило, бывают известными.

Первые два неизвестных I_2 и t_{c2} входят в выражение критериев $\Delta\bar{I}$ и $\Delta\bar{T}_c$. Значение начальной температуры воды входит в критерии M_1 и R, а коэффициент орошения μ содержится в расчетных уравнениях VI-25 и VI-27, которые связывают все три неизвестные величины. Тем самым создается возможность решать прямые и обратные задачи при расчетах форсуночных камер, работающих на различных режимах изменения состояния воздуха.

Для облегчения вычислительных операций по уравнениям VI-25 и VI-27 для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха Л. М. Зусмановичем построена номограмма (рис. 82). Для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха дается номограмма, изображенная на рис. 83а. Расчет процессов с повышением теплосодержания воздуха рекомендуется производить по формуле VI-26. Ввиду высокой эффективности процессов с повышением теплосодержания конечную температуру воздуха t_{c2} при этих процессах рекомендуется принимать при $\varphi_2 = 93$—97%.

В случае применения форсуночных камер с плотностью расположения форсунок $n = 24$—30 *шт/м²* в ряд значения $\Delta\bar{I}$ и $\Delta\bar{T}_c$, определяемые по формулам VI-25 и VI-27, следует уменьшать на 5—8%. Если применить форсунки диаметром выходного отверстия в 3—3,5 *мм*, то теплообмен интенсифицируется на $10 \div 12\%$.

Примеры практического использования изложенного выше метода расчета рассмотрены ниже.

Специфика решения прямых теплотехнических задач при понижении теплосодержания воздуха заключается в следующем:

а) конечное теплосодержание воздуха I_2 может быть получено при различных сочетаниях коэффициента орошения μ и начальной температуры распыляемой воды $t_{вн}$. Предварительно приняв $t_{вн}$, значение $\mu = \mu_{\Delta\bar{T}}$ (необходимое для обеспечения I_2) определяют по расчетному уравнению VI-25 или по номограмме (рис. 82);

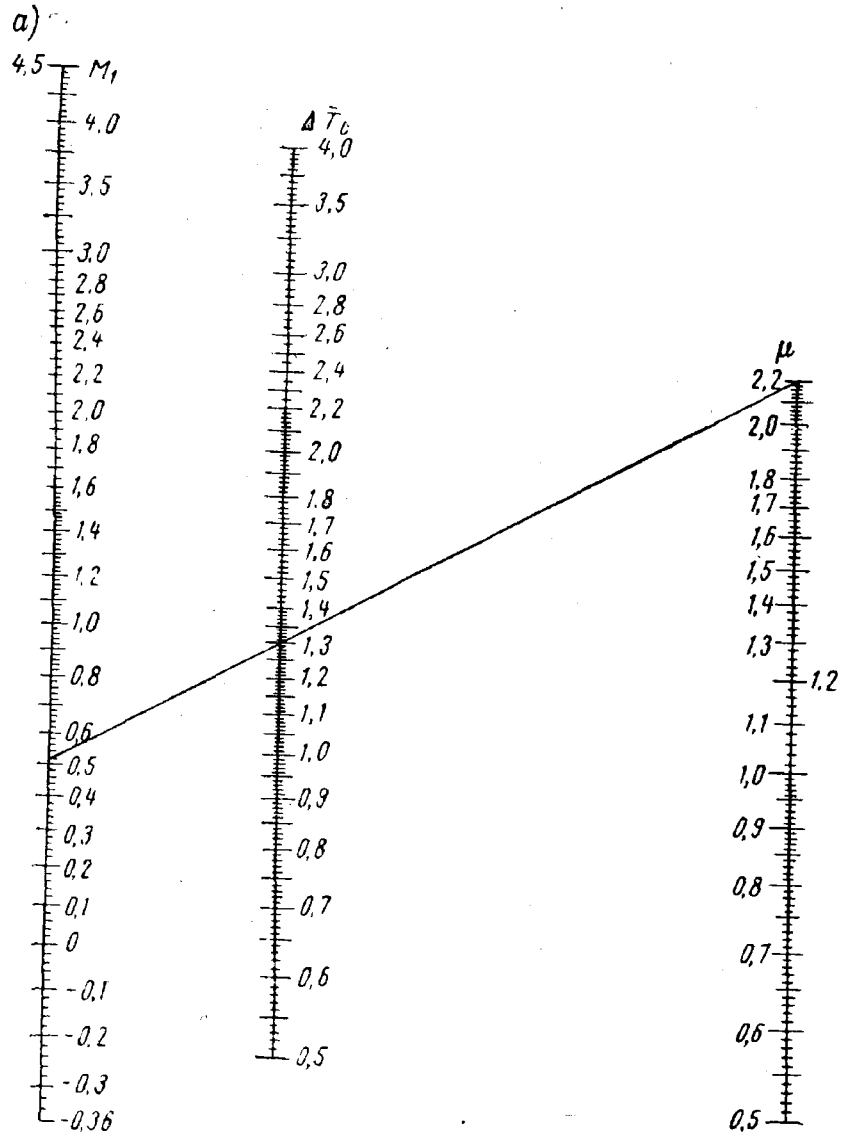


Рис. 82а.

б) конечную температуру воздуха t_{c2} также можно определить при различных сочетаниях μ и $t_{вн}$. Если исходить из принятого значения $t_{вн}$, то величина $\mu = \mu_{\Delta\bar{T}}$, необходимая для получения t_{c2}, определяется по расчетному уравнению VI-27 или по номограмме (рис. 82);

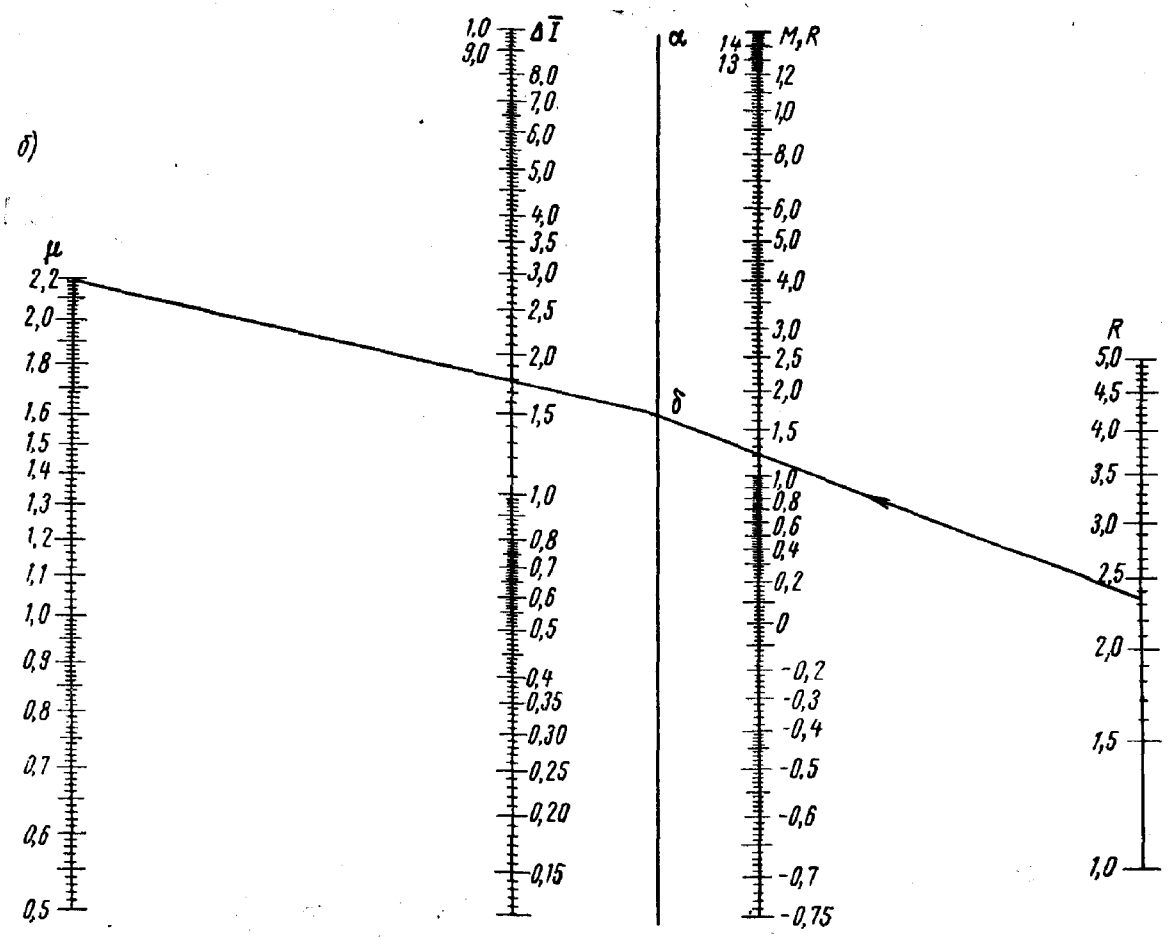


Рис. 82б. Номограмма для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха в оросительных камерах. Составлена по формулам:

$\Delta\bar{I}=6{,}67\,(1+M_1R)\,R^{-0{,}3}\mu^{0{,}53}$; $\Delta\bar{T}_c=(0{,}73+0{,}49\,M_1)\,\mu^{0{,}35}$; z=2—3 ряда; d_0=4,5—5,0 *мм*; n=13—18 *шт/м²* в ряд; $30<(t_c-t_p)<2{,}5°$ С

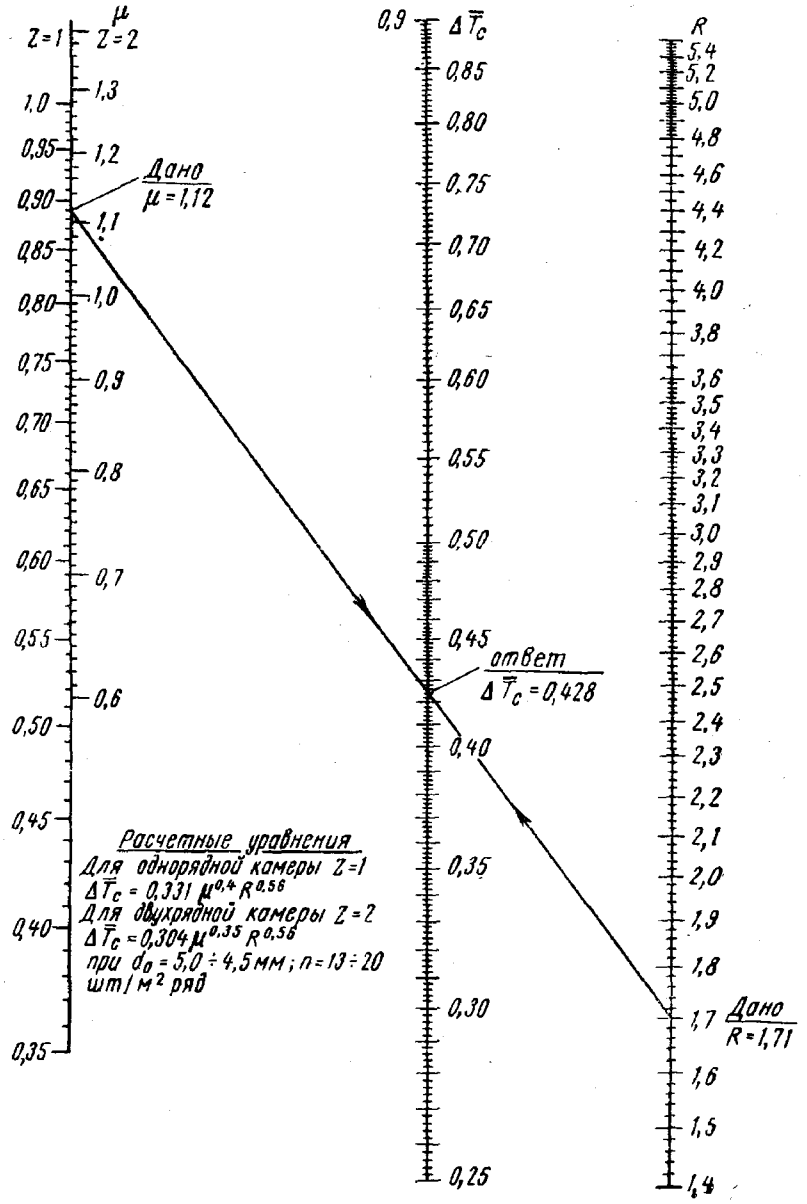


Рис. 83а. Номограмма для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха.

При критерии $R<2,7$ значения $\Delta\bar{T}_c$, найденные по номограмме, умножаются на поправочный коэффициент b, определяемый по рис. 83б.

в) величина $\mu_{\Delta\bar{I}}$ в общем случае может не совпадать со значением $\mu_{\Delta\bar{T}}$, определенным при ранее принятой температуре воды $t_{вн}$;

г) процессы в камерах орошения могут протекать только при определенных величинах μ и $t_{вн}$. Поэтому в расчет следует принимать такие значения, которые одновременно удовлетворяли бы как требуемому I_2, так и t_{c2}.

Для облегчения решения прямых задач в общем виде рекомендуется следующий порядок расчета:

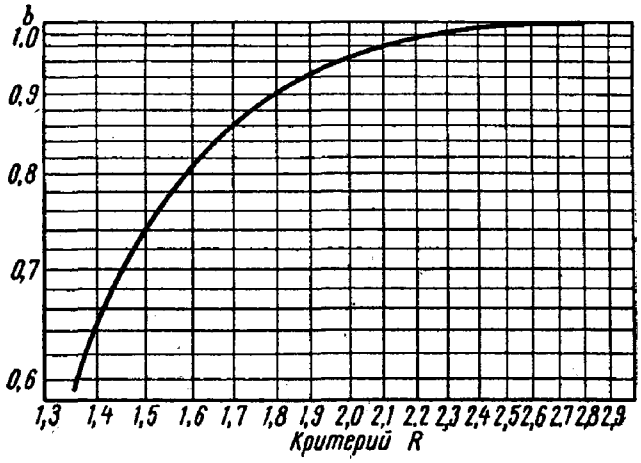


Рис. 83б. Поправочный коэффициент b для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха при $R<2{,}7$

1. Предварительно принять $t_{вн}<t_{р2}$, вычислить, M_1, R, M_1R, $\Delta\bar{I}$ и определить с помощью номограммы (рис. 82) или формулы VI-25 коэффициент орошения $\mu=\mu_{\Delta\bar{I}}$.

2. При принятом ранее $t_{вн}$ и соответственно вычисленном M_1 по номограмме (рис. 82) или по формуле VI-27 найти коэффициент орошения $\mu=\mu_{\Delta\bar{T}}$, необходимый для получения заданного значения t_{c2}.

3. Проверить совпадение $\mu_{\Delta\bar{I}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$. Расчет считается законченным, когда $\mu_{\Delta\bar{I}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$ совпадают с точностью 5—10%. При расчете следует принимать значения $\mu=\mu_{\Delta\bar{I}}$, так как ориентироваться необходимо на обеспечение требуемого значения I_2 после камеры орошения.

4. Если расхождение между величинами $\mu_{\Delta\bar{I}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$ более значительное, то следует задаться новым значением $t_{вн}$ и расчет повторить, определив новую величину $\mu_{\Delta\bar{I}}$.

Пример 1. Требуется охладить и осушить воздух в двухрядной оросительной камере типа Кд2002В в количестве $L=20\,200$ *кг/ч*. Начальные параметры воздуха $t_{c1}=25{,}5°$, $I_1=11{,}5$ *ккал/кг сух. возд*, $t_{p1}=12°$. Парциальное давление водяных паров в воздухе $p_п=11$ *мм рт. ст.* Конечные параметры воздуха $I_2=$

$=5{,}74$ *ккал/кг сух. возд*, $t_{c2}=8°$. Площадь поперечного сечения камеры $F=2$ *м*^{2}. Диаметр выходного отверстия форсунок $d_o=5$ *мм*. Плотность размещения форсунок $n=18$ *шт./м*^{2} в ряд. Общее число форсунок в камере $nFz=72$ шт. Начальная температура воды $t_{вн}=5°$ и $p'_п=7$ *мм рт. ст.* Необходимо определить коэффициент орошения μ и конечную температуру воды $t_{вк}$.

Р е ш е н и е. 1. Гигрометрическая разность температур будет равна:

$$\Delta t_р = t_{c1} - t_{p1} = 25{,}5 - 12 = 13{,}5°.$$

Дальнейший расчет производим по номограмме (рис. 82) и по формулам VI-25 и VI-27.

2. Значения $\Delta\bar{I}$ и $\Delta\bar{T}_c$ будут соответственно равны:

$$\Delta\bar{I} = \frac{I_1 - I_2}{c_p(t_{c1} - t_{p1})} = \frac{11{,}5 - 5{,}74}{0{,}24 \cdot 13{,}5} = 1{,}78,$$

$$\Delta\bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}} = \frac{25{,}5 - 8}{25{,}5 - 12} = 1{,}3.$$

3. Вычисляем значение критерия M_1:

$$M_1 = \frac{t_{p1} - t_{вн}}{t_{c1} - t_{p1}} = \frac{12 - 5}{25{,}5 - 12} = 0{,}518.$$

4. Находим коэффициент орошения $\mu_{\Delta\bar{T}}$, соответствующий заданному значению $\Delta\bar{T}_c$. Решение этой задачи производим как с помощью номограммы, так и по формулам.

Решение по номограмме ведем, используя рис. 82. На шкале M_1 (рис. 82, *а*) откладываем значение $M_1=0{,}518$. Затем на шкале $\Delta\bar{T}_c$ находим значение $\Delta\bar{T}_c=1{,}3$. Через найденные точки на шкалах $\Delta\bar{T}_c$ и M_1 проводим прямую до пересечения со шкалой μ. Точка пересечения определяет искомую величину коэффициента орошения, который в данном случае равен $\mu_{\Delta\bar{T}}=2{,}2$.

Далее производим решение по формулам. Пользуясь формулой VI-25, решенной относительно величины $\mu_{\Delta\bar{T}}$, находим величину коэффициента орошения:

$$\mu^{0{,}35}_{\Delta\bar{T}} = \frac{\Delta\bar{T}_c}{0{,}73 + 0{,}49M_1} = \frac{1{,}3}{0{,}73 + 0{,}49 \cdot 0{,}518} = 1{,}32,$$

откуда $\mu_{\Delta\bar{T}}=2{,}2$.

5. Находим значение критерия R.

Разность температур $t_{p1} - t_{вн}$ равна:

$$t_{p1} - t_{вн} = 12 - 5 = 7°.$$

Пользуясь далее диаграммой (рис. 78), находим значение $R=2{,}32$. Определяем эту же величину с помощью аналитической формулы VI-20. Значение коэффициента a равно:

$$a = \frac{p_п - p'_п}{t_{p1} - t_{вн}} = \frac{11 - 7}{12 - 5} = 0{,}785.$$

Тогда $$R = 1 + 2{,}34a = 1 + 2{,}34 \cdot 0{,}785 = 2{,}35.$$

Результат, полученный по формуле, имеет близкую сходимость с результатом, полученным по номограмме (рис. 78).

6. Произведение критериев M_1R равно:

$$M_1R = 0{,}518 \cdot 2{,}35 = 1{,}218.$$

7. Находим величину коэффициента орошения $\mu_{\Delta\bar{I}}$ с помощью номограммы (рис. 82, *б*). Через точки, имеющие значения $R=2{,}35$ и $M_1R=1{,}218$, проводим прямую линию до пересечения ее с немой шкалой α в точке *б*.

Далее на шкале $\Delta\bar{I}$ находим точку, соответствующую значению $\Delta\bar{I}=1{,}78$, и проводим через эту точку и точку *б* прямую линию до пересечения со шкалой μ. Точка пересечения соответствует значению

$$\mu_{\Delta\bar{I}} \approx 2{,}2.$$

Определим эту же величину, пользуясь расчетной формулой VI-25, решенной относительно искомой величины $\mu_{\Delta\bar{I}}$

$$\mu_{\Delta\bar{I}}^{0,53} = \frac{\Delta\bar{I}}{0{,}67\,(1 + M_1R)\,R^{-0,3}} = \frac{1{,}78}{0{,}67\,(1 + 1{,}218)\,2{,}35^{-0,3}} = 1{,}55.$$

Отсюда

$$\mu_{\Delta\bar{I}} \approx 2{,}2.$$

8. Совпадение величин $\mu_{\Delta\bar{I}}$ и $\mu_{\Delta\bar{I}}$ позволяет считать расчет законченным в отношении определения коэффициента орошения.

9. Температурный перепад воды будет равен:

$$\Delta t_{\text{вод}} = \frac{11{,}5 - 5{,}74}{2{,}2} = 2{,}62°.$$

10. Конечная температура воды равна:

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вч}} + \Delta t_{\text{вод}} = 5 + 2{,}62 = 7{,}62°.$$

11. Общий расход воды составляет:

$$W = \mu L = 2{,}2 \cdot 20\,200 = 44\,440 \text{ кг/ч}.$$

12. Производительность одной форсунки при этом составит:

$$q = \frac{W}{nFz} = \frac{44\,440}{72} = 617 \text{ кг/ч}, \text{ или } 617 \text{ л/ч}.$$

Эта производительность обеспечивается при давлении воды перед форсункой $P=2{,}65$ *ати*.

Рассмотрим применение изложенного выше метода для расчета форсуночных камер, работающих на адиабатическом режиме.

Пример 2. Воздух с начальными параметрами $t_{c1}=33{,}5°$; $t_{м1}=27°$; $t_р=24{,}9°$ в количестве $L=81\,000$ *кг/ч* требуется увлажнить, используя адиабатический процесс. Конечная температура обрабатываемого воздуха $t_{c2}=27{,}65°$ при относительной влажности $\varphi=95\%$.

Форсуночная камера принимается типа Кд8002, имеющая площадь поперечного сечения $F=7{,}9$ *м*^{2} с плотностью расположения форсунок $n=18$ *шт./м*^{2} в ряд с диаметром выходного отверстия $d_0=5$ *мм*. Требуется определить коэффициент орошения μ для случаев однорядной и двухрядной камер.

Решение. 1. Вычисляется величина критерия R. Величина разности температур $t_р - t_{вн} = t_р - t_{м1} = 24{,}9 - 27 = -2{,}1°$.

С помощью номограммы (рис. 78) находим при $t_р - t_{вн}=2{,}1°$ и $t_р=24{,}9°$ значение $R=4{,}5$.

2. Величина критерия $\Delta\overline{T}_с$ составляет:

$$\Delta\overline{T}_с = \frac{t_{с1}-t_{с2}}{t_{с1}-t_р} = \frac{33{,}5-27{,}65}{33{,}5-24{,}9} = 0{,}68.$$

3. Пользуясь номограммой (рис. 83а), определяем значение коэффициента орошения μ. Для этого находим на шкале точку со значением $R=4{,}5$, а на шкале $\Delta\overline{T}_с$ — точку, соответствующую значению $\Delta\overline{T}_с=0{,}68$. Соединив эти точки прямой и продолжив ее до пересечения со шкалой μ, получим искомые значения коэффициентов орошения:

для двухрядной камеры $\mu=0{,}9$;

для однорядной камеры $\mu=0{,}735$.

4. Расход разбрызгиваемой воды составит:

для однорядной камеры

$$W_1 = 0{,}735 \cdot 81\,000 = 59\,500 \ кг/ч;$$

для двухрядной камеры

$$W_2 = 0{,}9 \cdot 81\,000 = 72\,900 \ кг/ч.$$

5. Производительность одной форсунки будет равна:

для однорядной камеры

$$q_1 = \frac{59\,500}{7{,}9 \cdot 18 \cdot 1} = 413 \ кг/ч;$$

что обеспечивается при давлении воды $P=1{,}4$ *ати*;

для двухрядной камеры

$$q_2 = \frac{72\,900}{7{,}9 \cdot 18 \cdot 2} = 253 \ кг/ч,$$

что обеспечивается при давлении воды $P=0{,}7$ *ати*.

Поскольку давление воды перед форсунками не рекомендуется принимать ниже чем $P=1$ *ати*, к установке принимаем однорядную камеру.

§ 4. ПОНЯТИЕ О МЕТОДЕ РАСЧЕТА ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОБЪЕМНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

В 1967 г. П. В. Участкиным предложен метод расчета форсуночных камер, основанный на понятии об объемных коэффициентах тепло- и влагообмена [Л. 50].

Процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночной камере, автор предложил описать дифференциальными уравнениями следующего вида:

$$-G_l(c_l dt + r dx) = \alpha_v F\, dy\,(t-\theta_с) + \beta_{vт} F\, dy (p - p_с); \qquad \text{(VI-44)}$$

$$-G_l dx = \beta_{vт} F\, dy (p - p_с), \qquad \text{(VI-45)}$$

где G_l — количество воздуха, *кг/ч*;

c_l — теплоемкость воздуха, *ккал/кг · град*;

r — скрытая теплота испарения, *ккал/кг*;

F — поперечное сечение камеры, $м^2$;

x — влагосодержание воздуха, *кг/кг сух. возд*;

dy — элемент длины камеры, *м*;
t — текущее значение температуры воздуха, *град*;
p — текущее значение парциального давления водяных паров в воздухе, *мм рт. ст.*;
θ_c — средняя температура на границе обмена сред, *град*;
p_c — среднее парциальное давление насыщенных водяных паров на границе обмена, *мм рт. ст.*;
α_v — объемный коэффициент теплообмена, *ккал/м³ · ч · град*;
β_v — объемный коэффициент массообмена, выраженный в тепловых единицах, *ккал/м³ · ч · мм рт. ст.*;
$\beta_{vт}$ — объемный коэффициент массообмена, выраженный в весовых единицах, *кг/м³ · ч · мм рт. ст.*

Система этих дифференциальных уравнений решена при линейной зависимости давления водяных паров от температуры насыщения, граничных условиях $y=0$, $t=t_1$, $p=p_1$, $y=L$, $t=t_2$, $p=p_2$ и некоторых допущениях. В результате получены аналитические зависимости для определения конечных параметров воздуха

$$t_2=t_1e^m+\left(\theta_1+\frac{2\beta_{vт}s\xi}{\alpha_v}\right)(1-e^m)-\beta_{vт}\,[p_1-s(\theta_1-\xi)](e^m-e^q); \quad \text{(VI-46)}$$

$$p_2=p_1\frac{2e^m-\left(\frac{Б\alpha_v}{c_l\beta_{vт}}\right)e^q}{1-\frac{Б\alpha_v}{c_l\beta_{vт}}}+s(\theta_1-\xi)(1-e^q)+$$

$$+\frac{\alpha_v(t_1-\theta_1)\,s\,(e^m-e^q)}{\frac{G_l\mu}{FL}}, \quad \text{(VI-47)}$$

где s, ξ, $Б$ — коэффициенты, определяющие связь давления паров с температурой насыщения и влагосодержанием воздуха;
t_1 и t_2 — начальная и конечная температура воздуха, *град*;
p_1 и p_2 — начальное и конечное парциальное давление водяных паров в воздухе, *мм рт. ст.*;
μ — коэффициент орошения;
L — длина форсуночной камеры, *м*.

Показатели степени m и q при этом определяются следующими выражениями:

$$m=-\frac{1-\frac{s\beta_vLF}{\mu G_l}}{c_l\left(\frac{G_l}{\alpha_vFL}+\frac{s\beta_{vт}}{\mu\alpha_v}+\frac{1}{\mu}\right)}; \quad \text{(VI-48)}$$

$$q=-\frac{\beta_{vт}\left(\frac{1}{\alpha_v}+\frac{FL}{G_l\mu}\right)}{rБ\left(\frac{G_l}{\alpha_vFL}+\frac{s\beta_{vт}}{\mu\alpha_v}+\frac{1}{\mu}\right)}. \quad \text{(VI-49)}$$

Зависимости VI-46 и V-47 автор метода считает возможным использовать при расчете любых процессов тепловлажностной обработки воздуха в форсуночной камере.

§ 5. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ С ОРОШАЕМОЙ НАСАДКОЙ

Для облегчения расчетов по расчетным формулам автор метода составил специальные номограммы [Л. 50].

Помимо рассмотренных выше форсуночных кондиционеров, для охлаждения и осушения воздуха применяют воздухоохладители с орошаемой насадкой. Эти воздухоохладители состоят из металлической камеры, имеющей в плане прямоугольное сечение (рис. 84). В нижней части этой камеры находится поддон, в который сливается нагревшаяся вода. Над поддоном в стенке камеры имеется отверстие для входа обрабатываемого воздуха. Поступающий через это отверстие воздух проходит снизу вверх через орошаемый слой

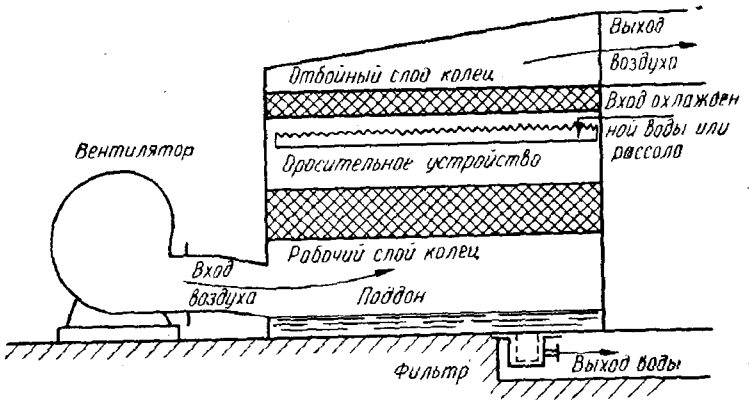


Рис. 84. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

(орошаемую насадку) металлических или фарфоровых колец, лежащих насыпью, вследствие чего для прохода воздуха образуются извилистые пути. Этот слой называется рабочим. Наиболее распространены фарфоровые кольца размерами $25\times25\times3$ *мм*.

Число колец, содержащихся в объеме 1 $м^3$, составляет около 50 000 шт., причем их общая поверхность равна 220 $м^2$.

Рабочий слой колец орошается холодной водой или, если требуемая температура охлаждающей жидкости ниже 0°, рассолом.

Орошающим устройством могут являться желоба открытого типа или перфорированные трубы. Для орошения можно применять и форсунки грубого распыла.

Охлаждение воздуха происходит в результате контакта его со смоченной холодной поверхностью колец рабочего слоя, а также частично и при встрече его с каплями орошающей воды в пространстве над орошаемой насадкой. Таким образом, движение воздуха и охлаждающей воды происходит противотоком.

Над орошающим устройством расположен второй слой таких же колец, но меньшей толщины, имеющий назначение улавливания капелек воды, увлекаемых проходящим воздухом. Этот слой носит название отбойного и выполняет функции, аналогичные функциям сепаратора в форсуночных камерах.

При выходе из отбойного слоя воздух получает заданное состояние и выходит из камеры через отверстие, расположенное в верхней ее части.

Толщину рабочего слоя, в целях обеспечения равномерного его орошения, а также учитывая большое сопротивление (по воздуху) колец, принимают не более 500 *мм* и в каждом случае определяют расчетом.

Толщину отбойного слоя при орошении из лотков принимают 100—120 *мм*, а при орошении из форсунок — 200 *мм*. Вследствие значительного сопротивления, оказываемого слоем колец проходящему воздуху, его скорость, отнесенная к лобовому сечению слоя колец, принимают в пределах 0,8—1,2 *м/сек*. Нагревшаяся вода (или рассол) поступает в поддон аппарата и затем через специальный горшок с фильтром направляется на повторное охлаждение в испаритель холодильной машины.

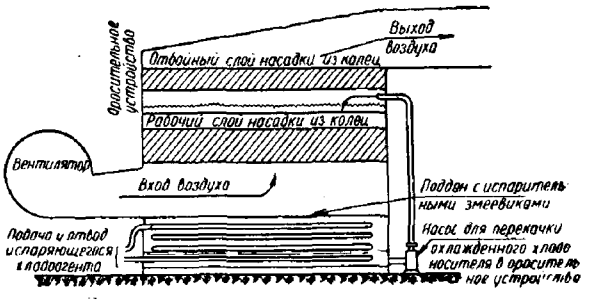


Рис. 85. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой и с непосредственным расположением охлаждающих змеевиков в поддоне аппарата

Имеется разновидность воздухоохладителя с орошаемой насадкой (рис. 85). Отличие этой модификации воздухоохладителя от рассмотренного ранее заключается в том, что змеевики испарителя холодильной машины расположены непосредственно в поддоне камеры. Вследствие этого поступающая в поддон нагретая вода или рассол, соприкасаясь с охлаждающими змеевиками испарителя, охлаждается до заданной температуры и затем с помощью насоса вновь направляется в орошающие устройства, и цикл повторяется.

В целях интенсификации теплообмена между охлаждающей водой (или рассолом) и поверхностью охлаждающих змеевиков последние располагаются выше уровня жидкости, находящейся в поддоне. В результате этого охлаждение происходит при орошении змеевиков в воздушном пространстве, что способствует интенсификации процесса теплообмена. Если охлаждающей средой является рассол, то из воздуха может выпадать конденсат, смешивающийся с рассолом. Вследствие того что рассол разжижается, змеевики могут обмерзнуть и интенсивность теплообмена понизится. Поэтому предусматривается устройство специальных реконцентраторов, вос-

станавливающих необходимую концентрацию рассола путем добавления солей или выпаривания излишней воды.

Если орошение производится рециркулирующей водой без ее охлаждения, то обработка воздуха, проходящего через воздухоохладитель, будет совершаться по адиабатическому закону. Таким образом, воздухоохладитель с орошаемой насадкой может выполнять все функции, свойственные форсуночным камерам. Вследствие этого кондиционеры, оборудованные вместо форсуночной камеры описанным выше охладителем, должны включать в свою схему устройства в зависимости от необходимости и все другие элементы форсуночного кондиционера (калориферы первого и второго подогрева, первую и вторую рециркуляцию и т. д.).

Закономерность изменения состояния воздуха при проходе его через рабочий орошаемый слой та же, что и при контакте воздуха с капельками воды в форсуночной камере. Поэтому схемы обработки воздуха и построение соответствующих процессов кондиционирования на $I-d$-диаграмме при использовании рассматриваемого типа воздухоохладителей остаются те же самые, что и описанные ранее, применительно к обработке воздуха в форсуночных камерах.

Луч процесса обработки воздуха в слое колец проводится через точки начального и конечного состояния воздуха (при этом конечное состояние принимается при $\varphi=90\div95\%$). Некоторой особенностью этого процесса является то, что изотерма точки пересечения этого луча с кривой $\varphi=100\%$ соответствует средней температуре орошающей воды в слое колец.

Переходя к изложению метода расчета, следует заметить, что такому расчету должно предшествовать построение на $I-d$-диаграмме процессов летнего и зимнего режимов кондиционирования воздуха.

Излагаемый ниже метод расчета основан на материалах экспериментальных исследований А. А. Гоголина (ВНИХИ), которые относятся к аппарату с фарфоровыми кольцами размером $25\times25\times3$ *мм*, лежащими на сетке, имеющей 85% живого сечения, при орошении их водой с помощью открытых зубчатых желобов.

На основании выполненного построения на $I-d$-диаграмме определяют полное количество тепла, отведенное от воздуха в воздухоохладителе:

$$Q_0=L_{дп}(I_н-I_к)\ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-50)}$$

где $I_н$ и $I_к$ — соответственно начальное и конечное теплосодержание воздуха;

$L_{дп}$ — количество воздуха, проходящего через орошаемый слой колец. (Это количество воздуха соответствует количеству воздуха, проходящему через дождевое пространство форсуночного кондиционера.)

Количество явного тепла, отведенного от воздуха, составляет:

$$Q_я = L_{дп} c (t_н - t_к) \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-51)}$$

где $t_н$ и $t_к$ — температуры воздуха до и после воздухоохладителя.

Так как все величины, входящие в правую часть выражения (VI-51), известны, то величина $Q_я$ может быть вычислена.

В свою очередь $Q_я$ можно выразить в следующем виде:

$$Q_я = K\theta F \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-52)}$$

где K — коэффициент явного теплообмена, *ккал/м² · ч · град*;

F — площадь лобового сечения орошаемого слоя колец, *м²*;

$\theta = \dfrac{t_н - t_к}{2{,}3 \lg \dfrac{t_н - t_w}{t_к - t_w}}$ — среднелогарифмическая разность температур;

t_w — средняя температура воды в воздухоохладителе (находится из построения процесса на $I - d$-диаграмме).

Среднелогарифмическую разность температур определяют с помощью приведенного выше выражения с приближением, достаточным для практических расчетов, так как изменение температуры воды, проходящей через слой колец, незначительно.

Величину условной поверхности теплообмена F (действительной поверхностью теплообмена является суммарная поверхность всех колец, лежащих в рабочем слое) определяют из выражения

$$F = \frac{L_{дп}}{v\gamma 3600} \ [м^2], \qquad \text{(VI-53)}$$

где v — скорость воздуха в воздухоохладителе, *м/сек*;

γ — плотность воздуха, проходящего через воздухоохладитель (при средней его температуре), *кг/м³*.

Решая выражение (VI-52) относительно величины K, получим необходимое его значение, при котором будет обеспечена заданная обработка воздуха в воздухоохладителе:

$$K = \frac{Q_я}{\theta F} \ [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad \text{(VI-54)}$$

В результате исследований, проведенных Всесоюзным научно-исследовательским холодильным институтом, была установлена следующая эмпирическая зависимость коэффициента явного теплообмена:

$$K = (280 + 1640\delta_р) H_в^{0,42} (v\gamma)^{(0,5+0,6\delta_р)}, \qquad \text{(VI-55)}$$

где $\delta_р$ — толщина рабочего слоя, *м*;

$v\gamma$ — весовая скорость воздуха (отнесенная к лобовой поверхности рабочего слоя колец), *кг/м² · сек*;

$H_в$ — интенсивность орошения или высота дождя, *м/ч*.

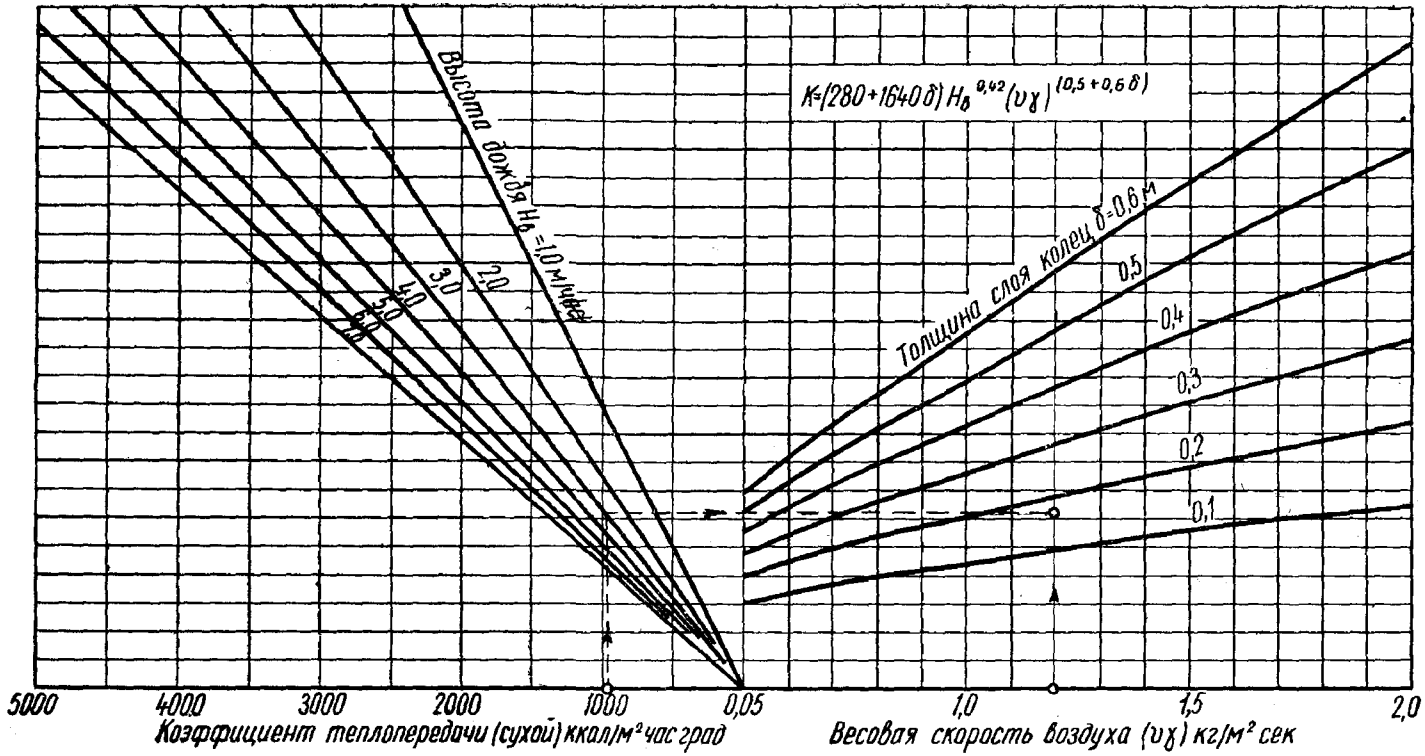


Рис. 86. Номограмма для определения толщины рабочего слоя (орошаемой насадки)

Высота дождя представляет собой отношение количества орошающей воды W в $м^3/ч$ к площади лобового сечения орошаемого слоя колец, т. е.

$$H_в = \frac{W}{F} \ [м/ч]. \qquad \text{(VI-56)}$$

Величину $H_в$ обычно принимают равной 4—6 *м/ч*.

Подставляя в выражение (VI-55) полученное значение K и принятую величину $H_в$, решаем его относительно искомой неизвестной, которой является толщина рабочего слоя колец $\delta_р$.

Для облегчения вычислительных операций нахождения величины $\delta_р$ А. А. Гоголиным предложена номограмма (рис. 86). Ход решения такой задачи показан пунктиром.

Далее на основании выражения (VI-56) определяют количество орошающей воды или рассола

$$W = H_в F \cdot 1000 \ [л/ч]. \qquad \text{(VI-57)}$$

При прохождении через орошаемый (рабочий) слой колец вода нагревается на

$$\Delta t_в = \frac{Q_о}{W}. \qquad \text{(VI-58)}$$

Начальную температуру воды принимают с известным приближением равной

$$t_{нв} = t_w - \frac{\Delta t_в}{2}. \qquad \text{(VI-59)}$$

Сопротивление рабочего слоя колец по воздуху можно вычислить по формуле А. А. Гоголина:

$$\Delta P_р = [44\delta_р + (0{,}75 + 4{,}6\delta_р) H_в] v^{(2{,}4-\delta_р)} \ [кг/м^2]. \qquad \text{(VI-60)}$$

Сопротивление отбойного слоя колец (25×25×3 *мм*) определяют по формуле

$$\Delta P_{отб} = 33\delta_о v^{1{,}88} \ [кГ/м^2], \qquad \text{(VI-61)}$$

где $\delta_ф$ — толщина отбойного слоя, *м*;

v — скорость воздуха, отнесенная к лобовому сечению отбойного слоя колец, *м/сек*.

Пример. Рассчитать воздухоохладитель с орошаемой насадкой для помещения зрительного зала. Обработка воздуха должна проводиться по схеме с первой и второй рециркуляцией. Исходные данные для расчета принимают на основе примера (см. гл. V, § 4), согласно которому $Q_о = 149\,500$ *ккал/ч*; $Q_я = 43\,200$ *ккал/ч*; параметры воздуха перед дождевым пространством $t_с = 22{,}8°$; $\varphi_с = 56\%$; $d_с = 9{,}8$ *г/кг сух. возд*; $I_с = 11{,}4$ *ккал/кг сух. возд*; параметры воздуха после дождевого пространства $t_о = 10°$; $\varphi_о = 95\%$; $d_о = 7{,}4$ *г/кг сух. возд*; $I_о = 6{,}8$ *ккал/кг сух. возд*; средняя температура орошающей воды $t_w = 8{,}4°$. Количество воздуха, проходящего через рабочий слой колец $L_{д.п} = 32\,580$ *кг/ч*.

Р е ш е н и е. Принимая скорость воздуха, отнесенную к лобовому сечению рабочего слоя, $v=1$ *м/сек*, определяем необходимую лобовую поверхность рабочего слоя колец:

$$F = \frac{32\,580}{1 \cdot 1{,}2 \cdot 3600} = 7{,}55 \ м^2,$$

где 1,2 — плотность воздуха, *кг/м*^{3}.

Среднелогарифмическая разность температур будет равна:

$$\theta = \frac{22{,}8 - 10}{2{,}3 \lg \frac{22{,}8 - 8{,}4}{10 - 8{,}4}} = 5{,}83°.$$

Пользуясь выражением (VI-54), находим необходимое значение коэффициента явного теплообмена:

$$K = \frac{43\,200}{5{,}83 \cdot 7{,}55} = 980 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Принимая высоту дождя $H_в=5$ *м/ч*, с помощью графика (рис. 86) находим $\delta_р$:

$$\delta_р = 0{,}16 \ м.$$

Количество охлаждающей воды определяем с помощью выражения (VI-57):

$$W = 5 \cdot 7{,}55 \cdot 1000 = 37\,750 \ л/ч.$$

При этом температурный перепад будет равен:

$$\Delta t_в = \frac{149\,500}{37\,750} = 3{,}96°.$$

Начальная температура орошающей воды должна быть равна:

$$t_{нв} = 8{,}4 - \frac{3{,}96}{2} = 6{,}42°.$$

Полученная начальная температура указывает на возможность принять в качестве охлаждающей жидкости воду.

Сопротивление рабочего слоя колец определяем по формуле (VI-60):

$$\Delta P_р = [44 \cdot 0{,}16 + (0{,}75 + 4{,}6 \cdot 0{,}16) \cdot 5]\, 1^{(2{,}4 - 0{,}16)} = 14{,}45 \ кГ/м^2.$$

Сопротивление отбойного слоя находим по формуле (VI-61) при $\delta_о=0{,}1$ *м* (орошение производится из зубчатых желобов):

$$\Delta P_{отб} = 33 \cdot 0{,}1 \cdot 1^{1{,}88} = 3{,}3 \ кГ/м^2.$$

Таким образом, общее сопротивление воздухоохладителя равно:

$$\Delta P_о = 14{,}45 + 3{,}3 = 17{,}75 \ кГ/м^2.$$

§ 6. ГЛАДКОТРУБНЫЕ ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Воздухоохладители из гладких труб применяют для охлаждения и осушения воздуха при высокой его начальной относительной влажности. Следует заметить, что такие охладители применяют ре-

же по сравнению с ребристыми вследствие больших габаритных размеров и значительного расхода труб.

На рис. 87 изображен гладкотрубный воздухоохладитель, состоящий из трубчатых змеевиков (по которым пропускается хладоноситель), заключенных в металлический кожух. В нижней части кожуха устроен поддон с трубкой для отвода конденсата. Движение воздуха через воздухоохладитель обеспечивается с помощью центробежного вентилятора. Направление движения охлаждаемого воздуха и хладоносителя показано на рисунке стрелками.

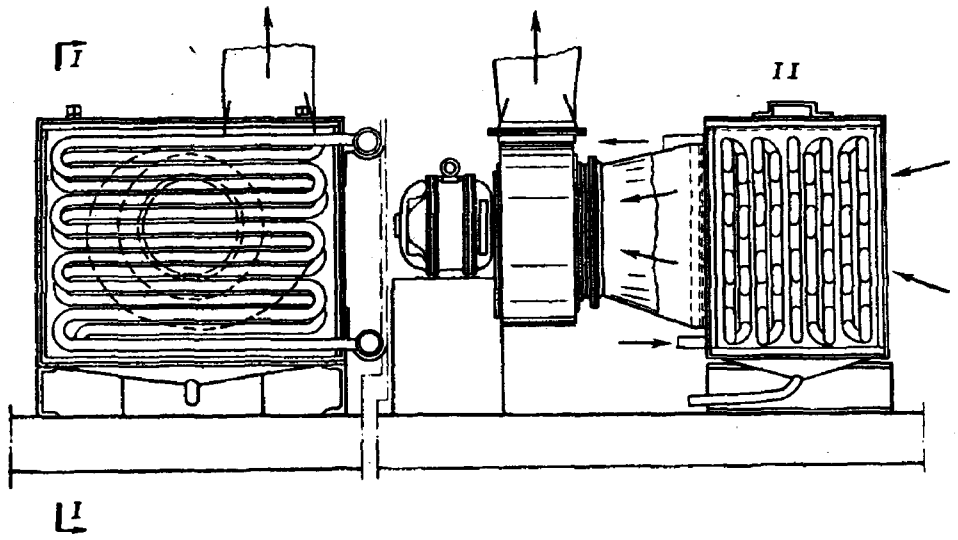


Рис. 87. Гладкотрубный воздухоохладитель

Расчету гладкотрубных воздухоохладителей должно предшествовать построение процесса охлаждения и осушения воздуха на $I-d$-диаграмме, на основании чего получают исходные данные для расчета (гл. IV, § 14).

Полное количество тепла, отводимого от воздуха в гладкотрубном воздухоохладителе, определяется выражением

$$Q_0 = KF\Theta \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-62)}$$

где K — коэффициент полной теплопередачи от воздуха через стенку трубы к хладоносителю, включающий в себя теплопередачу вследствие конденсации водяных паров, $ккал/м^2 \cdot ч \times \times град$;

Θ — разность температур между воздухом и охлаждающей поверхностью труб, $град$;

F — поверхность теплообмена, $м^2$.

Полное количество тепла, отведенного от воздуха, равно:

$$Q_0 = L(I_н - I_к) \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-63)}$$

где L — количество охлаждаемого воздуха, *кг/ч*;

$I_н$ и $I_к$ — соответственно начальное и конечное теплосодержания воздуха, *ккал/кг сух. возд.*

Принято считать, что предельно возможное конечное состояние воздуха определяется точкой пересечения луча процесса охлаждения и осушения с кривой $\varphi = 95\%$.

Величину расчетной разности температур без особой погрешности можно принимать равной среднеарифметической:

$$\Theta = \frac{t_н + t_к}{2} - t_{ср.хл}, \qquad \text{(VI-64)}$$

где $t_{ср.хл}$ — средняя температура хладоносителя (обычно принимаемая на 3—4° ниже средней температуры поверхности охлаждающих труб $t_п = t_к$, см. рис. 64);

$t_н$ и $t_к$ — начальная и конечная температуры воздуха, *град.*

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности охлаждающих труб, определяется выражением

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\xi\beta\alpha_н} + \frac{\delta}{\lambda_т} + \frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{d_н}{d_в}} \ [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град], \qquad \text{(VI-65)}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена между охлаждаемым воздухом и поверхностью труб воздухоохладителя, *ккал/м² · ч · град*;

$\alpha_в$ — коэффициент теплообмена между хладоносителем и стенкой трубы, *ккал/м² · ч · град*;

δ — толщина стенки трубы, *м*;

$\lambda_т$ — коэффициент теплопроводности стенки трубы, *ккал/м² · ч · град*;

$d_н$ и $d_в$ — наружный и внутренний диаметры труб, *м*;

β — поправочный множитель на число рядов;

$\xi = \frac{I_н - I_к}{c(t_н - t_к)}$ — коэффициент влаговыпадения.

В том случае, когда на поверхности гладкотрубного воздухоохладителя образуется снеговая шуба, на полученное по формуле VI-65 значение коэффициента теплопередачи K нужно вводить поправочный коэффициент $\Delta = 0{,}7—0{,}8$.

Коэффициент теплообмена $\alpha_н$ для потока воздуха, направленного перпендикулярно пучку труб, можно определить, пользуясь критериальными зависимостями, действительными для значений $Re = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$ [Л. 31]:

при коридорном расположении труб

$$Nu = 0{,}21\ Re^{0{,}65}; \qquad \text{(VI-66)}$$

при шахматном расположении труб

$$Nu = 0{,}37 Re^{0{,}60}. \qquad \text{(VI-67)}$$

Раскрыв критерии и решая выражения VI-66 и VI-67 относительно $\alpha_н$, получим:

$$\alpha_н = 0{,}21 \frac{\lambda}{d_н} \left(\frac{v d_н}{\nu}\right)^{0{,}65}; \qquad \text{(VI-66')}$$

$$\alpha_н = 0{,}37 \frac{\lambda}{d_н} \left(\frac{v d_н}{\nu}\right)^{0{,}60}, \qquad \text{(VI-67')}$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, *ккал/м · ч · град*;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, *м²/сек*. Значения λ и ν принимаются при $t_{в.ср}$;

$t_{в.ср}$ — средняя температура воздуха в воздухоохладителе, равная 0,5 $(t_н + t_к)$.

Формулы VI-66′ и VI-67′ позволяют определить среднее значение коэффициента теплообмена для трубок третьего и всех последующих рядов. Значения коэффициентов теплообмена для трубок первого ряда определяют умножением найденного значения $\alpha_н$ для трубок третьего ряда на поправочный коэффициент $\beta_0 = 0{,}6$; для трубок второго ряда при коридорном расположении — на $\beta_0 = 0{,}9$, а при шахматном — на $\beta_0 = 0{,}7$.

В целях упрощения практических расчетов с достаточным приближением для шести и более рядных трубчатых теплообменников можно вводить поправочный коэффициент на полученное значение $\alpha_н$ для коридорного расположения труб $\beta_1 = 0{,}85$, а для шахматного $\beta_1 = 0{,}93$.

Исследованиями, произведенными в последнее время, установлено интенсифицирующее влияние массообмена на теплообмен. Экспериментальные исследования О. А. Кремнева позволили установить следующие критериальные зависимости для тепло- и массообмена, происходящих в трубчатом теплообменнике с поперечным обтеканием труб:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}05\mathrm{Re}^{1{,}25} B^{0{,}8};$$

$$\mathrm{Nu}' = 0{,}05\mathrm{Re}^{1{,}25} B^{0{,}8},$$

где $\mathrm{Nu}' = \frac{\beta d}{D}$ — диффузионный критерий Нуссельта;

$B = \frac{\Delta P}{P}$ — безразмерный комплекс;

ΔP — средняя разность парциальных давлений водяных паров в воздухе, проходящем через воздухоохладитель, и над поверхностью труб воздухоохладителя;

P — полное давление воздушно-паровой смеси.

С помощью приведенных выше зависимостей можно определять коэффициенты тепло- и массообмена при совместном протекании обоих процессов.

Коэффициент тепловосприятия от стенки трубы к хладоносителю находится в сложной зависимости от ряда факторов (скорости движения жидкости, физических констант, диаметра трубы, шероховатости и т. д.).

При использовании в качестве хладоносителя воды или рассола коэффициент тепловосприятия $\alpha_в$ можно определить на основании следующей эмпирической зависимости:

$$\alpha_в = \psi A \frac{v_ж^{0,8}}{d_в^{0,2}} [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град], \qquad \text{(VI-68)}$$

где $v_ж$ — скорость хладоносителя в трубах воздухоохладителя, *м/сек*;

ψ — поправочный множитель, зависящий от числа $\mathrm{Re} = \frac{v_ж d_в}{\nu_ж}$ и принимаемый при $\mathrm{Re} < 1 \cdot 10^4$ по графику (рис. 88);

A — коэффициент, зависящий от физических свойств хладоносителя и расчетной температуры.

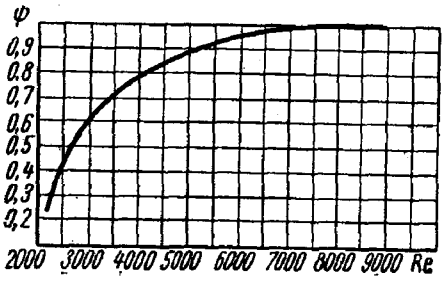


Рис. 88. Поправочный множитель $\psi = f(\mathrm{Re})$

Формулы для определения значений A для различных хладоносителей приведены в табл. 25.

Таблица 25

Хладоноситель	Значения A
Вода при нагревании (0÷100°)	$1190+21{,}36\,t-0{,}044\,t^2$
Вода при охлаждении (0÷50°)	$1002+19{,}33\,t$
Рассол NaCl, $CaCl_2$ при нагревании	$(1190+21{,}36\,t-0{,}044\,t^2)\times$ $\times[1-1{,}35\,(\gamma_c-1)]$
Рассол $MgCl_2$ при нагревании	$(1190+21{,}36\,t-0{,}044\,t^2)\times$ $\times[1-2{,}45\,(\gamma_c-1)]$

В формулах для определения A величина t называется расчетной температурой, равной

$$t = \frac{t_{ср.хл} + t_п}{2}, \qquad \text{(VI-69)}$$

где $t_{ср.хл}$ — средняя температура хладоносителя;

γ_c — в табл. 25 удельный вес хладоносителя.

Практика расчета сухих (поверхностных) воздухоохладителей рекомендует принимать перепад температур охлаждающей воды в пределах 2—3°.

Определив таким образом величины Q_o, K и Θ с помощью выражения VI-62, можно найти неизвестную F:

$$F = \frac{Q_o - L(d_н - d_к)\,10^{-3} t_п}{K\Theta}. \qquad \text{(VI-70)}$$

Пример. Определить необходимую поверхность гладкотрубного стального воздухоохладителя для охлаждения воздуха в количестве 5000 *кг/ч*. Параметры воздуха перед воздухоохладителем $t_н = 29°$; $I_н = 13$ *ккал/кг сух. возд*; $d_н = 10$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_н = 40\%$; конечные параметры воздуха $t_к = 12°$; $I_к = 8$ *ккал/кг сух. возд*; $d_к = 8{,}5$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_к = 95\%$.

Решение. Через точки начального и конечного состояний воздуха на $I-d$-диаграмме проводим луч процесса охлаждения и осушения воздуха до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Изотерма этой точки $t_п = 11°$ соответствует средней температуре поверхности труб воздухоохладителя.

При данных температурных условиях в качестве хладоносителя можно применить воду, средняя температура которой принимается на 3° ниже $t_п$:

$$t_{ср.хл} = 11 - 3 = 8°.$$

Принимая скорость воздуха в просветах между трубками $v = 11$ *м/сек*, а диаметр труб $d_н = 14$ *мм* и $d_в = 12$ *мм*, по формуле (VI-66) находим коэффициент теплообмена при коридорном расположении труб:

$$\alpha_н = 0{,}21 \frac{2{,}16 \cdot 10^{-2}}{0{,}014} \left(\frac{11 \cdot 0{,}014}{14 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}65} = 135 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Коэффициент влаговыпадения ξ равен:

$$\xi = \frac{13 - 8}{0{,}24\,(29 - 12)} = 1{,}225.$$

Определяем значение A для хладоносителя воды при нагревании (см. табл. 25):

$$A = 1190 + 21{,}36 \cdot 9{,}5 - 0{,}044 \cdot 9{,}5^2 = 1392.$$

Принимая скорость воды в трубках $v_ж = 1$ *м/сек*, находим значение числа Re:

$$\mathrm{Re} = \frac{v_ж d_в}{\nu_ж} = \frac{1 \cdot 0{,}012}{1{,}412 \cdot 10^{-6}} = 8{,}5 \cdot 10^3.$$

В соответствии с графиком (рис. 88) поправка на величину $\alpha_{вн}$ при полученном значении $\mathrm{Re} = 8{,}5 \cdot 10^3$ равна $\psi = 1$. Пользуясь выражением VI-68, получим:

$$\alpha_в = 1392 \frac{1^{0{,}8}}{0{,}012^{0{,}2}} = 3380 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Предполагая, что число рядов будет более 6, и принимая значение поправочного коэффициента на число рядов $\beta_1=0{,}85$, находим значение коэффициента теплопередачи с помощью выражения VI-65

$$K=\frac{1}{\frac{1}{0{,}85\cdot 1{,}225\cdot 135}+\frac{0{,}001}{39}+\frac{1\cdot 0{,}014}{3380\cdot 0{,}012}}=134\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Поскольку температура поверхности охлаждения выше 0°, возникновение снеговой шубы исключается, вследствие чего на полученное значение K поправка Δ не вводится.

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе,

$$Q_0=5000\,(13-8)=25\,000\ ккал/ч.$$

Количество тепла, содержащееся в выпавшем конденсате,

$$Q_к=5000\cdot 11\,\frac{(10-8{,}5)}{1000}=82{,}5\ ккал/ч.$$

Необходимая поверхность трубчатого воздухоохладителя

$$F=\frac{25\,000-82{,}5}{131\left(\frac{29+12}{2}-8\right)}=14{,}81\ м^2.$$

Рассмотрим далее решение этого примера в системе единиц СИ.

Исходные данные для расчета будут иметь следующие значения: количество охлаждаемого воздуха $5000:3600=1{,}389$ *кг/сек*; $t_н=29°$, $I_н=13\cdot 4{,}1868=54{,}43$ *кдж/кг сух. возд*; $d_н=10$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_н=40\%$; $t_к=12°$; $I_к=8\cdot 4{,}1868=33{,}49$ *кдж/кг сух. возд*; $d_к=8{,}5$ *г/кг сух. возд*; $\varphi_к=95\%$.

Проведя на $I-d$-диаграмме (приложение II, *б*) луч охлаждения и осушения воздуха аналогично предыдущему, получим $t_н=11°$. Средняя температура хладоносителя

$$t_{ср}=11-3=8°.$$

При скорости воздуха в просветах между трубками $v=11$ *м/сек*, $d_н=0{,}014$ *м* и $d_в=0{,}012$ *м* с помощью формулы VI-66′ находим коэффициент теплообмена при коридорном расположении труб:

$$\alpha_н=0{,}21\,\frac{2{,}56\cdot 10^{-2}}{0{,}014}\left(\frac{11\cdot 0{,}014}{14\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}65}=157\ вт/м^2\cdot град,$$

где $2{,}56\cdot 10^{-2}=2{,}16\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}163$ — коэффициент теплопроводности, *вт/м·град*.

Коэффициент влаговыпадения ξ равен:

$$\xi=\frac{54{,}43-33{,}49}{1{,}0048\,(29-12)}=1{,}225,$$

где $1{,}0048=0{,}24\cdot 4{,}1868$ — средняя удельная теплоемкость воздуха, *кдж/кг·град*.

Для хладоносителя воды при нагревании значение коэффициента A (см. табл. 25) при использовании его для расчетов в системе СИ будет равно:

$$A=1{,}163\,(1190+21{,}36\cdot 9{,}5-0{,}044\cdot 9{,}5^2)=1^{\circ}18{,}9.$$

При скорости воды в трубках $v_ж=1$ *м/сек* по формуле VI-68 находим $\alpha_в$:

$$\alpha_в=1618{,}9\,\frac{1^{0{,}8}}{0{,}012^{0{,}2}}=3931\ вт/м^2\cdot град.$$

Если число рядов труб более 6 и коэффициент $\beta_1=0{,}85$, то значение коэффициента K вычисляем по формуле (VI-65):

$$K=\frac{1}{\frac{1}{1{,}225\cdot 0{,}85\cdot 157}+\frac{0{,}001}{45{,}36}+\frac{1}{3931}\cdot\frac{0{,}014}{0{,}012}}=155{,}8\ вт/м^2\cdot град.$$

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, будет равно:

$$Q_0=1{,}389\,(54{,}43-33{,}49)=29{,}075\ квт,\ \text{или}\ 29\,075\ вт.$$

Количество тепла, отводимого с выпадающим конденсатом:

$$Q_к=1{,}389\cdot 46\,(10-8{,}5)\,10^{-3}=0{,}095\ квт,\ \text{или}\ 96\ вт.$$

Необходимая поверхность гладкотрубного воздухоохладителя составит:

$$F=\frac{29\,075-96}{155{,}8\left(\frac{29+12}{2}-8\right)}=14{,}81\ м^2.$$

§ 7. РАСЧЕТ ОРИГИНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Наряду с гладкотрубными воздухоохладителями в технике кондиционирования воздуха широко применяют и ребристые теплообменные аппараты, обладающие большей компактностью и меньшим расходом труб по сравнению с гладкотрубными.

Излагаемый ниже метод расчета оригинальных ребристых воздухоохладителей разработан А. Г. Ткачевым и Г. Н. Даниловой [Л. 25].

Определение общего коэффициента теплопередачи для ребристых труб усложняется тем, что по высоте ребра температура изменяется. У поверхности трубы ее значение минимальное, с удалением к кромке ребра она постепенно повышается, при этом средняя температура поверхности ребра оказывается выше, чем температура поверхности трубы. Различие температуры поверхности ребра и температуры поверхности трубы обусловливает различную интенсивность теплообмена вследствие различных температурных напоров. Поэтому общее количество отведенного тепла можно рассматривать как сумму, состоящую из тепла, отведенного поверхностью трубы, и тепла, отведенного поверхностью ребер:

$$Q_0=Q_т+Q_р, \qquad \text{(VI-71)}$$

где Q_0 — общее количество отведенного тепла, *ккал/ч*;

$Q_т$ — количество тепла, отведенное от поверхности трубы, *ккал/ч*;

$Q_р$ — количество тепла, отведенное от поверхности оребрения, *ккал/ч*.

Если величину полного теплового потока Q_0 отнести к некоторой условной поверхности F, в качестве которой принять гладкую

поверхность (без ребер), то величина Q_o может быть выражена в следующем виде:

$$Q_o = KF(t_{св} - t_{ср.хл}) \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-72)}$$

где K — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 $м^2$ условной поверхности, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

F — условная поверхность теплообмена, $м^2$;

$t_{св}$ — средняя температура охлаждаемого воздуха;

$t_{ср.хл}$ — средняя температура хладоносителя, протекающего в трубках воздухоохладителя.

Пренебрегая термическим сопротивлением стенок труб, коэффициент теплопередачи K можно определить с помощью выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нп}} + \frac{1}{\alpha_{вп}} \cdot \frac{d_н}{d_{вн}}} \ [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град], \qquad \text{(VI-73)}$$

где $\alpha_{нп}$ — коэффициент теплообмена между воздухом и условной поверхностью ребристой трубы, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

$\alpha_{вп}$ — коэффициент теплообмена между хладоносителем и внутренней поверхностью стенки трубы, $ккал/м^2 \cdot ч \times \times град$;

$d_н$ и $d_{вн}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы, $м$.

Величину $\alpha_{вн}$ можно определять по формуле VI-68 в зависимости от вида хладоносителя, скорости его движения, внутреннего диаметры трубы и т. п.

Если обозначить через $F_т$ поверхность гладкой части трубы, приходящуюся на 1 $м$ ее длины, а через $F_р$ — ребристую поверхность, также приходящуюся на 1 $м$ длины трубы, то выражение (VI-71) можно написать в следующем виде:

$$Q_{o1} = \alpha_т F_т (t_{св} - t_т) + \alpha_р F_р (t_{св} - t_р) \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-74)}$$

где Q_{o1} — полное количество отведенного от воздуха тепла, отнесенное к 1 $м$ длины элемента ребристого воздухоохладителя, $ккал/ч$;

$\alpha_р$ и $\alpha_т$ — коэффициенты теплообмена соответственно ребристой и гладкой поверхностей, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

$t_т$ — температура гладкой поверхности трубы;

$t_р$ — температура ребристой поверхности трубы.

В свою очередь величина Q_{o1} может быть выражена и в другом виде:

$$Q_{o1} = \alpha_{н1} F_1 (t_{св} - t_т) \ [ккал/ч], \qquad \text{(VI-75)}$$

где $\alpha_{н1}$ — коэффициент теплообмена, отнесенный к 1 $м^2$ условной поверхности F_1, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

F_1 — условная поверхность 1 $м$ длины элемента ребристого воздухоохладителя.

Решив совместно выражения VI-74 и VI-75 относительно $\alpha_{н1}$ и приняв, что $\alpha_р = \alpha_т$, получим:

$$\alpha_{н1} = \alpha_р \left(\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т} \cdot \frac{F_р}{F_1} + \frac{F_т}{F_1} \right) [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad (VI\text{-}76)$$

Если теплообмен сопровождается выпадением конденсата из охлаждаемого воздуха, то полученное значение $\alpha_{н1}$ из выражения (VI-76) должно быть умножено на коэффициент влаговыпадения ξ, т. е.

$$\alpha_{нп} = \alpha_{н1} \xi \ [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad (VI\text{-}77)$$

Для определения $\alpha_р$ можно с достаточным для практических расчетов приближением пользоваться формулой, справедливой только при круглой форме ребер:

$$\alpha_р = \alpha_т \left[1 - 0{,}18 \left(\frac{h}{l'} \right)^{0{,}63} \right] [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad (VI\text{-}78)$$

В этой формуле h — высота ребра, l' — просвет между ребрами (рис. 89).

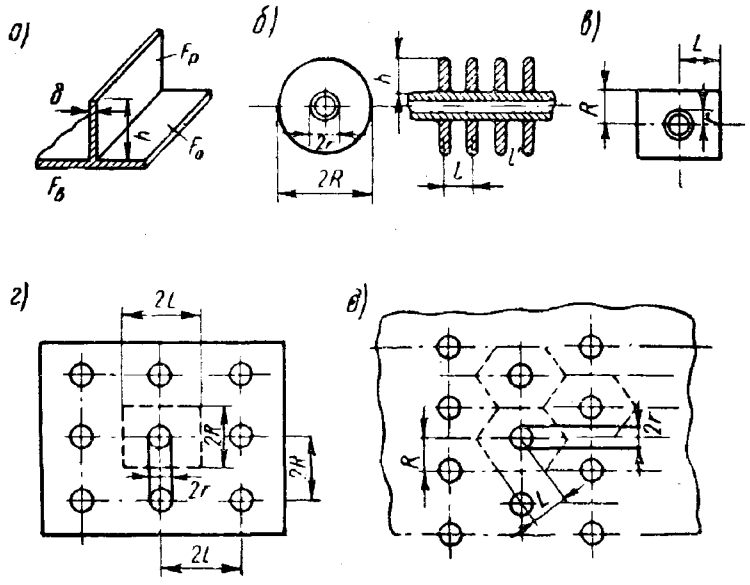


Рис. 89. Типы ребристых поверхностей:
а — прямые ребра; *б* — круглые ребра; *в* — прямоугольные (угловые) ребра; *г* — связанные ребра на коридорном пучке; *д* — связанные ребра на шахматном пучке

Формулу VI-78 можно написать и в другом виде, если заменить ширину просвета между ребрами величиной l (рис. 89, *б*)

$$\alpha_р = \alpha_т \left[1 - 0{,}25 \left(\frac{h}{l} \right)^{0{,}5} \right] [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad (VI\text{-}79)$$

Величину коэффициента теплообмена между воздухом и гладкой поверхностью трубы ($\alpha_т$) можно найти с помощью выражений VI-66 или VI-67.

При отсутствии необходимых расчетных формул для определения $\alpha_р$ в случае прямоугольной формы ребер или пучков труб со связанными ребрами можно пользоваться формулой VI-79. Однако при этом следует иметь в виду, что значение $\alpha_р$ для пучков со связанным ребрами практически больше, чем получаемые по формулам VI-78 и VI-79.

Отношение

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т}$$

зависит от формы ребра, его размеров и теплопроводности материала, из которого сделано ребро. Это отношение называют степенью эффективности ребра.

Для прямых и спирально навитых ребер (рис. 89, *а*) приведенное выше отношение разностей температур определяют из следующей зависимости:

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т} = \frac{\text{th}\,(mh)}{mh}, \qquad \text{(VI-80)}$$

где

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_р}{\lambda\delta}}\ [1/м];$$

λ — коэффициент теплопроводности материала ребра, *ккал/м · ч · град*;

δ — толщина ребра, *м*;

h — высота ребра, *м*;

th — гиперболический тангенс.

Для ребер треугольного сечения толщина ребра

$$\delta = \frac{3}{4}\delta_о,$$

где $\delta_о$ — толщина основания ребра.

При круглой форме ребер (рис. 89, *б*) вместо высоты ребра принимается h', равная

$$h' = h(1 + 0{,}35 \ln \rho), \qquad \text{(VI-81)}$$

где

$$\rho = \frac{R}{r}, \quad h = R - r.$$

Для прямоугольных ребер (рис. 89, в) величину h' определяют по выражению

$$h' = h(1 + 0{,}35 \ln \rho'), \qquad \text{(VI-82)}$$

где

$$\rho' = 1{,}28\rho \sqrt{\frac{L}{R} - 0{,}2}. \qquad \text{(VI-83)}$$

Для пучков труб со связанными ребрами при коридорном расположении величину h' находят по формулам VI-82 и VI-83; при этом значения L и R принимают согласно рис. 89, *г*.

При шахматном расположении труб (рис. 89, *д*) значение ρ' определяется зависимостью

$$\rho' = 1{,}27\rho \sqrt{\frac{L}{R} - 0{,}3}. \qquad \text{(VI-84)}$$

Исследованиями установлено, что с увеличением скорости воздуха, проходящего через ребристый воздухоохладитель, величина $\alpha_р$ увеличивается, а отношение температурных напоров

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т}$$

уменьшается. С увеличением высоты ребра это отношение также уменьшается, но вместе с тем увеличивается поверхность оребрения. Таким образом, из изложенного следует, что произвольный выбор высоты ребра или скорости воздуха может привести к снижению технико-экономических показателей ребристых воздухоохладителей.

Оптимальное значение отношения

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т}$$

находится в пределах 0,7÷0,9.

Оптимальное отношение между скоростью воздуха и высотой ребра принимают:

при свободном движении воздуха из отношения

$$\frac{h}{2r} = 0{,}5 \div 0{,}4;$$

при вынужденном движении воздуха — по табл. 26.

Таблица 26

Скорость воздуха, *м/сек*	$\frac{h}{2r}$
5	0,4 —0,35
10	0,35—0,30
15	0,30—0,27
20	0,27—0,25

Ширину просвета между ребрами следует принимать с таким расчетом, чтобы она была больше удвоенной толщины пограничного слоя.

Известно, что чем больше скорость воздуха, тем меньше толщина пограничного слоя тепло- и влагообмена.

Следовательно, с увеличением скорости просвет между ребрами необходимо соответственно уменьшить. Из выражения VI-79 видно, что при меньшем просвете и коэффициент $\alpha_р$ будет меньше. Сохранение значения $\alpha_р$ за счет уменьшения высоты ребра приводит к уменьшению ребристой поверхности.

Практикой установлены следующие пределы оптимальных значений отношения

$$\frac{h}{l}=3\div 7.$$

Верхний предел (7) принимают при малых скоростях движения воздуха. Практически просвет между ребрами делают не менее 5 *мм*. Толщина ребра обычно находится в пределах 0,8—1,5 *мм* (в последнее время толщина ребер принимается значительно меньше, т. е. порядка 0,2÷0,4 *мм*).

Оптимальная толщина ребра определяется из соотношения

$$\delta=0{,}07r.$$

Необходимую поверхность ребристого воздухоохладителя можно найти по формуле

$$F=\frac{L[(I_н-I_к)-q]}{K\Delta t}\ [м^2]. \qquad \text{(VI-85)}$$

При температуре поверхности воздухоохладителя выше 0° величина q равна теплосодержанию выпавшего конденсата (имеющего температуру поверхности воздухоохладителя):

$$q=t_п(d_н-d_к)\,10^{-3}\ [ккал/кг\ сух.\ возд]. \qquad \text{(VI-86)}$$

При температуре поверхности ниже 0°

$$q=(0{,}5t_п-80)(d_н-d_к)\,10^{-3}\ [ккал/кг\ сух.\ возд]. \qquad \text{(VI-87)}$$

На рис. 90 изображен ребристый воздухоохладитель, состоящий из труб, центробежного вентилятора, электродвигателя и кожуха, в который заключены ребристые элементы.

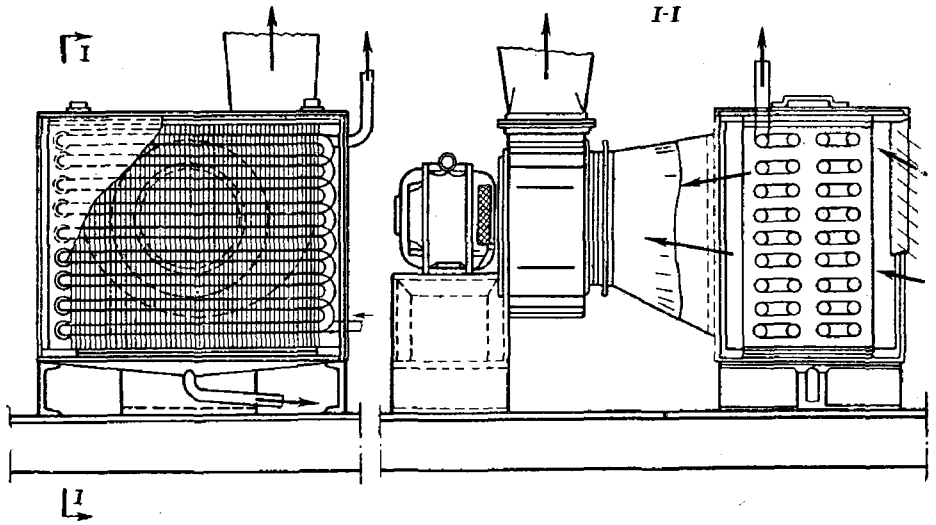


Рис. 90. Ребристый воздухоохладитель

В нижней части воздухоохладителя расположен поддон для сбора выпадающего конденсата, снабженный спускной трубкой для отвода конденсата в канализацию.

Скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя рекомендуется принимать не выше 6 *м/сек* во избежание уноса конденсата.

Пример. Рассчитать ребристый воздухоохладитель для охлаждения и осушения воздуха. Начальные параметры воздуха: $t_н=32°$, $\varphi_н=50\%$, $I_н=16{,}8$ *ккал/кг сух. возд*, $d_н=15$ *г/кг сух. возд.*

Конечные параметры воздуха: $t_н=20°$, $\varphi_к=95\%$, $I_к=13{,}4$ *ккал/кг сух. возд*, $d_к=14{,}4$ *г/кг сух. возд*. Количество охлаждаемого воздуха $L=22\,000$ *кг/ч*.

Решение. Принимаем ребристый воздухоохладитель с круглыми латунными ребрами. Высота ребра $h=10$ *мм*, толщина ребра $\delta=0{,}26$ *мм*. Трубки латунные диаметром 16/13 *мм*. Шаг навивки ребер $l=5$ *мм*. Расстояние между трубками $S_1=S_2=38$ *мм*. Поверхность ребер на 1 *пог. м* трубы составит:

$$F_р=0{,}462\ м^2/пог.\ м.$$

Поверхность 1 *м* самой трубы будет равна:

$$F_т=0{,}0441\ м^2/пог.\ м.$$

Полная наружная поверхность трубы длиной 1 *м* будет равна:

$$F=0{,}5061\ м^2/пог.\ м.$$

Проведя на $I-d$-диаграмме прямую через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздуха, до пересечения с кривой $\varphi=100\%$, находим среднюю температуру поверхности воздухоохладителя $t_п=19{,}2°$.

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, равно:

$$Q=22\,000\,(16{,}8-13{,}4)=74\,700\ ккал/ч.$$

Принимая скорость воздуха в просветах воздухоохладителя $v=6$ *м/сек*, вычислим значение критерия Рейнольдса.

Средняя температура воздуха, проходящего через воздухоохладитель, равна:

$$t_с=\frac{32+20}{2}=26°.$$

При этой температуре $\nu=15{,}44\cdot10^{-6}$, $\lambda=2{,}258\cdot10^{-2}$

$$Re=\frac{6\cdot0{,}016}{15{,}44\cdot10^{-6}}=6210.$$

При коридорном расположении труб $\alpha_н=\alpha_т$ вычисляем по формуле VI-66:

$$\alpha_т=0{,}21\frac{2{,}258\cdot10^{-2}}{0{,}016}\cdot6210^{0{,}65}=85{,}3\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Введя поправочный множитель 0,85 на число рядов, получим расчетное значение $\alpha_т$:

$$\alpha_т=0{,}85\cdot85{,}3=72{,}3\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Пользуясь формулой VI-79, находим значение коэффициента $\alpha_р$:

$$\alpha_р=72{,}3\left[1-0{,}25\left(\frac{0{,}01}{0{,}005}\right)^{0{,}5}\right]=46{,}6\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град.$$

Отношение разностей температур (степень эффективности ребра) будет равно:

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т} = \frac{\text{th}\,(mh')}{mh},$$

$$\rho = \frac{R}{r} = \frac{0{,}018}{0{,}008} = 2{,}25.$$

Для круглых ребер h' определяем по формуле VI-81:

$$h' = 0{,}01\,(1 + 0{,}35 \cdot 2{,}3 \cdot 0{,}353) = 0{,}01284;$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 46{,}6}{73 \cdot 0{,}00026}} = 70{,}3,$$

где 73 — коэффициент теплопроводности латуни.

$$mh' = 70{,}3 \cdot 0{,}01284 = 0{,}902;\ \text{th}\,(mh') = 0{,}7173.$$

$$\frac{t_{св} - t_р}{t_{св} - t_т} = \frac{0{,}7173}{0{,}902} = 0{,}794.$$

Далее определяем величину условной поверхности F_1 на 1 *м* длины трубы:

$$F_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}016 = 0{,}0502\ м^2/м.$$

Значение коэффициента влаговыпадения равно:

$$\xi = \frac{16{,}8 - 13{,}4}{0{,}24\,(32 - 20)} = 1{,}18.$$

Пользуясь формулами VI-76 и VI-77, находим:

$$\alpha_{нп} = 1{,}18 \cdot 46{,}6 \left(0{,}794\,\frac{0{,}462}{0{,}0502} + \frac{0{,}0441}{0{,}0502}\right) = 448\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Приравняв найденную с помощью $I - d$-диаграммы среднюю температуру поверхности воздухоохладителя $t_п = 19{,}2°$ средней температуре ребра, определим среднюю разность температур между воздухом и поверхностью ребер:

$$\Delta t_{ср} = t_{св} - t_п = \frac{32 + 20}{2} - 19{,}2 = 6{,}8°.$$

Перепад температур между воздухом и неоребренной поверхностью находим из соотношения (VI-80):

$$\frac{6{,}8}{t_{св} - t_т} = 0{,}794,\ \text{откуда}\ t_{св} - t_т = \frac{6{,}8}{0{,}794} = 8{,}55°.$$

Так как $t_{с.в} = 26°$, то $t_т = 26 - 8{,}55 = 17{,}45°$.

В качестве хладоносителя применяется вода, среднюю температуру которой принимают на 2° ниже температуры неоребренной поверхности, т. е.

$$t_{ср.в} = 17{,}45 - 2 = 15{,}45°.$$

Величину коэффициента теплообмена между внутренней поверхностью трубы и хладоносителем (водой) находим по формуле VI-68, принимая скорость воды в трубах $v_ж = 1{,}0$ *м/сек*.

Для теплоносителя воды при нагревании значение коэффициента A (см. табл. 25) равно:

$$A = 1190 + 21{,}36 \cdot t - 0{,}044t^2,$$

где

$$t = \frac{t_т + t_{ср.в}}{2} = \frac{17{,}45 + 15{,}45}{2} = 16{,}45°.$$

Отсюда

$$A = 1190 + 21{,}36 \cdot 16{,}45 - 0{,}044 \cdot 16{,}45 = 1523,$$

$$\alpha_в = 1523 \frac{1^{0,8}}{0{,}013^{0,2}} = 2293 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Значение коэффициента ψ в данном случае равно 1.

Пользуясь выражением (VI-73), находим значение коэффициента теплопередачи K:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{448} + \frac{1}{2293} \cdot \frac{0{,}016}{0{,}013}} = 361 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Так как $K\Delta t = \alpha_{нп}\ (t_{св} - t_т)$, находим величину перепада температур Δt между средней температурой воздуха и средней температурой охлаждающей воды:

$$\Delta t = \frac{448\,(26 - 17{,}45)}{361} = 10{,}61°.$$

Средняя температура охлаждающей воды будет равна:

$$t_{в.ср} = 26 - 10{,}61 = 15{,}39°.$$

Разность температур в этом случае составит:

$$t_т - t_{в.ср} = 17{,}45 - 15{,}39 = 2{,}06°.$$

Поскольку температурный перепад охлаждающей воды рекомендуется принимать в пределах 2—3°, то, приняв его равным 3°, найдем начальную температуру воды, поступающей в воздухоохладитель:

$$t_{нв} = 15{,}39 - \frac{3}{2} = 13{,}89°.$$

Расход воды в этом случае составит:

$$W = \frac{74\,700}{3} = 24\,850 \ кг/ч.$$

Необходимая общая условная поверхность воздухоохладителя:

$$F = \frac{74\,700}{361\,(26 - 15{,}39)} = 19{,}4 \ м^2.$$

Общая длина ребристых труб будет равна:

$$\sum l = \frac{19{,}4}{\pi \cdot 0{,}016} = 386 \ м.$$

При длине каждой трубы $l = 1{,}6$ м общее их число составит 240 шт.

Компоновку ребристого воздухоохладителя следует производить в соответствии с принятыми значениями скорости воздуха и скорости воды в трубках.

Если охлаждающая поверхность воздухоохладителя имеет температуру ниже 0°, то выделяющаяся из воздуха влага замерзает на ней в виде инея. Образующаяся при этом на трубах «снеговая шуба» ухудшает условия теплообмена вследствие уменьшения живого сечения для прохода воздуха. Во избежание этого при появлении «снеговой шубы» необходимо периодически оттаивать трубы, т. е. производить так называемую дефростацию кондиционера. Однако следует заметить, что в большинстве случаев в условиях комфортного кондиционирования трубы не обмерзают.

В тех случаях, когда все же приходится производить периодическую дефростацию кондиционера, этот процесс может быть автоматизирован. Для этой цели на выходе воздуха из кондиционера следует подвешивать легкую металлическую пластину, которая под действием скорости потока выходящего воздуха будет поддерживаться почти в горизонтальном положении. По мере образования «снеговой шубы» и соответствующего уменьшения скорости воздуха пластинка начинает опускаться вниз. С пластинкой соединен ртутный выключатель — меркоид, который при определенном угле поворота пластинки отключает кондиционер от источника холода. Теплый же воздух продолжает проходить через кондиционер, в результате чего в течение непродолжительного времени «снеговая шуба», образовавшаяся на трубах, тает, после чего дефростационный механизм снова открывает клапан подачи хладоносителя в кондиционер.

Рассмотренный выше метод целесообразно применять при расчете оригинальных конструкций ребристых поверхностных воздухоохладителей.

§ 8. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРЕБРЕННЫХ НЕОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Е. Е. КАРПИСА

В настоящее время в инженерной практике широко применяют типовые оребренные поверхностные воздухоохладители (см. рис. 63); технические характеристики некоторых из этих охладителей приведены в табл. 20.

Для расчета типовых поверхностных оребренных воздухоохладителей можно пользоваться методом, разработанным Е. Е. Карписом [Л. 2].

В 1961 г. Е. Е. Карпис на основании своих исследований установил расчетные зависимости для определения коэффициента полной теплопередачи типовых оребренных поверхностных воздухоохладителей и предложил метод расчета, основанный на использовании этих коэффициентов.

В этом методе необходимая поверхность теплообмена воздухоохладителя определяется по формуле

$$F = \frac{Q_{охл}}{K_п \Delta t_{сл}} \ [м^2], \qquad \text{(VI-88)}$$

где $Q_{охл} = L(I_н - I_к)$ — полное количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, *ккал/ч*;

$I_н$ и $I_к$ — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха, *ккал/кг сух. возд*;

L — количество обрабатываемого воздуха, *кг/ч*;

$K_п$ — коэффициент полной теплопередачи, *ккал/м² · ч · град*;

$\Delta t_{сл}$ — среднелогарифмическая разность температур, *град*.

Среднелогарифмическая разность температур между воздухом и водой определяется по формуле

$$\Delta t_{сл} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \eta \ [град]. \qquad \text{(VI-89)}$$

Значения $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ зависят от взаимного направления движения воздуха и хладоносителя (воды):

при перекрестно-параллельном токе

$$\Delta t_б = t_{сн} - t_{вн}; \qquad \text{(VI-90)}$$

$$\Delta t_м = t_{ск} - t_{вк}; \qquad \text{(VI-91)}$$

при перекрестно-противоточном движении воздуха и хладоносителя

$$\Delta t_б = t_{сн} - t_{вк}; \qquad \text{(VI-92)}$$

$$\Delta t_м = t_{ск} - t_{вн}, \qquad \text{(VI-93)}$$

где $t_{сн}$ и $t_{ск}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру, *град*;

$t_{вн}$ и $t_{вк}$ — начальная и конечная температуры воды, *град*.

По данным исследования автора описываемого метода конечную температуру хладоносителя (воды) рекомендуется принимать:

при перекрестно-параллельном движении воздуха и хладоносителя

$$t_{вк} \leqslant t_{рк} - 3 \ [град], \qquad \text{(VI-94)}$$

при перекрестно-противоточном движении их

$$t_{вк} \leqslant t_{рк} - 1 \ [град], \qquad \text{(VI-95)}$$

где $t_{рк}$ — температура точки росы конечного состояния воздуха, *град*.

Коэффициент η, входящий в формулу VI-89, учитывает влияние перекрестного движения воздуха и хладоносителя. Значения этого поправочного коэффициента находят по графику (рис. 91) в зависимости от значений безразмерных величин R и M, определяемых из выражений

$$R=\frac{t_{вк}-t_{вн}}{t_{сн}-t_{ск}};\quad M=\frac{t_{сн}-t_{ск}}{t_{сн}-t_{вн}}.$$

При числе рядов более 6 величину поправочного коэффициента, по данным Е. Е. Карписа, можно принимать равной 1,0.

Коэффициент полной теплопередачи $K_п$ определяют с помощью следующих эмпирических зависимостей [Л. 18].

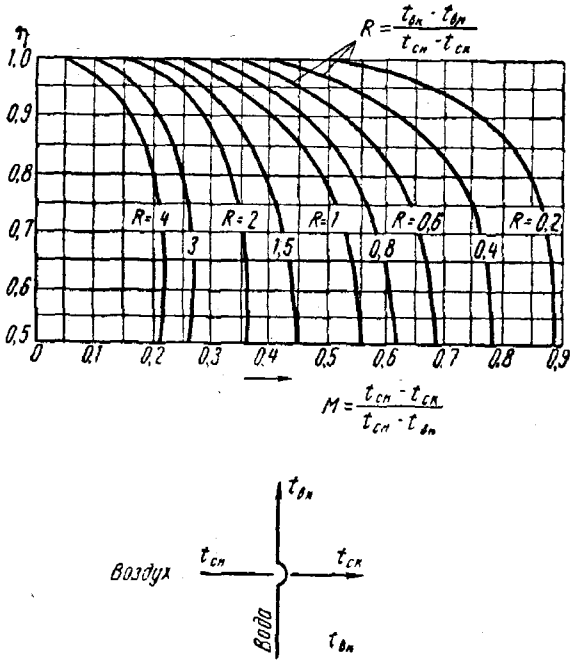


Рис. 91. График для определения поправочного коэффициента R при перекрестном токе воздуха и воды

Для процессов охлаждения при сохранении постоянного влагосодержания:

при числе рядов $z=4$

$$K_п=K_я=8{,}36\,(v\gamma)^{0{,}44}\,(w)^{0{,}18};\qquad \text{(VI-96)}$$

при числе рядов $z=8$

$$K_п=K_я=8{,}4\,(v\gamma)^{0{,}57}\,(w)^{0{,}13}.\qquad \text{(VI-97)}$$

Для процессов охлаждения и осушения воздуха:
при числе рядов $z=4$

$$K_{п}=8{,}82\,(v\gamma)^{0{,}29}(w)^{0{,}22}(\bar{T})^{-0{,}6}; \qquad \text{(VI-98)}$$

при числе рядов $z=8$

$$K_{п}=12{,}8\,(v\gamma)^{0{,}35}(w)^{0{,}25}(\bar{T})^{-0{,}38}, \qquad \text{(VI-99)}$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении поверхностного оребренного воздухоохладителя, *кг/м² · сек*;

w — скорость воды в трубках воздухоохладителя, *м/сек*;

$\bar{T}=\dfrac{t_{сн}-t_{мн}}{t_{сн}-t_{вн}}$ — температурный критерий, учитывающий влияние начальных параметров воздуха и воды;

$t_{сн}$ и $t_{мн}$ — начальные параметры воздуха по сухому и мокрому термометрам;

$t_{вн}$ — начальная температура воды, *град*.

Весовая скорость воздуха определяется по формуле

$$v\gamma=\frac{L}{f_{ж}\cdot 3600}\ [кг/м^2\cdot сек], \qquad \text{(VI-100)}$$

где L — количество обрабатываемого воздуха, *кг/ч*;

$f_{ж}$ — живое сечение воздухоохладителя для прохода воздуха, *м²*.

Скорость движения хладоносителя (воды) по трубкам воздухоохладителя определяют с помощью выражения

$$w=\frac{Q_{охл}}{\Delta t_{в}\cdot 1000\cdot 3600 f_{т}}\ [м/сек], \qquad \text{(VI-101)}$$

где $\Delta t_{в}$ — температурный перепад хладоносителя (принимаемый в в пределах $\Delta t_{в}=2$—$3°$);

$f_{т}$ — живое сечение трубок для прохода хладоносителя, *м²*.

Значение весовой скорости воздуха рекомендуется принимать в пределах от 3 до 6 *кг/м² · сек*, а величину скорости движения хладоносителя — от 0,5 до 1,5 *м/сек*.

Таким образом, зная величины $v\gamma$, w и $\bar{T}$, можно определить значение $K_{п}$, а затем по формуле VI-88 найти искомую величину F. По полученному значению F подбирают типовые секции воздухоохладителя, суммарную поверхность которых принимают с запасом в пределах 15—20%. Воздухоохладитель может составляться из секций одинаковой и различной рядности. Если воздухоохладитель составляют из нескольких типовых секций, то соединять их по хладоносителю рекомендуется последовательно, поскольку это позволяет увеличить $K_{п}$.

После подбора и компоновки типовых секций определяют гидравлическое сопротивление по воздуху.

Сопротивление алюминиевых поверхностных оребренных воздухоохладителей конструкции НИИ сантехники с гладкими ребрами, не имеющими гофр, определяют по формуле

$$\Delta h_1 = 0{,}062 z m (v\gamma)^{1{,}7} \ [кГ/м^2]. \qquad \text{(VI-102)}$$

Для стальных воздухоохладителей конструкции НИИ сантехники с навивными ребрами, имеющими гофры в месте примыкания ребер к трубам, гидравлическое сопротивление по воздуху определяют по выражению

$$\Delta h_2 = 0{,}11 z m (v\gamma)^{1{,}86} \ [кГ/м^2], \qquad \text{(VI-103)}$$

где z — число рядов, последовательно расположенных по ходу движения воздуха;

m — коэффициент, принимаемый для процессов охлаждения при постоянном влагосодержании, равным 1; для процессов охлаждения и осушения равным 1,5; при орошении равным 2.

Пример. Рассчитать поверхностный оребренный воздухоохладитель для охлаждения и осушения воздуха в количестве $L = 20\,000$ *кг/ч*. Начальное состояние воздуха определяется следующими параметрами: $t_{сн} = 30°$; $\varphi_н = 50\%$; $I_н = 15{,}5$ *ккал/кг сух. возд*; $d_н = 13{,}6$ *г/кг сух. возд*; $t_{рн} = 18{,}5°$; $t_{мн} = 21{,}9°$.

Конечное состояние воздуха должно характеризоваться параметрами: $t_{ск} = 15°$; $\varphi_к = 95\%$; $I_к = 9{,}8$ *ккал/кг сух. возд*; $d_к = 10{,}3$ *г/кг сух. возд*; $t_{рк} = 14{,}2°$; $t_{мк} = 14{,}5°$. В качестве хладоносителя принимается вода.

Решение. Предполагается к установке воздухоохладитель, состоящий из стальных типовых трех- и четырехрядных секций конструкции НИИ сантехники с номинальной производительностью 20 000 *м³/ч* (типа Кд2004т — 01г и Кд2004т — 02г).

Живое сечение для прохода воздуха $f_ж = 0{,}88$ *м²*, а для прохода воды $f_т = 0{,}00762$ *м²*. Соединять секции по воздуху и по воде предполагается последовательно.

Количество тепла, отводимого от воздуха, равно:

$$Q_{охл} = 20\,000\,(15{,}5 - 9{,}8) = 114\,000 \ ккал/ч.$$

Весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя:

$$v\gamma = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0{,}88} = 6{,}31 \ кг/м^2 \cdot сек.$$

Температурный перепад охлаждающей воды принимаем $\Delta t_в = 3°$, с учетом чего находим скорость движения воды в трубках воздухоохладителя

$$w = \frac{114\,000}{3 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}00762} = 1{,}39 \ м/сек.$$

Принимая перекрестно-противоточное движение воды и воздуха, по формуле VI-95 находим конечную температуру воды

$$t_{зк} < 14{,}2 - 1 = 13{,}2°.$$

Для дальнейшего расчета примем $t_{вк} = 13°$. Начальная температура воды в этом случае будет равна

$$t_{вн} = 13 - 3 = 10°.$$

Значение температурного критерия равно:

$$\overline{T} = \frac{30 - 21{,}9}{30 - 10} = 0{,}405.$$

Предполагая, что число рядов труб будет не менее 8, для определения коэффициента полной теплопередачи используем формулу VI-99:

$$K_{\text{п}} = 12{,}8 \cdot 6{,}31^{0{,}35} \cdot 1{,}39^{0{,}25} \cdot 0{,}405^{-0{,}38} = 37{,}1 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

Среднелогарифмическая разность температур согласно формуле VI-89 равна (при перекрестно-противоточном движении)

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{(30 - 13) - (15 - 10)}{2{,}3 \lg \frac{30 - 13}{15 - 10}} \cdot 1 = 9{,}8°.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя в данном случае составит:

$$F = \frac{114\,000}{37{,}1 \cdot 9{,}8} = 313{,}5 \ \textit{м}^2.$$

К установке принимаем одну трехрядную и две четырехрядные секции; общая поверхность их составит:

$$F_{\text{д}} = 100{,}9 + 2 \cdot 134{,}5 = 369{,}9 \ \textit{м}^2.$$

При этом запас получается равным 18%.

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя по воздуху будет равно:

$$\Delta h_2 = 0{,}11 \cdot 11 \cdot 1{,}5 \cdot 6{,}31^{1{,}86} = 55{,}4 \ \textit{кГ/м}^2.$$

Рассмотрим далее, как изменится поверхность теплообмена в том случае, если начальная температура воды была бы равна $t_{\text{вн}} = +5°$, а $t_{\text{вк}} = 5 + 3 = 8°$. В этом случае

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{(30 - 8) - (15 - 5)}{2{,}3 \lg \frac{30 - 8}{15 - 5}} \cdot 1 = 15{,}12°.$$

Температурный критерий будет равен:

$$\overline{T} = \frac{30 - 21{,}9}{30 - 5} = 0{,}336.$$

Коэффициент теплопередачи равен:

$$K_{\text{п}} = 12{,}8 \cdot 6{,}31^{0{,}35} \cdot 1{,}39^{0{,}25} \cdot 0{,}336^{-0{,}38} = 39{,}9 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя в этом случае составит:

$$F = \frac{114\,000}{39{,}9 \cdot 15{,}12} = 188{,}5 \ \textit{м}^2.$$

К установке принимаем одну трехрядную и одну четырехрядную секции, общая поверхность которых составляет:

$$F_{\text{д}} = 100{,}9 + 134{,}5 = 235{,}4 \ \textit{м}^2.$$

Запас поверхности теплообмена составляет 18%, что удовлетворяет условиям расчета.

§ 9. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

По сравнению с неорошаемыми поверхностными воздухоохладителями орошаемые аппараты (см. рис. 65) при относительно небольшом количестве разбрызгиваемой воды могут очищать воздух от пыли и частично удалять из воздуха неприятные запахи. Кроме того, орошение способствует интенсификации процесса тепло- и влагообмена и позволяет поддерживать необходимую влажность воздуха в помещениях в зимний период, когда поверхностные воздухоохладители работают на нагревание воздуха и орошаются нагретой водой.

Увеличение интенсивности тепло- и влагообмена в орошаемых воздухоохладителях в известной мере объясняется дополнительной поверхностью тепло- и влагообмена, создаваемой поверхностью капель разбрызгиваемой воды (которая при обработке экспериментальных данных в расчетную поверхность не входила).

Расчет поверхностных орошаемых воздухоохладителей производится по тому же методу, который был изложен выше (§ 8 гл. VI).

Отличие заключается лишь в том, что значения коэффициента полной теплопередачи определяют по специально полученным формулам:

при числе рядов $z=4$

$$K_п = 17{,}87\,(v\gamma)^{0,23} w^{0,37} \bar{T}^{-0,51} \quad [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]; \qquad \text{(VI-104)}$$

при числе рядов $z=8$

$$K_п = 13{,}8\,(v\gamma)^{0,41} w^{0,27} \bar{T}^{-0,38} \quad [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град]. \qquad \text{(VI-105)}$$

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя проходу воздуха определяется по формуле VI-103, в которой значение коэффициента m следует принимать равным 2.

Коэффициент орошения μ в этих установках принимают в пределах от 0,7 до 1. Следовательно, количество разбрызгиваемой воды будет составлять:

$$w = \mu L \quad [кг/ч]. \qquad \text{(VI-106)}$$

Пример. Рассчитать поверхностный орошаемый воздухоохладитель для охлаждения и осушения воздуха в количестве $L=20\,000$ *кг/ч*. Начальные и конечные параметры воздуха (см. пример в § 8 гл. VI).

Решение. К установке принимаем стальной поверхностный орошаемый воздухоохладитель из стальных труб конструкции НИИ сантехники номинальной производительностью 20 000 *м³/ч*. Расчетом определяется число секций, встраиваемых в камеру орошения.

Согласно решению примера (§ 8 гл. VI) имеем: $Q_{охл}=114\,000$ *ккал/ч*; $v\gamma=6{,}31$ *кг/м²·сек*; $w=1{,}39$ *м/сек*.

Начальную температуру охлаждающей воды принимаем равной $t_{вн}=5°$, а конечную $t_{вк}=8°$.

Значение температурного критерия будет равно:

$$\bar{T} = \frac{30-21{,}9}{30-5} = 0{,}336.$$

Пользуясь формулой VI-104 при $z=4$, вычисляем значение коэффициента полной теплопередачи

$$K_{\text{п}} = 17{,}87 \cdot 6{,}31^{0{,}23} \cdot 1{,}39^{0{,}37} \cdot 0{,}336^{-0{,}51} = 53{,}5 \ \textit{ккал/м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град}.$$

Поскольку число рядов менее 6, находим поправочный коэффициент к среднелогарифмической разности температур. Для этого вычисляем значения M и R:

$$M = \frac{30-15}{30-5} = 0{,}6; \quad R = \frac{8-5}{30-15} = 0{,}2.$$

По графику (рис. 91) получаем значение коэффициента $\eta=0{,}97$. В этом случае среднелогарифмическая разность температур будет равна:

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{(30-8)-(15-5)}{2{,}3 \lg \frac{30-8}{15-5}} \cdot 0{,}97 = 14{,}68°.$$

Необходимая поверхность теплообмена составит:

$$F = \frac{114000}{53{,}5 \cdot 14{,}68} = 145 \ \textit{м}^2.$$

К установке принимаем две трехрядные секции общей поверхностью $F_{\text{д}} = 2 \cdot 100{,}9 = 201{,}8 \ \textit{м}^2$.

Запас поверхности составляет 39%. Такой сравнительно большой запас объясняется ограниченной номенклатурой типовых секций.

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя по воздуху составит:

$$\Delta h_2 = 0{,}11 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 6{,}31^{1{,}86} = 40{,}7 \ \textit{кГ/м}^2.$$

Глава VII

НЕКОТОРЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

§ 1. СИСТЕМА ДОУВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА НЕПОСРЕДСТВЕННО В ПОМЕЩЕНИИ

Такие системы устраивают в ряде цехов многих текстильных предприятий, в которых требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха (55÷60% и более).

Наряду с адиабатическим увлажнением приточного воздуха в камере (центральном кондиционере) с помощью таких специальных систем производится дополнительное доувлажнение непосредственно в самих производственных помещениях.

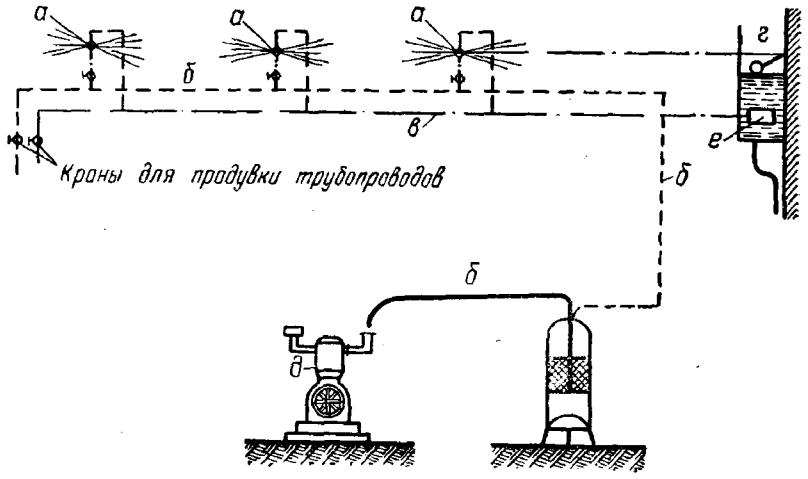


Рис. 92. Схема устройства системы доувлажнения с форсунками Зимина — Зотикова

Из центрального кондиционера приточный воздух при 90—95% относительной влажности подается в цех, в котором выделяется значительное количество явного тепла при весьма малом выделении влаги. Вследствие этого температура воздуха повышается, но вместе с тем относительная влажность падает ниже установленного технологическими требованиями предела.

Заданное значение относительной влажности поддерживают с помощью специальных форсунок, установленных непосредственно в цехе (обеспечивающих высокую дисперсность капель). Вода, разбрызгиваемая этими форсунками, полностью испаряется. При этом тепло, потребное для испарения воды, обеспечивается за счет из-

бытков явного тепла. Поэтому количество разбрызгиваемой воды системой доувлажнения должно быть равно количеству испаряющейся воды, потребной для повышения относительной влажности воздуха до заданного значения.

Наиболее часто применяют системы доувлажнения, распыляющие воду при помощи сжатого воздуха [см. Л. 44]. На рис. 92 изображена принципиальная схема такого устройства. Эта система состоит из форсунок (пульверизаторов) *а*, трубопровода *б* для подачи сжатого воздуха, трубопровода *в* для подачи воды к форсункам, бачка с шаровым краном *г* и сетчатого фильтра для воды *е*.

Для подачи сжатого воздуха в системе предусмотрен специальный воздушный компрессор *д*. Вода из водопровода поступает в бачок (обычно устанавливаемый на торцовой стене цеха), в котором с помощью шарового крана поддерживается постоянный уровень воды.

Для предотвращения вытекания воды из форсунок при каких-либо случайных перебоях с подачей сжатого воздуха уровень воды в бачке желательно обеспечивать несколько ниже выходного отверстия форсунок, однако он может быть и выше на 2—6 *см*.

От высоты расположения уровня воды зависит производительность форсунок, причем чем выше уровень воды, тем больше их производительность.

Разбрызгивание (пульверизация) воды форсунками происходит вследствие большой скорости выхода воздуха из кольцевой щели форсунок. Образующееся разрежение в устье ниппеля вызывает подсасывание воды к выходному отверстию, откуда она вместе с воздухом выходит в виде мельчайших капелек.

На рис. 93 изображена распространенная в последние годы форсунка РИД (конструкции А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова). Эта форсунка состоит из двух цилиндров *1* и *2*; первый цилиндр называется корпусом форсунки. В корпусе имеется три отверстия. Одно из них (диаметром 7 *мм*) предназначено для поступления воздуха; второе отверстие (диаметром 3 *мм*) служит для выхода воздуха, а в третье, имеющее диаметр 10 *мм*, входит цилиндр *2*.

Цилиндр *2* с одной стороны заканчивается ниппелем диаметром 2 *мм* с внутренним каналом 0,8—1,0 *мм*, а с другой стороны — специальным наконечником для шланга, по которому подводится вода.

Форсунки присоединяют к воздушной магистрали с помощью резьбы в нижней части корпуса. Ниппель, входя в отверстие корпуса, имеющее диаметр 3 *мм*, образует кольцевую щель, через которую с большой скоростью выходит сжатый воздух. Вследствие этого в устье ниппеля создается разрежение, за счет которого к ниппелю подсасывается вода и распыляется в виде мелких капель. Форсунки присоединяют к воздушной магистрали с помощью специальных переходных штуцеров.

Подавать воду к форсункам рекомендуется с некоторым небольшим напором. Форсунки РИД при расходе воздуха 4,3 $м^3/ч$ и давлении 1 *ати* имеют производительность, равную 3 *л/ч*.

Рассмотрим на $I-d$-диаграмме построение основных процессов доувлажнения воздуха.

Летний режим. Исходными данными для построения процесса летнего режима обычно являются расчетные параметры наружного воздуха $t_н$ и $\varphi_н$, заданные параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$ и угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon_п$ в помещении.

Пусть точка $Н$ (рис. 94) соответствует состоянию наружного воздуха, с которым он поступает в оросительную камеру централь-

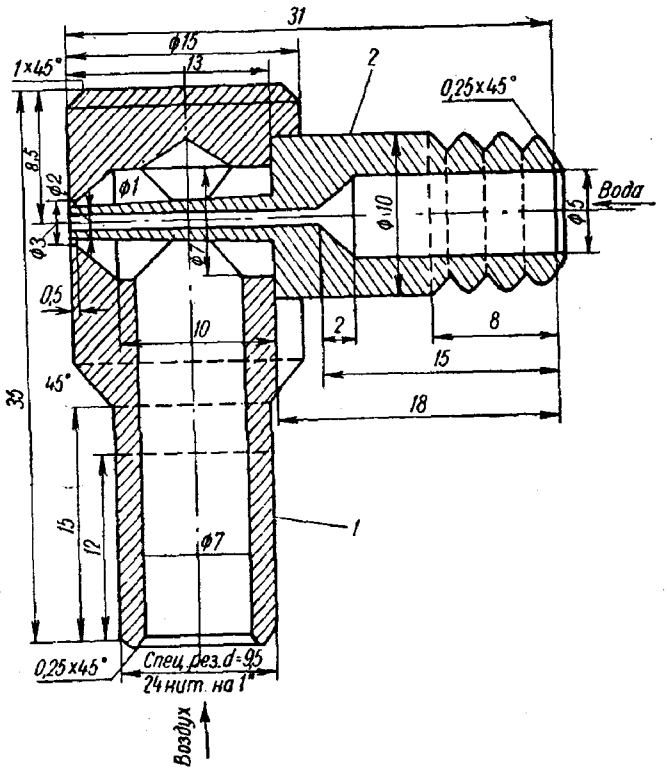


Рис. 93. Форсунка системы РИД

ного кондиционера, где воздух подвергается адиабатическому увлажнению (луч $Н-О$). В конце оросительной камеры воздух приобретает состояние, определяемое точкой $О$, с которым он поступает в вентилятор. Затем по воздуховоду обработанный воздух направляется в помещение. При прохождении через вентилятор и воздуховод температура воздуха повышается на 1—1,5°, приобретая при этом состояние, характеризуемое точкой $П$.

Точка $П$ характеризует состояние приточного воздуха, поступающего в помещение. Изменение состояния приточного воздуха под влиянием тепла и влаги, выделяющихся в помещении, будет характеризоваться лучом процесса, имеющим угловой коэффициент $\varepsilon_п$ и проходящим через точку $П$ (луч $ПВ'$).

Допустим, что точка B определяет заданные параметры воздуха в помещении. Проводя через эту точку луч адиабатического процесса доувлажнения воздуха $I_в$=const до пересечения с лучом процесса в помещении, получим вспомогательную точку B', параметры которой определяли бы состояние внутреннего воздуха, если бы доувлажнения в помещении не производилось.

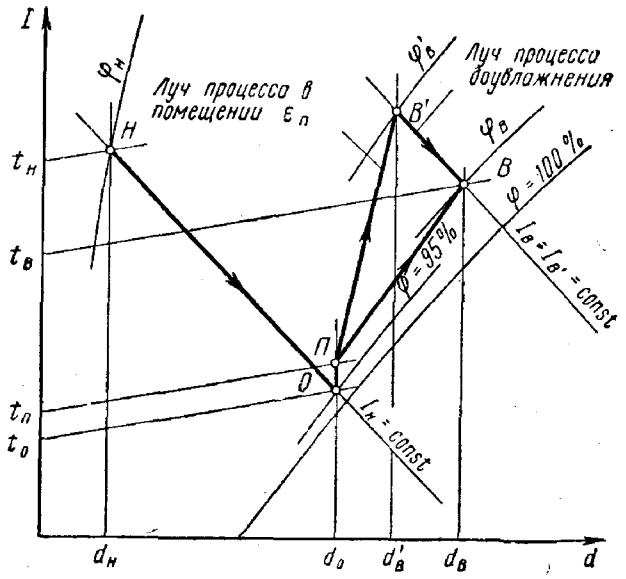


Рис. 94. Построение на $I-d$-диаграмме процесса летнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только камера орошения)

Следует заметить, что температура водопроводной воды, разбрызгиваемой системой доувлажнения, обычно близка к температуре мокрого термометра, вследствие чего процесс доувлажнения без особой погрешности можно считать протекающим адиабатически.

На основании сделанного построения количество вентиляционного воздуха должно быть равно:

$$L_o = \frac{W + \Sigma G}{d_{в'} - d_п} \cdot 1000 = \frac{\Sigma Q}{I_{в'} - I_п} = \frac{\Sigma Q}{I_в - I_п}, \qquad \text{(VII-1)}$$

где $W+\Sigma G$ — влаговыделения в помещении (сумма $W+\Sigma G$ не учитывает поступления в воздух помещения влаги от доувлажнительной установки);

ΣQ — полное количество тепла, поступающего в воздух.

В результате адиабатического процесса испарения воды, разбрызгиваемой в помещении, действительное состояние воздуха будет соответствовать параметрам точки B. При этом линия $ПВ$ бу-

дет являться лучом действительного изменения состояния воздуха в помещении, учитывающим как тепло и влагу, выделяющиеся в помещении, так и поступление влаги в воздух вследствие распыления воды системой доувлажнения.

Количество разбрызгиваемой (испаряющейся) воды системой доувлажнения равно:

$$W_д = L_о (d_в - d_{в'}) 10^{-3}. \qquad \text{(VII-2)}$$

Величина $W_д$ является расчетной для системы доувлажнения.

Количество испаряющейся воды в оросительной камере центрального кондиционера определится из формулы

$$W_к = L_о (d_о - d_н) 10^{-3}. \qquad \text{(VII-3)}$$

Зимний режим. Исходными данными для построения процесса зимнего режима являются расчетные параметры наружного воздуха $t_н$ и $\varphi_н$, параметры внутреннего воздуха $t_в$ и и $\varphi_в$, общее количество вентиляционного воздуха $L_о$ (полученное на основании расчета летнего режима), количество наружного воздуха $L_н$ и угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п$.

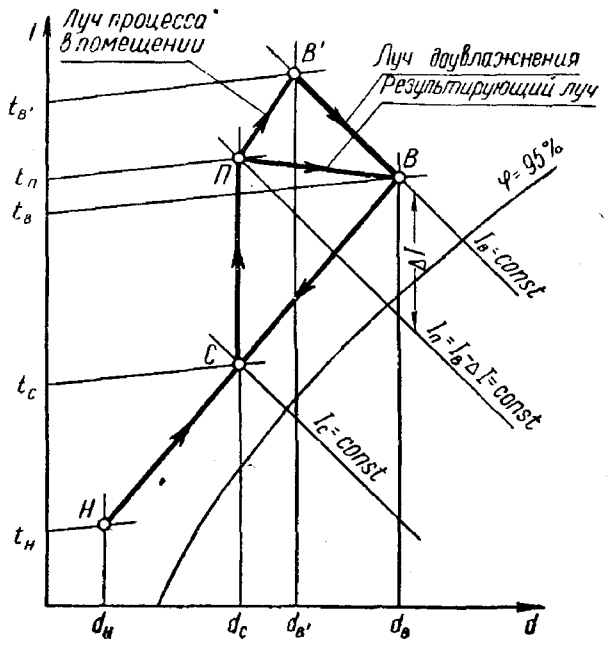


Рис. 95. Построение на $I-d$-диаграмме процесса зимнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только калорифер второго подогрева)

Так как в зимнее время экономически целесообразно применять рециркуляцию, построение процесса зимнего режима производят с учетом ее применения.

Количество наружного воздуха, которое должно отвечать требованиям санитарных норм, для условий текстильных предприятий обычно составляет 10—20% от $L_о$.

Если точки H и B (рис. 95), соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха, соединить прямой, то эта прямая будет являться линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Положение точки смеси C на этой прямой можно определить из пропорции

$$\frac{L_о}{HB} = \frac{L_н}{CB},$$

откуда

$$CB = HB\frac{L_н}{L_о}.$$

Отложив от точки B отрезок BC, найдем положение искомой точки C.

Ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу равна:

$$\Delta I = \frac{\sum Q}{L_о}.$$

Следовательно, необходимое теплосодержание приточного воздуха будет равно:

$$I_п = I_в - \Delta I.$$

Проведя через точку C луч подогрева ($\varepsilon = +\infty$) до пересечения с адиабатой $I_п$, получим точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха (смеси) после подогрева его в калорифере. С этим состоянием воздух поступает в помещение. Через точку $П$ проводим луч процесса в помещении, а через точку B — луч адиабатического процесса доувлажнения воздуха до их взаимного пересечения в точке B' (аналогичной по своему физическому смыслу точке B' в процессе летнего режима).

На этом построение процесса зимнего режима заканчивается. Из анализа произведенного построения видно, что в зимнее время при данной схеме обработки воздуха в центральном кондиционере производится смешивание наружного и рециркуляционного воздуха с последующим подогревом смеси. После подогрева смесь направляется в помещение, в котором поддержание заданной влажности воздуха обеспечивается с помощью системы доувлажнения.

Расчетное количество воды для системы доувлажнения составляет:

$$W_д = L_о(d_в - d_{в'})\,10^{-3}\ [кг/ч].$$

Расход тепла на подогрев смеси воздуха в центральном кондиционере равен:

$$Q = L_о(I_п - I_с)\ [ккал/ч].$$

Рассмотрим второй вариант построения процесса зимнего режима, в котором, в отличие от предыдущего случая, включается в работу оросительная камера центрального кондиционера, а калорифер выключается. Исходные данные для этого варианта те же, что и в предыдущем случае.

При наличии значительного количества явного тепла, выделяющегося в цехах текстильной промышленности, количество наружного воздуха получается больше санитарной нормы. При этом подогрев его происходит только за счет тепла рециркуляционного воздуха.

Ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу

$$\Delta I = \frac{\sum Q}{L_0}.$$

Следовательно, теплосодержание приточного воздуха должно быть равно

$$I_0 = I_в - \Delta I.$$

Точки B и H, соответствующие состоянию внутреннего и наружного воздуха (рис. 96), соединяют прямой. Точка C пересечения

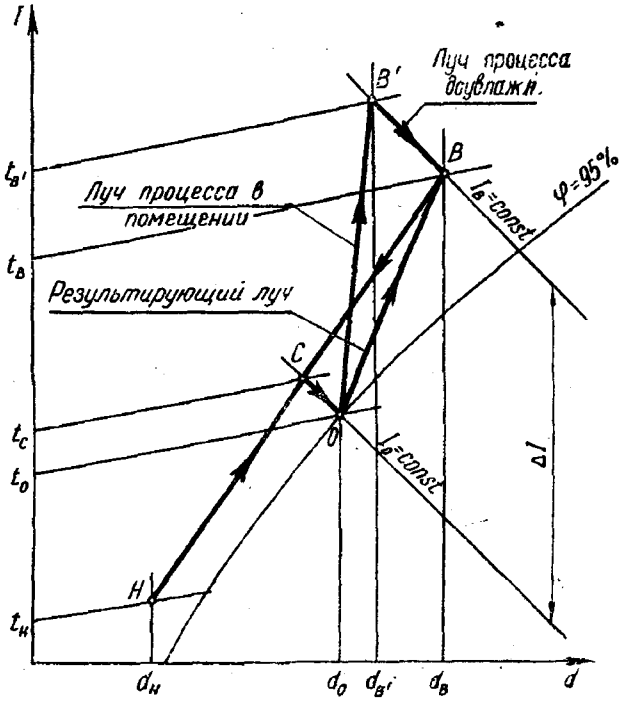


Рис. 96. Построение на $I-d$-диаграмме процесса зимнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только камера орошения)

адиабаты I_0 с прямой смеси HB определяет состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед поступлением его в дождевое пространство центрального кондиционера.

Если известно положение точки C и общее количество воздуха L_0 на основании расчета летнего режима, то по этим данным можно найти количество наружного воздуха:

$$\frac{L_0}{HB} = \frac{L_н}{CB},$$

откуда

$$L_н = L_о \frac{CB}{HB}.$$

Выше было сказано, что обычно количество наружного воздуха получается больше, чем это необходимо по санитарным нормам. В противном случае следует использовать предыдущую схему обработки воздуха.

Если же полученная величина $L_н$ удовлетворяет требованиям норм, то дальнейшее построение производят следующим образом. Через точку C проводят луч адиабатического процесса увлажнения $I_о = \text{const}$ (в центральном кондиционере) до пересечения с кривой $\varphi = 90 \div 95\%$. Точка O в этом случае будет характеризовать состояние воздуха, покидающего оросительную камеру. С этим состоянием приточный воздух поступает в помещение, в котором изменение его состояния изображается лучом, проведенным через точку O до пересечения с адиабатой $I_в$, проходящей через точку B. Линия $B' - B$ будет лучом процесса доувлажнения в помещении.

В соответствии с описанным построением количество испаряющейся влаги в оросительной камере центрального кондиционера равно:

$$W_к = L_о (d_о - d_с)\, 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Количество воды, разбрызгиваемой системой доувлажнения, составляет:

$$W_н = L_о (d_в - d_{в'})\, 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Во избежание образования конденсата на поверхности труб, подводящих воду к форсункам, разбрызгиваемую воду подогревают до 20—30°.

§ 2. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ПАРОМ

Пар для увлажнения воздуха применяют редко вследствие неприятного запаха, свойственного пару, поступающему из котла. Кроме того, при обработке воздуха паром несколько повышается температура обрабатываемого воздуха, что нежелательно, особенно в летнее время.

Практически для увлажнения воздуха можно применять пар на складах хлопка и бумаги, вискозных фабриках, в технологических камерах увлажнения и фиксации и в некоторых других случаях.

Увлажнять воздух паром можно путем подмешивания его к увлажняемому воздуху в вентиляционной или технологической камере или непосредственно в помещении (склады и т. п.), в котором требуется поддерживать определенную влажность воздуха.

Выражение углового коэффициента луча процесса увлажнения воздуха паром можно получить на основании балансов тепла и влаги. Допустим, что начальные параметры воздуха I_1 и d_1; пара-

метры воздуха после увлажнения его паром I_2 и d_2; количество увлажняемого воздуха L; количество пара, поступившего в воздух, G с теплосодержанием $i_п$.

Выражения баланса тепла и баланса влаги будут иметь вид:

$$LI_2 = LI_1 + Gi_п; \qquad (а)$$

$$L\frac{d_2}{1000} = L\frac{d_1}{1000} + G. \qquad (б)$$

Разделив уравнение (а) на (б) и произведя сокращения, получим выражение углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_п.$$

Это равенство показывает, что чем больше теплосодержание пара, тем больше будет отклоняться луч процесса от изотермы в сторону повышения температуры.

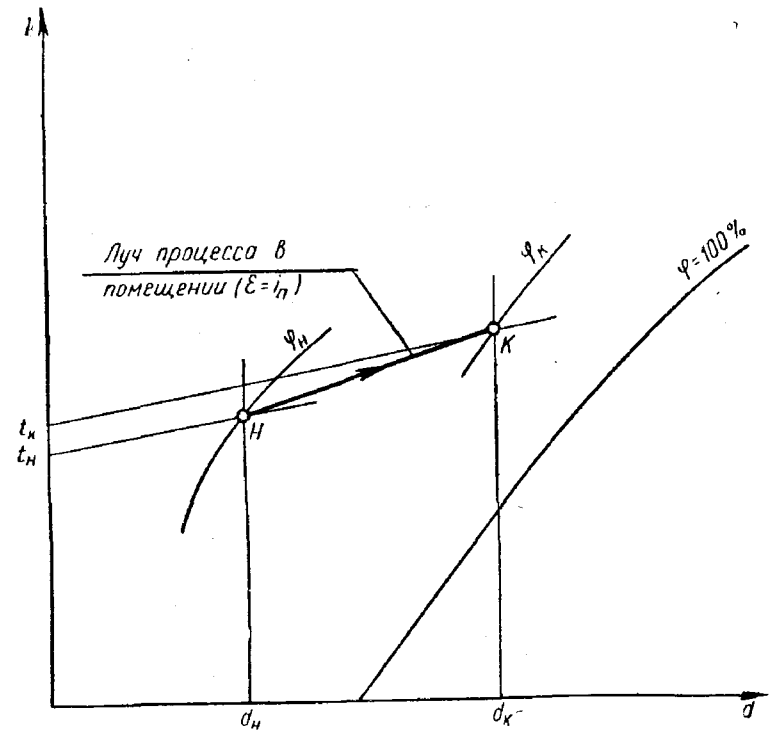


Рис. 97. Построение на $I-d$-диаграмме процесса увлажнения воздуха паром

Рассмотрим построение в $I-d$-диаграмме процесса увлажнения воздуха паром.

Исходными данными являются начальные параметры обрабатываемого воздуха $t_н$ и $\varphi_н$, конечные параметры обрабатываемого

воздуха задаются значением $\varphi_к$ или $d_к$, что же касается температуры, то точное поддержание какой-либо заданной температуры здесь невозможно. Конечная температура воздуха в этом случае всегда будет несколько выше начальной вследствие нагревания воздуха паром.

Допустим, что в соответствии с технологическими требованиями необходимо увлажнить L *кг* воздуха. Теплосодержание подмешиваемого к воздуху пара $i_п$. Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$-диаграмму точки H (рис. 97), соответствующей начальному состоянию воздуха, через которую проводят луч процесса HK, имеющий значение углового коэффициента, равное $i_п$. Точка K пересечения этого луча с кривой $\varphi_к$ или с линией $d_к=\text{const}$ характеризует состояние воздуха после его увлажнения паром.

Количество пара, потребное для увлажнения воздуха, равно:

$$G=L(d_к-d_н)\,10^{-3}\ [кг/ч].$$

В заключение заметим, что применением перегретого пара для увлажнения можно значительно повысить температуру воздуха.

Практически устройство для увлажнения паром можно выполнить из перфорированных труб, с помощью которых пар подается в камеру или непосредственно в помещение, в котором необходимо увлажнить воздух.

Одним из основных недостатков этого способа увлажнения является трудность регулирования количества подмешиваемого к воздуху пара. Двухпозиционное регулирование в некоторой мере облегчает эти затруднения.

§ 3. ПРОЦЕСС ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДОЙ

В некоторых случаях для снижения температуры воздуха можно пользоваться перегретой водой.

Принцип такого «охлаждения» воздуха основан на эффекте парообразования распыляемой перегретой воды.

Охлаждения воздуха в этом случае не происходит, так как конечное теплосодержание воздуха выше начального. Поэтому под охлаждением надо понимать некоторое снижение температуры воздуха, происходящее в процессе его обработки перегретой водой.

Известно, что если воду, имеющую температуру выше 100° (и следовательно, находящуюся под соответствующим давлением), выпускать в пространство с атмосферным давлением, то значительная часть ее немедленно превратится в пар.

Исследования показали, что расход тепла на парообразование оказывается больше количества тепла, которое может выделить разбрызгиваемая вода, а все недостающее тепло отнимается от окружающего воздуха, вследствие чего температура его понижается.

Опытом установлено, что при разбрызгивании перегретой воды с температурой 130° (при давлении 3 *ата*) испаряется 50% ее ко-

личества. Следовательно, количество явного тепла, отнимаемого от воздуха 1 *кг* распыляемой воды, будет равно:

$$Q' = 585 \cdot 0{,}5 - (130 - t_к) = 162{,}5 + t_к, \qquad \text{(VII-4)}$$

где 585 — теплота испарения при температуре 20°;

$t_к$ — конечная температура воздуха.

Если заданы начальная и конечная температуры охлаждаемого воздуха и его количество, то расход перегретой воды можно определить из выражения

$$W_р = \frac{Lc(t_н - t_к)}{162{,}5 + t_к} \ [л/ч], \qquad \text{(VII-5)}$$

где L — количество обрабатываемого воздуха, *кг/ч*;

c — теплоемкость воздуха, *ккал/кг · град*;

$t_н$ — начальная температура воздуха, *град*.

Чтобы вывести выражение углового коэффициента луча, характеризующего рассматриваемый процесс, составим балансы по теплу и влаге применительно к температуре перегретой воды 130°:

$$LI_2 = LI_1 + W_{исп} t_к + W_р (130 - t_к) = LI_1 + W_р (130 - 0{,}5 t_к) \qquad \text{(а)}$$

и

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + W_{исп} = L \frac{d_1}{1000} + 0{,}5 W_р, \qquad \text{(б)}$$

где $W_{исп}$ — количество испаряющейся воды, которое принимается (при температуре воды 130°) равным 0,5 $W_р$;

I_1, d_1 и I_2, d_2 — начальные и конечные параметры воздуха.

Разделив выражение (а) на выражение (б), получим искомое выражение углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{(d_2 - d_1)\,0{,}001} = 260 - t_к. \qquad \text{(VII-6)}$$

Если обозначить через t_w начальную температуру воды, а через m — отношение количества испаряющейся воды к разбрызгиваемой, то выражения (а) и (б) можно переписать в следующем виде:

$$LI_2 = LI_1 + W_р (t_w - t_к + m t_к); \qquad \text{(а')}$$

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + m W_р. \qquad \text{(б')}$$

Разделив выражение (а') на выражение (б'), получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{t_w + t_к (1 - m)}{m}. \qquad \text{(VII-7)}$$

Построение процесса на $I - d$-диаграмме начинают от точки I (рис. 98), параметры которой соответствуют начальному состоянию

воздуха. Через эту точку проводят луч рассматриваемого процесса с угловым коэффициентом, найденным из выражения (VII-7). Конечное состояние воздуха определяется параметрами точки 2 пересечения этого луча с заданной изотермой конечного состояния «охлаждаемого» воздуха.

Применяя этот метод снижения температуры воздуха, следует иметь в виду, что количество испаряющейся влаги не может быть больше количества влаги, которое может воспринять воздух при конечной его температуре (и $\varphi = 100\%$), т. е.

$$d_2 \leqslant d_1 + \frac{W_{\text{исп}}}{L} 10^3,$$

или, заменив $W_{\text{исп}}$ через $W_{\text{р}}$ и воспользовавшись выражением (VII-5), получим:

$$d_2 \leqslant d_1 + \frac{0{,}5c\,(t_{\text{н}} - t_{\text{к}})}{162{,}5 - t_{\text{к}}}.$$

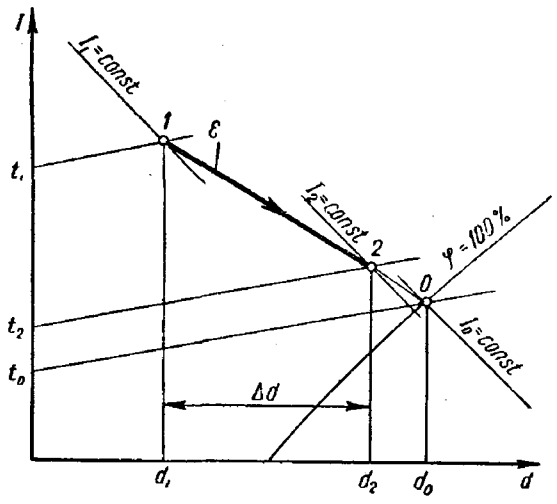


Рис. 98. Построение на $I-d$-диаграмме процесса обработки воздуха разбрызгиваемой перегретой водой

Все сказанное относится только к воде с начальной температурой, равной 130°, т. е. той, для которой имеются опытные данные.

§ 4. ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ (ПРЯМОЕ И КОСВЕННОЕ) ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Такой способ обработки воздуха был разработан О. Я. Кокориным [Л. 19].

Сущность двухступенчатого испарительного охлаждения заключается в том, что обрабатываемый воздух вначале поступает в первую ступень охлаждения, которой является поверхностный ребристый воздухоохладитель, а затем в форсуночную камеру. Охлаждение воздуха в ребристом воздухоохладителе происходит при постоянном влагосодержании. Охлаждение воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, происходит с помощью градирни, роль которой обычно выполняет форсуночная камера, работающая на наружном воздухе.

Форсуночная камера является второй ступенью охлаждения, в которой происходит дальнейшее снижение температуры при сохранении постоянного теплосодержания.

Если состояние наружного воздуха определяется точкой H (рис. 99), то луч HK характеризует процесс охлаждения наружного

воздуха в первой ступени (в поверхностном воздухоохладителе). С состоянием, характеризуемым точкой K, воздух поступает во вторую ступень (форсуночную камеру), в которой в результате адиабатического процесса принимает состояние, соответствующее точке O_2.

Таким образом, обрабатываемый воздух снижает свою температуру в первой и второй ступенях охлаждения на величину $(t_н - t_{02})$.

Если для снижения температуры обрабатываемого воздуха использовать только прямое испарительное охлаждение (адиабатический процесс), то при том же начальном состоянии воздуха процесс протекал бы по линии $I_н = \text{const}$, а конечное состояние обрабатываемого воздуха определялось бы точкой O_1, т. е. имело бы более высокое значение температуры и влагосодержания.

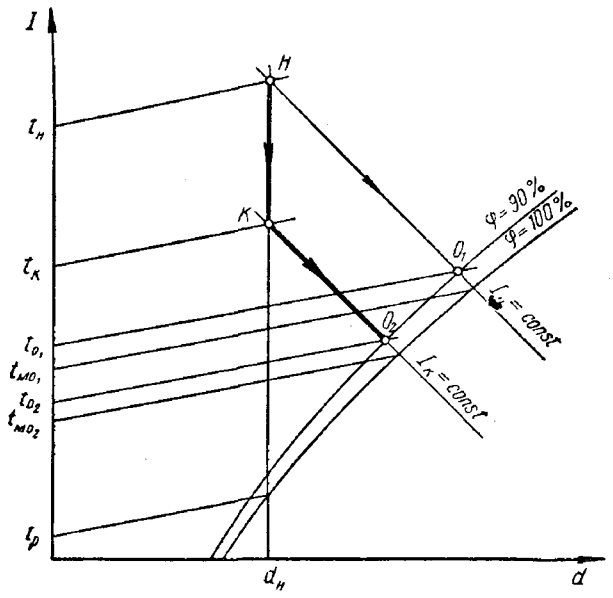


Рис. 99. Построение на $I-d$-диаграмме процесса прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха

Сравнивая оба случая охлаждения, можно сделать следующий вывод: при применении двухступенчатого испарительного охлаждения достигается более низкая температура при более низком влагосодержании, чем при прямом испарительном охлаждении, при котором теоретическим пределом снижения температуры является температура мокрого термометра.

Следует заметить, что установки двухступенчатого охлаждения воздуха целесообразно использовать в районах с сухим и жарким климатом, в районах же с повышенной влажностью наружного воздуха этот способ обработки воздуха применять не следует.

На рис. 100 изображена принципиальная схема установки двухступенчатого охлаждения воздуха. В этой установке используются типовые секции поверхностных оребренных воздухоохладителей и типовые форсуночные камеры.

Как видно из рисунка, установка состоит из основного и вспомогательного кондиционеров. В основном кондиционере производится косвенное и прямое испарительное охлаждение воздуха, подаваемого в помещение. Во вспомогательном кондиционере (форсуночной камере-градирне) происходит испарительное охлаждение

воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель основного кондиционера.

Подлежащий обработке наружный воздух поступает в основной кондиционер через утепленный клапан *1*, управление которым сблокировано с пусковым устройством вентилятора. Далее воздух проходит через масляный самоочищающийся фильтр *2* и затем поступает в первую ступень охлаждения — поверхностный воздухоохладитель *3*, в котором он охлаждается при постоянном влагосо-

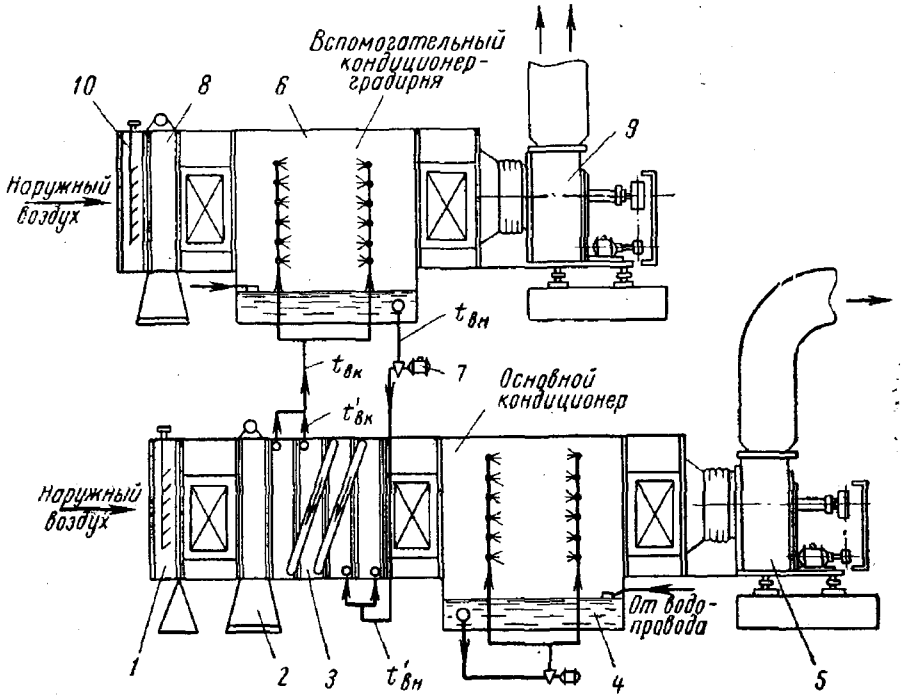


Рис. 100. Принципиальная схема кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения, собранного из типовых секций центральных кондиционеров

держании; затем воздух направляется во вторую ступень испарительного охлаждения — форсуночную камеру *4*, работающую на адиабатическом режиме. В этой камере воздух, кроме снижения температуры, увлажняется. Далее обрабатываемый воздух с помощью вентилятора *5* направляется в кондиционируемое помещение.

Выше было сказано, что охлаждение воды, нагревшейся в первой ступени *3* основного кондиционера, производится во вспомогательном кондиционере. Нагревшаяся в поверхностном воздухоохладителе вода направляется к форсункам, установленным в форсуночной камере *6*, с помощью которых она распыляется и, контактируя с воздухом, проходящим через камеру, охлаждается за счет испарительного процесса. После этого вода, выпадая в поддон камеры, приобретает начальную температуру, с которой она с по-

мощью насоса *7* вновь направляется в поверхностный воздухоохладитель *3* основного кондиционера, и цикл повторяется вновь.

Наружный воздух, необходимый для испарительного охлаждения воды, поступает через утепленный клапан *10* вспомогательного кондиционера, после чего направляется в масляный самоочищающийся фильтр *8* и затем поступает в форсуночную камеру. Увлажняясь в ней, он понижает свою температуру, так как часть явного тепла, необходимого для испарения охлаждаемой воды частично отнимается от воздуха. Поскольку температура воздуха в этом случае оказывается ниже, чем у наружного (в летний период), после форсуночной камеры этот воздух можно использовать для вентиляции помещений второстепенного назначения. В некоторых случаях этот воздух с помощью вентилятора *9* направляют в чердачное пространство в целях охлаждения ограждающих строительных конструкций. Последнее позволяет снизить температуру в кондиционируемых помещениях.

Ниже рассмотрен метод расчета двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха в летнее время.

За исходные данные для построения процесса на $I-d$-диаграмме приняты параметры наружного воздуха $t_н$ и $\varphi_н$, параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$, а также угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{пл}=\dfrac{\sum Q_п}{W+\sum G}$.

Построение начинают с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. 101) точки B, соответствующей состоянию воздуха в помещении. От точки B по линии $d_в=\text{const}$ откладывают в масштабе температур отрезок BB', соответствующий 1 — 1,5° (нагревание приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах), и через точку B' проводят луч процесса в помещении до пересечения с кривой $\varphi=90\%$. Точка их пересечения O должна определять конечное состояние воздуха, выходящего из форсуночной камеры основного кондиционера. Далее через точку B проводят луч процесса в помещении, а через точку O — линию $d_0=\text{const}$. Точка их пересечения $П$ в данном случае должна характеризовать состояние приточного воздуха, а луч $ОП$ — нагрев приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

Через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, проводится луч охлаждения наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе первой ступени основного кондиционера, а через точку O — луч $I_0=\text{const}$, характеризующий обработку воздуха во второй ступени (форсуночной камере, работающей на адиабатическом режиме) основного кондиционера.

На основании сделанного построения можно определить количество вентиляционного воздуха, подлежащего обработке в основном кондиционере:

$$L=\frac{\sum Q_п}{I_в-I_п}\ [кг/ч]. \qquad \text{(VII-8)}$$

Количество явного тепла, отводимого от воздуха в поверхностном воздухоохладителе, составит:

$$Q_{\text{п}}=Q_{\text{я}}=L(I_{\text{н}}-I_{\text{к}})=Lc(t_{\text{н}}-t_{\text{к}})\ \ [ккал/ч], \qquad \text{(VII-9)}$$

где $t_{\text{к}}$ и $I_{\text{к}}$ — конечная температура и теплосодержание воздуха, выходящего из первой ступени охлаждения;

$t_{\text{н}}$ и $I_{\text{н}}$ — начальная температура и теплосодержание воздуха.

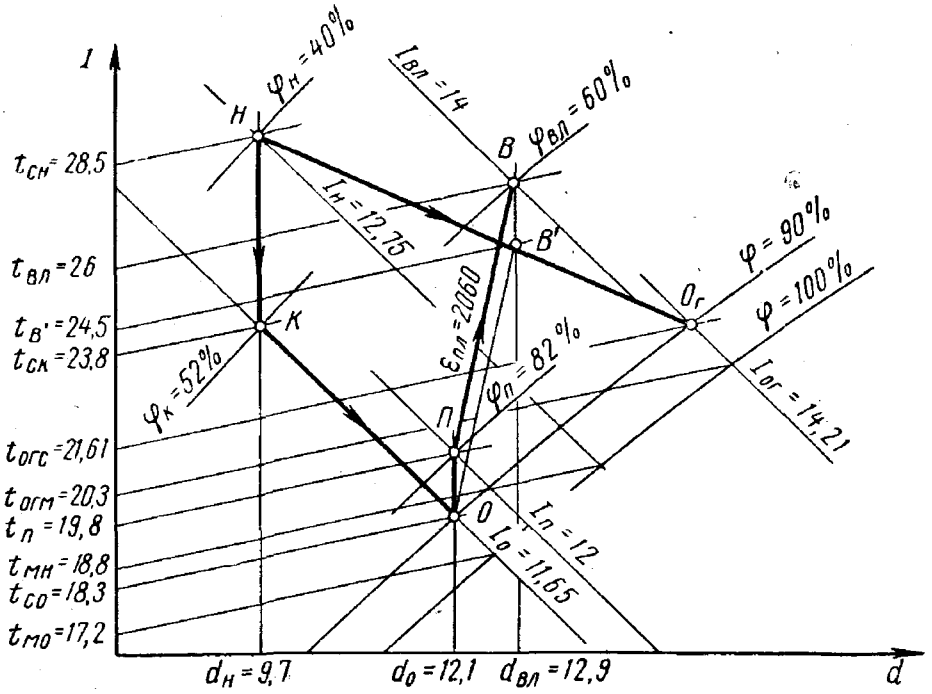


Рис. 101. Построение процесса обработки воздуха при применении двухступенчатого (прямого и косвенного) испарительного охлаждения

Для расчета поверхностного воздухоохладителя необходимо знать начальную температуру охлаждающей воды, значение которой зависит от коэффициента эффективности испарительного охлаждения воды во вспомогательном кондиционере:

$$E_w=\frac{t_{\text{вк}}-t_{\text{вн}}}{t_{\text{вн}}-t_{\text{мн}}}, \qquad \text{(VII-10)}$$

где $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$ — начальная и конечная температура охлаждаемой воды, *град*;

$t_{\text{мн}}$ — начальная температура воздуха по мокрому термометру, *град*.

Согласно некоторым опытным данным, при использовании типовых двухрядных форсуночных камер для испарительного охлаждения воды значение E_w можно принимать в пределах $E_w=0{,}45$—$0{,}55$

при номинальных скоростях воздуха в дождевом пространстве камеры и коэффициенте орошения $\mu_г$, величина которого связана с коэффициентом E_w зависимостью

$$\mu_г^{-0,41} = \frac{E_w}{0,064 t_{вк}^{0,22} t_{мн}^{0,4}}. \qquad \text{(VII-11)}$$

Решив выражение VII-10 относительно $t_{вн}$, получим:

$$t_{вн} = t_{вк} - E_w (t_{вк} - t_{мн}). \qquad \text{(VII-12)}$$

Конечную температуру воды $t_{вк}$, поступающей из поверхностного воздухоохладителя в кондиционер-градирню, можно определить из условия, что нагревание воды в поверхностном воздухоохладителе принимают в пределах $\Delta t_в = 2 \div 3°$. Кроме того, при проходе воды через насос, а также в некоторой незначительной степени за счет теплопередачи через стенки труб вода еще повышает свою температуру примерно на 0,4°. В этом случае конечную температуру воды можно выразить следующим образом:

$$t_{вк} = t_{вн} + \Delta t_в + 0,4. \qquad \text{(VII-13)}$$

Подставив $t_{вк}$ из выражения VII-13 в выражение VII-12, получим окончательный вид формулы для определения начальной температуры воды:

$$t_{вн} = \frac{(1 - E_w)(\Delta t_в + 0,4) + E_w t_{мн}}{E_w}. \qquad \text{(VII-14)}$$

Если задаться значением $\Delta t_в$ и E_w в указанных выше пределах, то с помощью выражения VII-14 можно найти значение $t_{вн}$. Однако при этом надо иметь в виду, что принятое значение E_w и известные значения $t_{вк}$ и $t_{мн}$ обусловливают вполне определенную величину коэффициента орошения $\mu_г$ в соответствии с выражением VII-11, на основании которого можно определить искомое значение $\mu_г$.

Для расчета поверхностного воздухоохладителя необходимо знать количество охлаждающей воды, которое при ранее принятом значении $\Delta t_в$ легко может быть найдено из выражения

$$W = \frac{Q_н}{\Delta t_в} \; [кг/ч]. \qquad \text{(VII-15)}$$

Так как вода в трубопроводе и насосе нагревается примерно на 0,4° (перед поступлением из поддона в поверхностный воздухоохладитель на 0,2° и также на 0,2° по пути от поверхностного воздухоохладителя до форсунок), то с достаточной для расчетов точностью можно считать, что температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, будет равна:

$$t'_{вн} = t_{вн} + 0,2°, \qquad \text{(VII-16)}$$

а температура воды, выходящей из поверхностного воздухоохладителя:

$$t'_{вк} = t'_{вн} + \Delta t_в. \qquad \text{(VII-17)}$$

Таким образом, все необходимые данные, а именно: L, $t_{вн}'$, $t_{вк}'$, $t_{сн}$, $t_{ск}$, $Q_п$ и W, получены и, следовательно, можно произвести подбор и расчет типовых секций поверхностного воздухоохладителя.

Далее можно перейти к расчету кондиционера-градирни. Пользуясь выражением VII-11, можно вычислить величину коэффициента орошения $\mu_г$. В соответствии с найденной величиной $\mu_г$ определяют количество воздуха, проходящего через форсуночную камеру градирни

$$L_г = \frac{W}{\mu_г} \ [кг/ч]. \qquad \text{(VII-18)}$$

Конечные параметры воздуха, проходящего через вспомогательный кондиционер-градирню, можно определить, пользуясь выражением теплового баланса и опытной зависимостью коэффициента эффективности по температуре.

Тепловой баланс форсуночной камеры-градирни можно записать в следующем виде:

$$\mu_г (t_{вк} - t_{вн}) = I_н - I'_{ог}, \qquad \text{(VII-19)}$$

где $I_{ог}$ — конечное теплосодержание воздуха, покидающего форсуночную камеру градирни, *ккал/кг. сух. возд.*

Далее из выражения VII-19 находим значение теплосодержания воздуха, выходящего из градирни (рис. 101):

$$I_{ог} = I_н + \mu_г (t_{вк} - t_{вн}). \qquad \text{(VII-20)}$$

Таким путем найден один из параметров конечного состояния воздуха, выходящего из градирни. Для определения второго параметра используем зависимость, установленную В. В. Мухиным, действительную в интервале температур от 18 до 24°:

$$I_{ог} = 0{,}7 t_{огм}, \qquad \text{(VII-21)}$$

откуда

$$t'_{огм} = \frac{I_{ог}}{0{,}7}, \qquad \text{(VII-21')}$$

где $t_{огм}$ — конечная температура воздуха, выходящего из градирни, по мокрому термометру, *град.*

Значение $t_{огм}$ можно также определить с помощью $I-d$-диаграммы по известному значению $I_{ог}$. В качестве второго параметра воздуха, покидающего форсуночную камеру кондиционера-градирни, попытаемся найти его температуру по сухому термометру $t_{огс}$. Для этой цели воспользуемся известным выражением коэффициен-

та эффективности испарительного охлаждения воздуха градирни $E_{аг}$, считая, что процесс в ней приближается к адиабатическому

$$E_{аг}=1-\frac{t_{огс}-t_{огм}}{t_{сн}-t_{мн}}. \qquad \text{(VII-22)}$$

Значение $E_{аг}$ можно найти, пользуясь эмпирической зависимостью, установленной О. Я. Кокориным:

$$E_{аг}=0{,}98\mu_{г}^{0{,}18}. \qquad \text{(VII-23)}$$

Решив выражение VII-22 относительно искомой величины $t_{огс}$, получим:

$$t_{огс}=t_{огм}+(1-E_{аг})(t_{сн}-t_{мн}). \qquad \text{(VII-24)}$$

По параметрам $I_{ог}$ и $t_{огс}$ находим на $I-d$-диаграмме точку $O_г$ (рис. 101), параметры которой характеризуют состояние воздуха, выходящего из форсуночной камеры градирни. Луч $HO_г$ характеризует изменение состояния воздуха, происходящего во вспомогательном кондиционере-градирне.

Зная параметры точки $O_г$, можно произвести расчет вентиляции и кондиционирования воздуха во вспомогательных помещениях, в которых этот воздух может быть использован. По найденной величине производительности кондиционера-градирни по воздуху $L_г$ подбирают типовую форсуночную камеру.

Рассмотрим далее расчет второй ступени охлаждения воздуха основного кондиционера. Как известно из предыдущего, второй ступенью является типовая форсуночная камера, работающая на адиабатическом режиме. В эту камеру обрабатываемый воздух поступает из первой ступени с параметрами точки K (рис. 101). В соответствии с произведенным ранее построением процесса обработки воздуха на $I-d$-диаграмме значение коэффициента эффективности испарительного процесса обработки воздуха можно определить по формуле

$$E_{а}=\frac{t_{ск}-t_{со}}{t_{ск}-t_{мо}}. \qquad \text{(VII-25)}$$

Пользуясь зависимостью, установленной О. Я. Кокориным,

$$E_{а}=0{,}863\mu^{0{,}29}, \qquad \text{(VII-26)}$$

можно найти необходимую величину коэффициента орошения μ в форсуночной камере второй ступени обработки воздуха

$$\mu^{0{,}29}=1{,}16E_{а}.$$

Количество разбрызгиваемой воды во второй ступени будет равно:

$$W_{II\,ст}=\mu L \ [кг/ч]. \qquad \text{(VII-27)}$$

По найденным значениям E_a и μ подбирается типовая форсуночная камера.

Рассмотрим далее работу кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения в условиях зимнего режима.

Принципиальная схема обработки воздуха в условиях зимнего режима (при круглогодовой обработке воздуха) показана на рис. 102. (Здесь приведена схема только основного кондиционера).

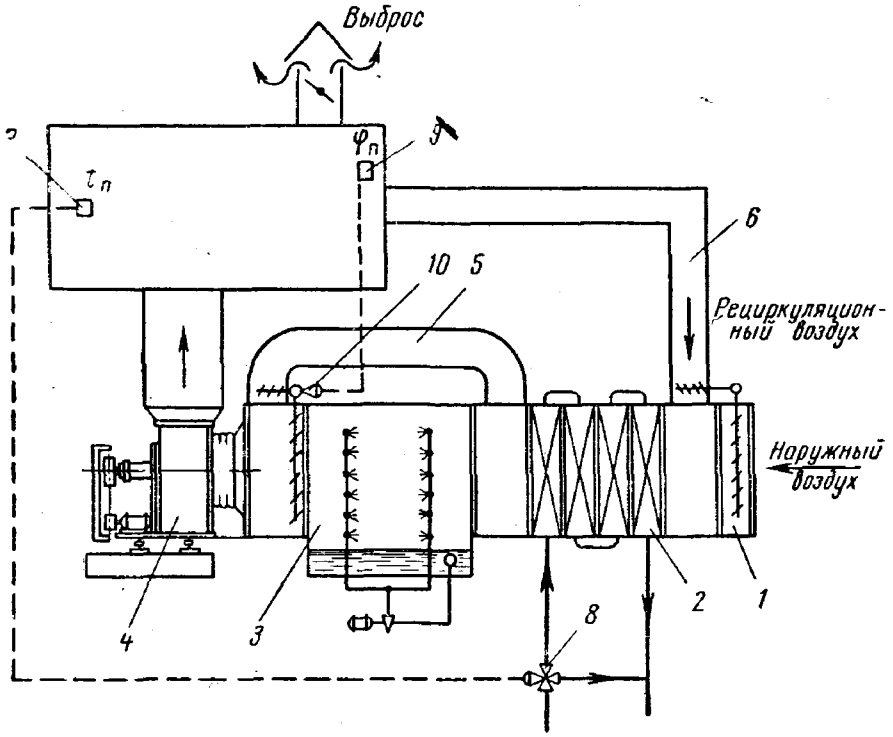


Рис. 102. Принципиальная схема круглогодовой обработки воздуха в кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

Особенностью схемы является отсутствие калорифера второго подогрева. Последнее объясняется тем, что поверхность воздухоохладителя, рассчитанная по летнему режиму, используется в зимнее время для нагревания воздуха. Но поскольку поверхность, полученная расчетом летнего режима, обычно бывает значительно больше, чем требуется для калориферов первого подогрева, то на поверхностный воздухоохладитель возлагаются функции как первого, так и второго подогрева воздуха. Практически это осуществляется с помощью байпасного канала 5, по которому проходит часть нагретого воздуха, минуя форсуночную камеру, и уже после камеры этот воздух подмешивается к воздуху, прошедшему через дождевое пространство. В результате смешивания получается заданное состояние приточного воздуха.

Изображенная на рис. 102 схема предусматривает возможность использования рециркуляционного воздуха в зимнее время, для че-

го предназначен рециркуляционный канал *6*. В зимний и переходный периоды наружный воздух, пройдя клапан *1* и смешиваясь с рециркуляционным, поступает в фильтр (на рисунке не показан) для очистки.

Далее смесь воздуха проходит воздухоохладитель *2*, через который в зимнее время пропускается теплоноситель. Затем часть воздуха направляется в форсуночную камеру *3*, а другая часть поступает в обводной канал *5*, после чего происходит смешивание воздуха, и последний приобретает заданные параметры приточного воздуха. С помощью вентилятора *4* воздух направляется в помещение.

Температура приточного воздуха регулируется автоматически с помощью датчика температуры *7*, воздействующего на трехходовой смесительный клапан *8*, который регулирует количество поступающей горячей воды в поверхностный теплообменник *2* и в обратную линию.

Влажность воздуха регулируют с помощью датчика влажности *9*, установленного в помещении и воздействующего на исполнительный механизм *10*, который связан со сблокированными между собой воздушными клапанами, из которых один установлен на обводном канале, а другой — на выходе воздуха из форсуночной камеры.

Чтобы предупредить замерзание теплообменника в зимний период, рекомендуется предусматривать ступенчатое включение теплообменников по горячей воде. В этом случае первая секция по ходу воздуха подключается самостоятельно и выполняет роль калорифера предварительного подогрева. В летнее время все секции теплообменника должны переключаться на последовательное прохождение через них охлаждающей воды.

Рассмотрим построение процесса зимнего режима на $I-d$-диаграмме.

Исходными данными являются: параметры наружного воздуха $t_н$ и $\varphi_н$, параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$, угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пз}=\dfrac{\sum Q_п}{W+\sum G}$, общее количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима L_0, и количество наружного воздуха $L_н$. Компенсация потерь тепла наружными ограждениями возлагается на кондиционер.

На $I-d$-диаграмму (рис. 103) наносится точка B, характеризующая состояние внутреннего воздуха. Через эту точку проводится луч процесса изменения состояния воздуха в помещении. Затем определяется теплосодержание приточного воздуха

$$I_п=I_в+\frac{\sum Q_п}{L_0}. \qquad \text{(VII-28)}$$

Точка $П$ пересечения луча процесса в помещении с линией $I_п=$ $=\text{const}$ будет определять параметры приточного отопительного воз-

духа. Далее наносят точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводят прямую BH, представляющую линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Положение точки смеси C на этой прямой можно определить на основании пропорции

$$\frac{L_0}{HB}=\frac{L_н}{CB},\ \text{откуда}\ CB=\frac{L_н HB}{L_0}.$$

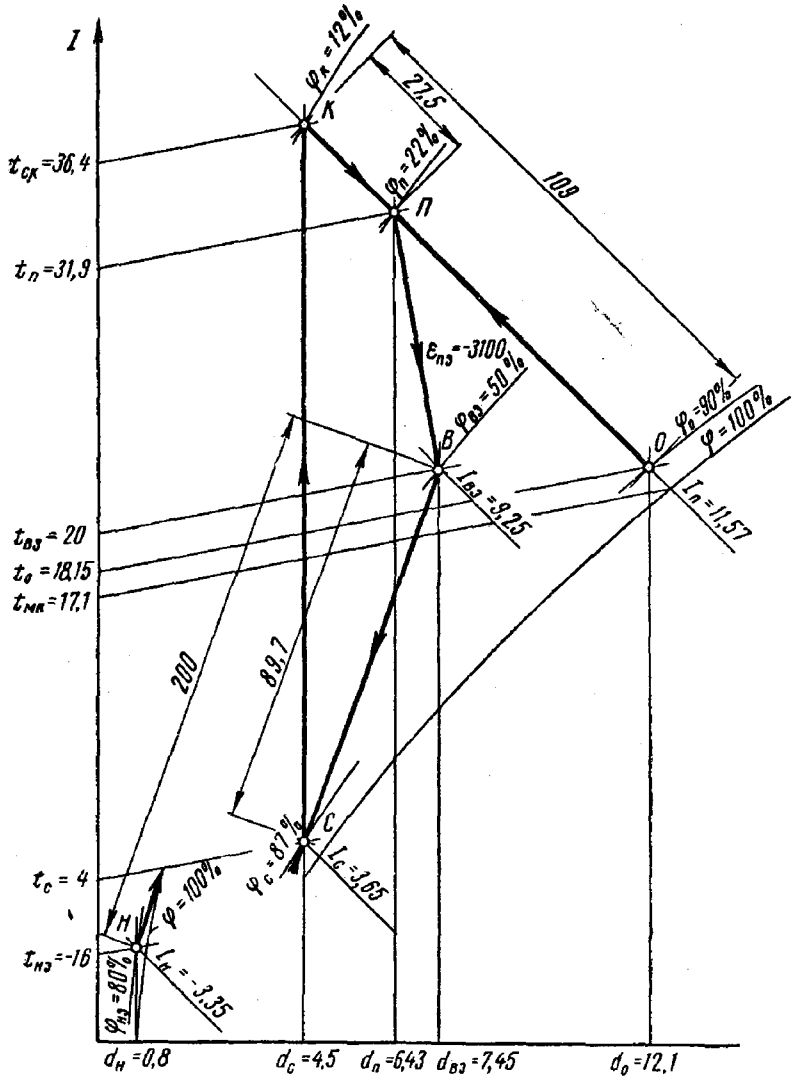


Рис. 103. Построение процесса обработки для зимнего режима при использовании установки прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха

Отложив отрезок CB от точки B, получим точку смеси C. Через точку смеси C проводят линию $d_с$=const (луч подогрева в поверхностном воздухоохладителе), а через точку $П$ — линию $I_п$=const. Точка $К$ пересечения этих лучей определяет состояние воздуха, вы-

ходящего из поверхностного воздухоохладителя после нагревания в нем. Линия *КО* представляет, с одной стороны, луч адиабатического процесса обработки части воздуха, проходящего через дождевое пространство, а с другой — линию смеси этого воздуха с воздухом, подаваемым через байпасный канал.

Количество байпасируемого воздуха находим из пропорции

$$\frac{L_о}{КО}=\frac{L_б}{ПО},$$

откуда

$$L_б=L_о\frac{ПО}{КО}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп}=L_о-L_б.$$

Расход тепла на нагревание воздуха в поверхностном воздухоохладителе составит:

$$Q_з=L_о(I_к-I_с).$$

Количество воды, испаряющейся в форсуночной камере, будет равно:

$$W_{исп}=L_{дп}(d_о-d_с)\cdot 10^{-3}\ [кг/ч].$$

Для проверки соответствия имеющейся поверхности теплообмена воздухоохладителя на нагревание воздуха можно с известным приближением пользоваться формулами VI-96 и VI-97 для поверхностных оребренных воздухоохладителей при их работе без осушения воздуха.

В заключение остановимся на некоторых особенностях применения двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха.

Двухступенчатая система испарительного охлаждения воздуха позволяет расширить диапазон параметров наружного воздуха, при которых возможно достижение нормальных температурных условий в кондиционируемых помещениях.

Установлено [Л. 40], что при начальном влагосодержании $d_н=12$ *г/кг сух. возд* можно применять двухступенчатое охлаждение. Однако, если относительная влажность наружного воздуха не превышает 20%, то требуемая кратность воздухообмена снижается почти в два раза по сравнению с применением схемы обработки воздуха одноступенчатого (прямого) испарительного охлаждения.

Расчетные параметры наружного воздуха [Л. 43] для целого ряда городов СССР позволяют применить прямое и косвенное двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха.

Вместе с тем районы с сухим и жарким климатом характеризуются резкими суточными колебаниями параметров наружного воздуха. Так, в районах Средней Азии температура наружного возду-

ха по сухому термометру в течение суток может измениться на 20°. Минимальная температура наблюдается в ночные часы, а максимальная — от 14 до 16 часов.

Значительные изменения претерпевают влажность и теплосодержание наружного воздуха. М. Б. Раяком [Л. 40] произведено изучение материалов наблюдения метеостанций девяти городов СССР с сухим и жарким климатом. На основании четырехразовых замеров температуры и относительной влажности наружного воздуха в период самых жарких дней каждой декады трех летних месяцев за последние 10—15 лет выявлены наиболее характерные варианты изменения параметров.

Было также установлено, что влагосодержание наружного воздуха претерпевает значительные изменения в течение суток. В вечерние часы, как правило, влагосодержание, а иногда и теплосодержание значительно увеличиваются. На $I-d$-диаграмме процессы суточного изменения параметров приближенно изображаются прямой линией, треугольником или четырехугольником, а иногда и ломаной линией. Ежечасные замеры дают еще более сложную картину. В вечерние часы использовать испарительное охлаждение воздуха затруднительно. Вследствие этого расчет испарительных кондиционеров следует производить с учетом возможных суточных изменений параметров наружного воздуха. Поскольку в ряде случаев теплосодержание наружного воздуха в вечерние часы повышается, тепловая нагрузка кондиционеров увеличивается. Наибольшая эффективность испарительного охлаждения воздуха наблюдается в вечерние часы.

В ряде случаев обычное двухступенчатое испарительное охлаждение не в состоянии обеспечить необходимые параметры приточного воздуха, поэтому приходится применять доохлаждение воды с помощью холодильных машин. Однако при этом большая часть тепловой нагрузки приходится на вспомогательный кондиционер, а меньшая — на установку искусственного холодоснабжения. Благодаря этому уменьшаются капитальные затраты и эксплуатационные расходы.

На рис. 104 показана принципиальная схема устройства двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха с использованием в качестве доводчика компрессионной холодильной машины [Л. 19].

В основном кондиционере *1* применены обычные элементы установки двухступенчатого испарительного охлаждения: поверхностный теплообменник *2*, форсуночная камера *5*, обводной канал *6*. Вспомогательный кондиционер *4* состоит из форсуночной камеры *3*.

Для доводки параметров приточного воздуха (в основном кондиционере) до требуемых после второй ступени установлен поверхностный теплообменник *7*, являющийся испарителем компрессионной холодильной машины *8*. Охлаждение конденсатора *9* холодильной машины производится воздухом, прошедшим через форсуночную камеру вспомогательного кондиционера.

Таким образом, в рассмотренной схеме холодильная установка подбирается по мощности только для доведения приточного воздуха до требуемых параметров, что составляет только часть общей холодопроизводительности кондиционера. В переходный период и зимой холодильная машина может работать по режиму теплового насоса. В этом случае теплообменник *7* становится конденсатором холодильной машины и служит для доводочного подогрева воздуха. Теплообменник *9* во вспомогательном кондиционере выполняет функцию испарителя.

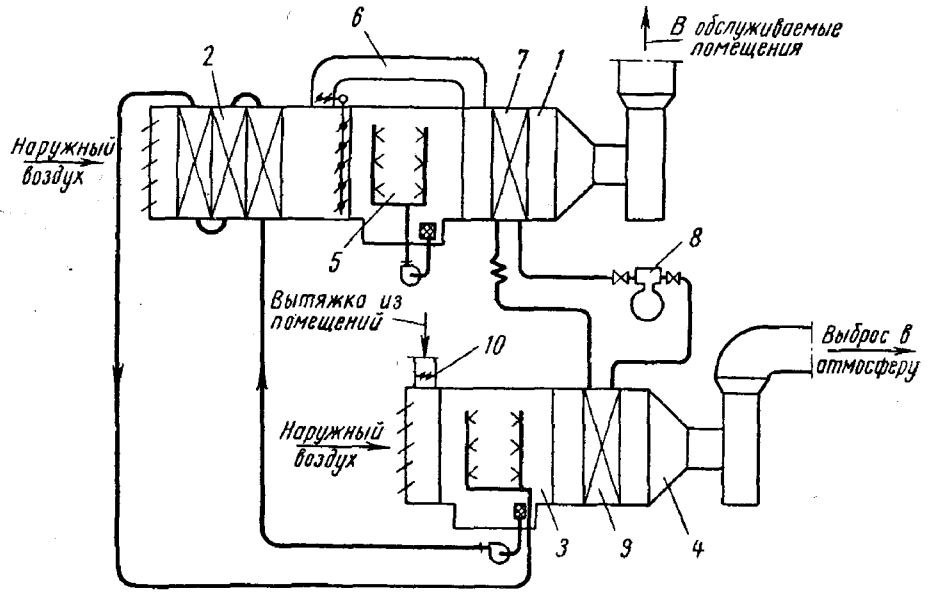


Рис. 104. Принципиальная схема кондиционера испарительного охлаждения с применением в качестве доводчика компрессионной холодильной машины

Нормальная работа теплообменника *9* на режимах охлаждения может быть достигнута, если использовать вспомогательный кондиционер в зимний и переходный периоды для механической вытяжной вентиляции. В этом случае воздух поступает во вспомогательный кондиционер по каналу *10*.

Пример. Рассчитать кондиционер с двухступенчатым испарительным охлаждением воздуха для зрительного зала.

Расчетные параметры наружного воздуха в летний период следующие: температура воздуха по сухому термометру $t_{сн}=28{,}5°$, по мокрому — $t_{мн}=18{,}8°$; температура точки росы $t_{рн}=13{,}3°$; $\varphi_н=40\%$; $d_н=9{,}7$ *г/кг сух. возд*; $I_н=12{,}75$ *ккал/кг сух. возд.*

Расчетные параметры наружного воздуха в зимний период: $t_{нз}=-16°$; $\varphi_{нз}=80\%$; $d_н=0{,}8$ *г/кг сух. возд*; $I_н=-3{,}35$ *ккал/кг сух. возд.*

Вместительность зрительного зала $n=950$ человек. Тепловыделения от людей в летний период составляют $Q_я=47\,500$ *ккал/ч*; $Q_п=76\,600$ *ккал/ч*; влаговыделения $W=47{,}5$ *кг/ч*; в зимний период: $Q_я=66\,500$ *ккал/ч*; $W=38$ *кг/ч*; $Q_п=92\,100$ *ккал/ч.*

Количество тепла, поступающего через наружные ограждения и от солнечной радиации, составляет 20 000 *ккал/ч*.

Параметры внутреннего воздуха в летний период: $t_{вл}=26°$; $\varphi_{вл}=40\div60\%$; $I_{вл}=14$ *ккал/кг сух. возд*; $d_{вл}=12{,}9$ *г/кг сух. возд*; в зимний период: $t_{вз}=20°$; $\varphi_{вз}=50\%$; $d_{вз}=7{,}45$ *г/кг сух. возд*; $I_{вз}=9{,}25$ *ккал/кг сух. возд*.

Потери тепла через наружные ограждения в зимний период составляют 210 000 *ккал/ч*.

Решение. Расчет начинаем с рассмотрения летнего режима. Величина углового коэффициента луча процесса в помещении составляет:

$$\varepsilon_{пл}=\frac{47\,500+47{,}5\cdot612+20\,000}{47{,}5}=2060.$$

От точки B (см. рис. 101), характеризующей состояние внутреннего воздуха, откладываем вниз по линии $d_в=\text{const}$, в принятом масштабе температур отрезок BB', соответствующий 1,5°. Через полученную точку B' проводим луч процесса в помещении до пересечения с кривой $\varphi_0=90\%$ в точке O, имеющей следующие параметры: $t_{со}=18{,}3°$; $\varphi_0=90\%$; $I_0=11{,}65$ *ккал/кг сух. возд*; $d_0=12{,}1$ *г/кг сух. возд*; $t_{мо}=17{,}2°$.

Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пл}=2060$, а через точку O — линию $d_0=\text{const}$ до взаимного пересечения в точке $П$, имеющей следующие параметры: $t_п=19{,}8°$; $\varphi_п=82\%$; $I_п=12$ *ккал/кг сух. возд*; $d_п=12{,}1$ *г/кг сух. возд*.

В процессе построения не учитывалась непараллельность изотерм, но поскольку пределы изменения параметров обрабатываемого воздуха в рассматриваемом диапазоне температур невелики, погрешность построения процесса весьма незначительна.

Далее через точку H, соответствующую параметрам наружного воздуха, проводим линию $d_н=\text{const}$, характеризующую изменение состояния воздуха в поверхностном воздухоохладителе, а через точку O — линию $I_0=\text{const}$, характеризующую изменение состояния воздуха в форсуночной камере основного кондиционера до их взаимного пересечения в точке K, имеющей следующие параметры: $t_{ск}=23{,}8°$; $\varphi_к=52\%$; $I_к=11{,}65$ *ккал/кг сух. возд*; $d_к=9{,}7$ *г/кг сух. возд*.

На этом построение процесса на $I-d$-диаграмме заканчиваем.

Количество воздуха для удаления избытков тепла и влаги будет равно:

$$L_0=\frac{\sum Q}{I_в-I_п}=\frac{47\,500+47{,}5\cdot612+20\,000}{14-12{,}1}=50\,800\ кг/ч.$$

Количество тепла, которое необходимо отвести от воздуха в поверхностном воздухоохладителе, составляет:

$$Q_п=L_0(I_н-I_к)=50\,800\,(12{,}75-11{,}65)=55\,800\ ккал/ч.$$

Далее приступаем к подбору поверхностного воздухоохладителя. В связи с тем, что объем вентиляционного воздуха составляет:

$$V_0=\frac{L_0}{\gamma}=\frac{50\,800}{1{,}2}=42\,300\ м^3/ч,$$

для установки, согласно табл. 20, принимаем типовые секции стальных воздухоохладителей производительностью 40 000 $м^3/ч$ (типа Кд4004 Т—01 *г* или типа Кд 4004 Т — 02 *г*).

Дальнейшим расчетом определим необходимое число секций. Трех- и четырехрядные секции имеют площадь живого сечения для прохода воздуха $f_ж=1{,}64$ $м^2$ и для прохода воды $f_т=0{,}0107$ $м^2$.

В этом случае весовая скорость воздуха будет равна:

$$v\gamma = \frac{L_0}{f_ж \cdot 3600} = \frac{50\,800}{1{,}64 \cdot 3600} = 8{,}6 \ кг/м^2 \cdot сек,$$

а расход охлаждающей воды при перепаде ее температур $\Delta t_в = 2{,}5°$ составит:

$$W = \frac{Q_п}{\Delta t_в} = \frac{55\,800}{2{,}5} = 22\,300 \ кг/ч, \text{ или } 22{,}3 \ м^3/ч.$$

Скорость воды в трубках в этом случае будет равна:

$$w = \frac{W}{f_т \cdot 3600} = \frac{22{,}3}{0{,}0107 \cdot 3600} = 0{,}579 \ м/сек.$$

Предполагая, что число рядов труб теплообменника будет более 8, для определения коэффициента теплопередачи воспользуемся формулой VI-97:

$$K_п = K_я = 8{,}4 (v\gamma)^{0{,}57} w^{0{,}13} = 8{,}4 \cdot 8{,}6^{0{,}57} \cdot 0{,}579^{0{,}13} = 26{,}5 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Приняв коэффициент эффективности испарительного охлаждения воды $E_w = 0{,}55$, по формуле VII-14 получим значение начальной температуры охлаждающей воды

$$t_{вн} = \frac{(1 - E_w)(\Delta t_в + 0{,}4) + E_w t_{мн}}{E_w} =$$

$$= \frac{(1 - 0{,}55)(2{,}5 + 0{,}4) + 0{,}55 \cdot 18{,}8}{0{,}55} = 21{,}15°.$$

Температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, будет равна:

$$t'_{вн} = t_{вн} + 0{,}2 = 21{,}15 + 0{,}2 = 21{,}35°.$$

а выходящей из воздухоохладителя

$$t'_{вк} = t'_{вн} + \Delta t_в = 21{,}35 + 2{,}5 = 23{,}85°.$$

Температура воды на входе в градирню равна:

$$t_{вк} = t'_{вк} + 0{,}2 = 23{,}85 + 0{,}2 = 24{,}05°.$$

Величина среднелогарифмической разности температур в этом случае составит:

$$\Delta t_{ср.лог} = \frac{(t_{сн} - t'_{вк}) - (t_{ск} - t'_{вн})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{сн} - t'_{вк}}{t_{ск} - t'_{вн}}} = \frac{(28{,}5 - 23{,}85) - (23{,}8 - 21{,}35)}{2{,}3 \lg \dfrac{28{,}5 - 23{,}85}{23{,}8 - 21{,}35}} = 3{,}43°.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя будет равна:

$$F = \frac{Q_п}{K_п \Delta t_{ср.лог}} = \frac{55\,800}{26{,}5 \cdot 3{,}43} = 614 \ м^2.$$

К установке принимаем две четырехрядные секции и одну трехрядную секцию. Фактическая их поверхность составляет:

$$F = 2 \cdot 250{,}9 + 1 \cdot 188 = 689{,}9 \ м^2.$$

Запас поверхности равен 12%.

Далее переходим к расчету кондиционера-градирни. Пользуясь выражением VII-14, определим величину коэффициента орошения $\mu_г$

$$\mu_г^{-0,41} = \frac{E_w}{0,064 t_{вк}^{0,22} t_{мн}^{0,4}} = \frac{0,55}{0,064 \cdot 24,05^{0,22} \cdot 18,8^{0,4}} = 1,322,$$

откуда $\mu_г = 0,504$.

Количество воздуха, проходящего через кондиционер-градирню, равно;

$$L_г = \frac{W}{\mu_г} = \frac{22300}{0,504} = 44200 \ кг/ч,$$

или

$$V = \frac{44200}{1,2} = 36800 \ м^3/ч.$$

Пользуясь формулой VII-20, находим значение конечного теплосодержания воздуха, выходящего из градирни:

$$I_{ог} = I_н + \mu_г (t_{вк} - t_{вп}) = 12,75 + 0,504 (24,05 - 21,15) =$$
$$= 14,21 \ ккал/кг \ сух. \ возд.$$

Конечную температуру воздуха по мокрому термометру определяем по формуле VII-21′

$$t_{огм} = \frac{I_{ог}}{0,7} = \frac{14,21}{0,7} = 20,3°.$$

Коэффициент эффективности испарительного охлаждения воздуха равен:

$$E_{аг} = 0,98 \mu_г^{0,18} = 0,98 \cdot 0,504^{0,18} = 0,865.$$

С помощью выражения VII-24 находим конечную температуру вспомогательного потока воздуха по сухому термометру

$$t_{огс} = t_{огм} + (1 - E_{аг}) (t_{сн} - t_{мн}) = 20,3 + (1 - 0,865) \cdot (28,5 - 18,8) = 21,61°.$$

По полученным параметрам $I_{ог} = 14,21$ *ккал/кг сух. возд* и $t_{огс} = 21,61°$ на $I - d$-диаграмме находим точку $O_г$ (см. рис. 101), характеризующую состояние воздуха, выходящего из градирни.

В качестве кондиционера-градирни к установке принимаем двухрядную форсуночную камеру Кд4002В с общим числом форсунок 176. При этом производительность каждой форсунки составит 22 300 : 176 = 126,7 *л/ч*.

Далее переходим к подбору типовой форсуночной камеры второй ступени испарительного охлаждения воздуха. По формуле VII-25 находим коэффициент эффективности испарительного охлаждения воздуха

$$E_а = \frac{t_{ск} - t_{со}}{t_{ск} - t_{мо}} = \frac{23,8 - 18,3}{23,8 - 17,2} = 0,834.$$

С помощью выражения VII-26 определим коэффициент орошения

$$\mu^{0,29} = 1,16E_a = 1,16 \cdot 0,834 = 0,966,$$

откуда $\mu = 0,99$.

Количество разбрызгиваемой воды составляет:

$$W_{\text{II ст}} = \mu L_0 = 0,99 \cdot 50\,800 = 50\,300 \ кг/ч.$$

В соответствии с табл. 21 к установке принимается трехрядная форсуночная камера типа Кд4003В с диаметром выходного отверстия форсунок $d_0 = 3,5$ *мм*.

Рассмотрим далее работу этой установки в зимнее время. Количество вентиляционного воздуха принимаем равным полученному по расчету для летнего режима, т. е. $L_0 = 50\,300$ *кг/ч*. Количество наружного воздуха из расчета 20 $м^3/ч$ на одного зрителя составит:

$$L_н = 20 \cdot 950 \cdot 1,2 = 22\,800 \ кг/ч.$$

Определим величину углового коэффициента луча процесса в помещении при выключенном отоплении:

$$\varepsilon_{пз} = \frac{92\,100 - 210\,000}{38} = -3100.$$

Обрабатывать воздух предполагаем по схеме с первой рециркуляцией (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера) и применением байпаса.

Наносим на $I-d$-диаграмму (см. рис. 103) точки H и B, соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха. Соединив эти точки, получим прямую смеси HB. Положение точки смеси C определим из пропорции

$$\frac{BC}{HB} = \frac{L_н}{L_0},$$

откуда

$$BC = HB\frac{L_н}{L_0} = 200\frac{22\,800}{50\,800} = 89,7 \ мм.$$

Отложив от точки B длину отрезка BC, найдем положение искомой точки C, имеющей следующие параметры: $t_c = 4°$; $\varphi_c = 87\%$; $d_c = 4,5$ *г/кг сух. возд*; $I_c = 3,65$ *ккал/кг сух. возд*.

Определяем теплосодержание приточного воздуха:

$$I_п = I_{вз} - \frac{\sum Q_п}{L_0} = 9,25 - \frac{92\,100 - 210\,000}{50\,800} = 11,57 \ ккал/кг \ сух. \ возд.$$

Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом $\varepsilon_{пз} = -3100$ до пересечения с линией $I_п = 11,57$ *ккал/кг сух. возд* в точке $П$, характеризующей необходимое состояние приточного воздуха в зимнее время и имеющей следующие параметры: $t_п = 31,9°$; $\varphi_п = 22\%$; $I_п = 11,57$ *ккал/кг сух. возд*; $d_п = 6,43$ *г/кг сух. возд*.

Проведя через точку C линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с линией $I_п = \text{const}$, получим точку K, характеризующую состояние воздуха, выходящего из поверхностного теплообменника. Точка K имеет следующие параметры: $t_{ск} = 36,4°$; $\varphi_к = 12\%$; $d_к = 4,5$ *г/кг сух. возд*; $I_к = 11,57$ *ккал/кг сух. возд*; $t_{мк} = 17,1°$.

Точка O пересечения линии $I_п = \text{const}$ с кривой $\varphi = 90\%$ характеризует состояние воздуха, выходящего из второй ступени основного кондиционера, в которой

осуществляется адиабатическая обработка той части воздуха, которая проходит через дождевое пространство камеры. Параметры точки O следующие: $t_о = 18{,}15°$; $\varphi_о = 90\%$; $I_о = 11{,}57$ *ккал/кг сух. возд*; $d_о = 12{,}1$ *г/кг сух. возд.*

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство камеры, можно определить на основании пропорции

$$\frac{L_{дп}}{L_о} = \frac{КП}{КО}.$$

Отсюда

$$L_{дп} = L_о \frac{КП}{КО} = 50\,800 \frac{27{,}5}{109} = 12\,800 \text{ кг/ч}.$$

Следовательно, количество воздуха, проходящего через байпасный канал, составит:

$$L_б = L_о - L_{дп} = 50\,800 - 12\,800 = 38\,000 \text{ кг/ч}.$$

Количество тепла, необходимого для подогрева вентиляционного воздуха, будет равно:

$$Q_п = L_о (I_к - I_с) = 50\,800 (11{,}57 - 3{,}65) = 402\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Принимая параметры теплоносителя в сети 150—70° и пользуясь формулой VI-97, находим приближенное значение коэффициента теплопередачи.

Потребное количество теплоносителя, проходящего через теплообменник, равно:

$$W_т = \frac{Q_п}{150-70} = \frac{402\,000}{150-70} = 5030 \text{ кг/ч}, \text{ или } 5{,}03 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость воды в трубках будет равна:

$$w = \frac{5{,}03}{0{,}0107 \cdot 3600} = 0{,}1308 \text{ м/сек}.$$

Подставив в формулу VI-97 эти данные, получим:

$$K_п = 8{,}4 \cdot 8{,}6^{0{,}57} \cdot 0{,}1308^{0{,}13} = 21{,}8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Среднелогарифмическая разность температур равна для условий перекрестно-противоточного движения воздуха и воды

$$\Delta t_{ср.лог} = \frac{(150 - 36{,}4) - (70 - 4)}{2{,}3 \lg \frac{150 - 36{,}4}{70 - 4}} = 87{,}6°.$$

Необходимая поверхность теплообменного аппарата для нагревания воздуха должна быть равна:

$$F_т = \frac{402\,000}{21{,}8 \cdot 87{,}6} = 211 \text{ м}^2.$$

Сопоставляя полученную поверхность теплообмена с поверхностью, необходимой для охлаждения воздуха, устанавливаем, что поверхностный теплообменник, рассчитанный по летнему режиму, со значительным запасом удовлетворяет требованиям работы установки при зимнем режиме.

§ 5. СОВМЕЩЕННАЯ СХЕМА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

При совмещенной схеме косвенного испарительного охлаждения [Л. 39] в одном аппарате одновременно происходит процесс охлаждения основного потока воздуха в поверхностном воздухоохладителе и процесс охлаждения воды в градирне.

На рис. 105 показана принципиальная схема совмещенного косвенно-испарительного воздухоохладителя. В межтрубном простран-

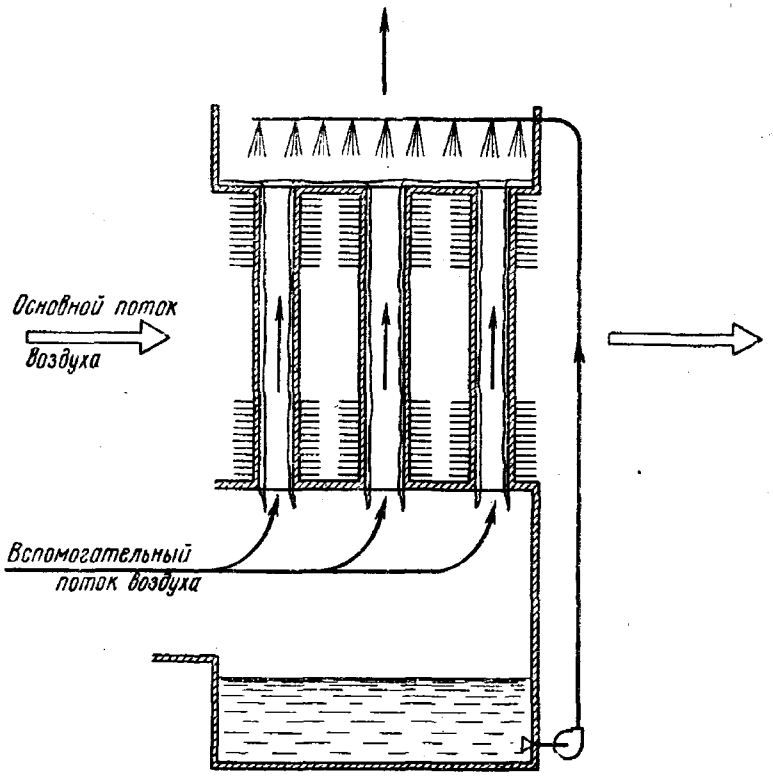


Рис. 105. Совмещенный косвенно-испарительный воздухоохладитель

стве параллельно плоскостям оребрения проходит основной поток воздуха, а по внутренней поверхности трубок стекает пленка воды, навстречу которой движется вспомогательный поток воздуха.

Основной (охлаждаемый) поток воздуха (рис. 106) передает явное тепло $Q_{явн}$ через оребренную стенку теплообменника к пленке воды. Последняя воспринимает тепло от основного потока воздуха и испаряется во вспомогательном потоке воздуха, передавая ему при этом скрытое тепло $Q_{в.\,скр.}$ Одновременно с этим вспомогательный поток понижает температуру при контакте с водой, отдавая ей явное тепло $Q_{в.\,явн.}$ При этом теплосодержание вспомогательного потока увеличивается.

Таким образом, в одном контактном аппарате совмещены поверхностный воздухоохладитель и пленочная градирня. Такое преимущество совмещенной схемы позволяет успешно использовать ее в местных испарительных кондиционерах, располагаемых непосредственно внутри помещений. Поскольку требуемые кратности воздухообмена в помещениях, обслуживаемых испарительными кондиционерами, как правило, выше, чем при применении искусственных источников холодоснабжения, использовать местные испарительные кондиционеры предпочтительнее в сравнении с центральными.

Совмещенные теплообменники косвенного испарительного охлаждения изготовляют из трубчаторебристых или из пластинчатых элементов. Последние могут быть как гладкостенными, так и оребренными.

Трубчаторебристые совмещенные теплообменники более удобны в конструктивном и технологическом отношении. Однако у них невелико сечение для прохода вспомогательного потока воздуха, поскольку трубки предназначены для движения жидкой среды.

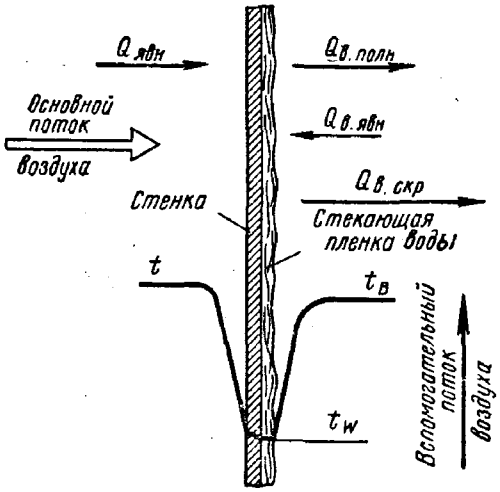


Рис. 106. Схема тепловых потоков в совмещенном косвенно-испарительном воздухоохладителе

Пластинчатые теплообменники, гладкостенные и ребристые, позволяют развить сечение как для прохода основного, так и вспомогательного потоков воздуха, однако они недостаточно технологичны в изготовлении.

Теплообмен между основным потоком воздуха и пленкой воды происходит через стенку. Поэтому плотность орошения теплообменника рециркуляционной водой должна обеспечивать смачивание всей поверхности стенок, так как на сухих участках поверхности теплообмен между основным и вспомогательным потоками воздуха практически отсутствует вследствие весьма малого температурного напора.

На основании экспериментальных данных [Л. 39] плотность орошения на 1 *м* смачиваемого периметра в сечении теплообменника должна быть равна 150÷180 *кг/м·ч*.

Неравномерное орошение или увеличение скорости вспомогательного потока (движущегося навстречу пленке воды) может вызвать так называемые режимы «захлебывания». При таких режимах происходит срыв пленки воды на некоторой части поверхности теплообменника, образуется пенный слой; движение пленки воды и воздуха имеет пульсирующий характер. Все эти явления со-

провождаются увеличением аэродинамического сопротивления теплообменника.

Исследования О. Я. Кокорина показали, что скорость вспомогательного потока воздуха не должна превышать 8÷10 *м/сек*.

В совмещенном косвенно-испарительном теплообменнике механизм процесса теплообмена заключается в следующем. Стекающая пленка воды (рис. 106), с одной стороны, получает тепло от основного потока воздуха, имеющего температуру t (вследствие теплопередачи через разделяющую стенку), с другой стороны, пленка также получает тепло при непосредственном контакте с вспомогательным потоком воздуха, имеющим температуру $t_в$.

В результате теплообмена вода испаряется с поверхности пленки и ее пары поступают во вспомогательный поток воздуха. При этом скрытое тепло также переносится во вспомогательный поток воздуха вместе с поступающими в него парами воды.

Экспериментами было установлено, что в результате таких двух противоположных процессов устанавливается термодинамическое равновесие, причем температура пленки воды по всей поверхности теплообменника принимает постоянное значение.

Все тепло, отдаваемое основным потоком воздуха, расходуется на увеличение теплосодержания вспомогательного потока воздуха. Пренебрегая нагревом воды в насосе и трубопроводах, можно приравнять

$$Q_{явн} = Q_{в.полн}, \qquad \text{(VII-29)}$$

или

$$Gc_p^{-}(t_1 - t_2) = G_в(I_{в2} - I_{в1}), \qquad \text{(VII-29')}$$

где G — количество воздуха основного потока, *кг/ч*;

$G_в$ — количество воздуха вспомогательного потока, *кг/ч*;

t_1 и t_2 — начальная и конечная температуры основного потока воздуха, *град*;

c_p — удельная теплоемкость воздуха, *ккал/кг · град*;

$I_{в1}$ и $I_{в2}$ — начальное и конечное теплосодержания воздуха вспомогательного потока, *ккал/кг сух. возд.*

Температура пленки воды определяется точкой пересечения луча процесса изменения состояния вспомогательного потока воздуха с кривой $\varphi = 100\%$.

Из уравнения VII-29 следует, что чем больше расход вспомогательного потока воздуха $G_в$ по сравнению с расходом основного потока G, тем меньше увеличивается теплосодержание вспомогательного потока. Это означает, что с увеличением отношения $G_в : G$ процесс во вспомогательном потоке приближается к адиабатическому, а температура воды t_w — к начальной температуре воздуха по мокрому термометру $t_{м1}$.

На основании экспериментальных данных установлена зависимость для определения температуры воды

$$t_w = 0{,}47 \frac{t_1^{1,4}}{(t_1 - t_{м1})^{0,4}} \left(\frac{G_в}{G}\right)^{-0,1}. \qquad \text{(VII-30)}$$

Чем ниже температура воды, тем более глубокое охлаждение основного потока воздуха может быть достигнуто. Поэтому с возрастанием отношения $G_в : G$ увеличивается коэффициент эффективности охлаждения основного потока, который имеет вид:

$$E_I = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{м1}}.$$

Для пластинчатого теплообменника с проволочным оребрением М. Б. Раяком получена эмпирическая зависимость для определения коэффициента эффективности

$$E_I = 1{,}2 \left(\frac{G_в}{G}\right)^{0,33} \Theta^{1,1}, \qquad \text{(VII-31)}$$

где $\Theta = \frac{t_1 - t_{м1}}{t_1 - t_{р1}}$ — критерий, учитывающий влияние начальных параметров воздуха;

$t_{р1}$ — температура точки росы начального состояния воздуха, *град.*

Для гладкостенного пластинчатого теплообменника величина коэффициента эффективности E_I примерно на 40% ниже, чем для оребренного.

Следует заметить, что оптимальные значения $G_в : G$ находятся в пределах $1{,}0 \leqslant G_в : G \leqslant 1{,}5$.

Коэффициент теплопередачи от основного потока воздуха к пленке воды зависит от конструкции оребрения, скорости движения воздуха и гидродинамических условий движения пленки воды и вспомогательного потока воздуха. Эта зависимость имеет вид:

$$K = A (v\gamma)^{0,6} (v\gamma_{см})^{0,3}, \qquad \text{(VII-32)}$$

где A — множитель, зависящий от конструкции поверхности оребрения;

$v\gamma$ — весовая скорость основного потока воздуха, *кг/м² · сек*;

$v\gamma_{см} = \frac{G_в + G_w}{3600 f_ж}$ — условная весовая скорость воздухо-водяной смеси в живом сечении теплообменника для прохода вспомогательного потока воздуха и воды, *кг/м² · сек*;

G_w — расход орошающей воды, *кг/ч*.

Значения коэффициента A следует принимать:

для гладкостенного пластинчатого теплообменника	6,34
для теплообменника с проволочным оребрением	16,6
для теплообменника с алюминиевым накатным оребрением	18,7

Весовую скорость основного потока воздуха рекомендуется принимать в пределах $5 \leqslant v\gamma \leqslant 9$, а условную весовую скорость вспомогательного потока воздуха — в пределах $15 \leqslant (v\gamma)_{см} \leqslant 20$.

Установлено, что при полном смачивании стенок теплообменника и равномерном движении пленки величина $(v\gamma)_{см}$ практически не влияет на коэффициент теплопередачи. Кроме того, установлено, что изменение начального состояния воздуха существенно влияет на тепло- и массообмен вспомогательного потока с пленкой воды.

М. Б. Раяком экспериментально установлена эмпирическая зависимость термического критерия Нуссельта

$$Nu_в = 3{,}2 \cdot 10^{-3} Re_в^{1{,}33} \theta^{2{,}9}, \qquad \text{(VII-33)}$$

где $Nu_в = \frac{\alpha d_{экв}}{\lambda}$ — термический критерий Нуссельта для вспомогательного потока воздуха;

$Re_в = \frac{(v\gamma)_в d_{экв}}{\mu g}$ — критерий Рейнольдса для вспомогательного потока;

α — коэффициент явного теплообмена вспомогательного потока воздуха с пленкой воды, *ккал/м² · ч · град*;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха, принимаемый при средней температуре вспомогательного потока, *ккал/м · ч · град*;

μ — коэффициент динамической вязкости воздуха, принимаемый при средней температуре вспомогательного потока, *кг · сек/м²*;

$(v\gamma)_в$ — весовая скорость вспомогательного потока, *кг/м² · сек*;

$d_{экв}$ — определяющий размер канала для прохода вспомогательного потока воздуха, *м*.

Коэффициент эффективности вспомогательного потока воздуха определяется выражением

$$E_в = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{t_{в1} - t_w}, \qquad \text{(VII-34)}$$

где $t_{в1}$ и $t_{в2}$ — начальная и конечная температура вспомогательного потока воздуха, *град*;

t_w — температура пленки воды, *град*.

Так как луч процесса изменения состояния вспомогательного потока воздуха направлен на точку пересечения изотермы t_w с кривой $\varphi = 100\%$, то выражение VII-34 позволяет определить конечные параметры вспомогательного потока воздуха.

Для пластинчатого теплообменника с проволочным оребрением поверхности автор исследования рекомендует следующее выражение коэффициента эффективности:

$$E_в = (v\gamma_в)^{0,22}\Theta^{1,65}. \qquad \text{(VII-35)}$$

Следует заметить, что к настоящему времени не создано совершенных конструкций теплообменников, используемых в совмещенных схемах охлаждения воздуха. Поэтому для создания таких теплообменников требуются дальнейшие исследования.

§ 6. ПЕННЫЕ АППАРАТЫ

Значительный практический интерес представляет использование пенных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха [Л. 24]. Основная особенность этих аппаратов заключается в том, что тепловлажностная обработка воздуха происходит в них при проходе его через слой водяной пены. Чрезвычайно развитая поверхность пузырьков пены создает благоприятные условия для эффективного процесса тепло- и влагообмена.

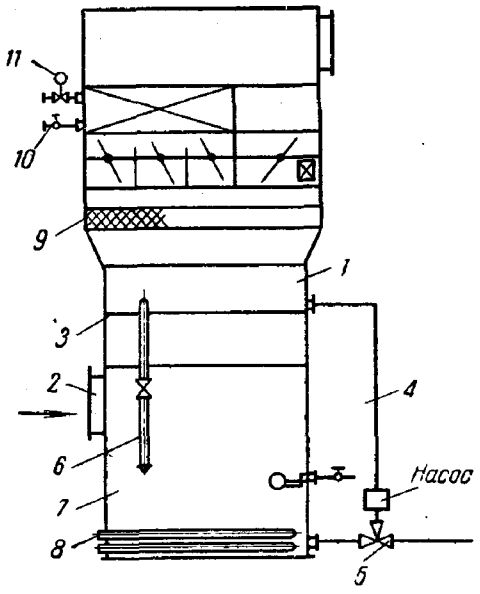


Рис. 107. Принципиальная схема пенного кондиционера

На рис. 107 изображена принципиальная схема устройства пенного кондиционера. Воздух, подлежащий обработке, поступает в нижнюю часть аппарата *1* через патрубок *2*. Далее, проходя через отверстия в решетке *3*, воздух разбивается на отдельные струйки, которые, встречая на своем пути воду, подаваемую на решетку *3* по трубопроводу *4*, образуют слой водяной пены. При контакте воздуха с водой (в пенообразном виде) обработка воздуха может происходить различно в зависимости от температуры подаваемой воды.

Регулирование влажности воздуха, покидающего аппарат, производят при помощи трехходового клапана *5*, который в зависимости от характера импульса датчика изменяет соотношение холодной и теплой воды, подаваемой на решетку.

Для поддержания высоты пены на определенном уровне в аппарате устроен порог или переливная труба с задвижкой *6*. В целях интенсификации процессов увлажнения воздуха в баке аппарата *7* размещают змеевик *8*, подогревающий воду. Этот же змеевик можно использовать и для непосредственного охлаждения воды.

На выходе из пенной камеры устанавливают сепаратор *9*, после которого обрабатываемый воздух поступает в калорифер второго подогрева *10*, в котором нагревается до заданной температуры. Нагревание воздуха в калорифере регулируется с помощью автоматического клапана *11*.

Если требуется первый подогрев для воздуха, то его выполняют в виде отдельного узла, присоединяемого к пенному аппарату.

Основным элементом пенного аппарата является решетка, которую изготовляют из металла, керамики, пластмассы и т. п. Отверстия в решетке могут быть либо круглой, либо прямоугольной формы. При круглой форме отверстий их диаметр принимают от 2 до 8 *мм*, а при прямоугольной форме ширина просвета между стержнями решетки должна быть 3÷4 *мм*.

Наблюдениями установлено, что при отношении живого сечения решетки к общей площади решетки в пределах 0,06÷0,18 пена образуется достаточно устойчивая. При меньшем значении этого отношения может возникнуть явление барботажа, который резко ухудшает процесс тепло- и влагообмена. Скорость воздуха в живом сечении решетки рекомендуется принимать не менее 5—6 *м/сек*. Скорость воздуха в поперечном сечении аппарата принимают в пределах 0,9÷2,5 *м/сек*. При большей скорости наблюдается интенсивный унос влаги.

Процессы обработки воздуха на $I-d$-диаграмме при применении пенных аппаратов изображают так же, как это было показано выше при рассмотрении форсуночных камер.

Приближенно можно считать значение коэффициента эффективности адиабатического процесса обработки воздуха в пенном аппарате, равным $E=0{,}87$ (при условии, что живое сечение решетки составляет 0,06 от полного).

В процессах, протекающих с изменением теплосодержания воздуха, коэффициент эффективности, согласно некоторым приближенным данным, колеблется в пределах 0,8—0,97 (при применении решеток с живым сечением, равным 0,12 от полного).

В последние годы продолжаются исследования процесса тепло- и влагообмена, происходящего в этих аппаратах, с целью разработки более строгого метода их расчета.

Более подробно о комплексной обработке воздуха в пенных аппаратах изложено в работе С. А. Богатых [Л. 3].

§ 7. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АБСОРБЦИЕЙ С ПОМОЩЬЮ ЖИДКИХ ВЛАГОПОГЛОЩАЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

Процесс осушения воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основан на том, что при одинаковых температурах парциальное давление пара над поверхностью раствора $p_р$ ниже соответствующего давления паров над поверхностью воды $p_в$. Это свойство растворов зависит от вида ра-

створенного вещества, его концентрации и степени диссоциации молекул.

Более низкое парциальное давление пара над поверхностью раствора, чем над поверхностью воды, объясняется тем, что молекулы растворителя (воды) притягиваются друг к другу слабее, чем к молекулам растворенного вещества. А так как растворенное вещество (соль) не может перейти в газовую атмосферу, то и для молекул растворителя затрудняется возможность такого перехода. Последнее может служить объяснением причины уменьшения парциального давления пара над поверхностью раствора по сравнению с парциальным давлением над поверхностью воды.

Отношение

$$p_{\text{р}} : p_{\text{в}} = \varphi$$

представляет аналогию с понятием относительной влажности.

Под концентрацией раствора понимается отношение веса растворенного вещества к весу раствора, выраженное в процентах:

$$K_{\text{р}} = \frac{G}{W + G} 100\%, \qquad \text{(VII-36)}$$

где G — вес растворенного вещества;

W — вес растворителя (воды).

Концентрация может также выражаться и в молях. Если $K_{\text{м}}$ — концентрация, выраженная в молях, то зависимость между $K_{\text{м}}$ и $K_{\text{р}}$ может быть записана в следующем виде:

$$K_{\text{м}} = \frac{10K_{\text{р}}}{M(1 + 0{,}01K_{\text{р}})}, \qquad \text{(VII-37)}$$

где M — молекулярный вес растворенной соли.

Температура замерзания раствора зависит от концентрации растворенного вещества. При этой температуре в растворе начинают образовываться кристаллы льда. Такое состояние раствора называется криоскопическим, а понижение температуры замерзания раствора по сравнению с температурой замерзания растворителя (воды) носит название *криоскопической температуры.*

На рис. 108 изображена кривая фазового состояния раствора в координатах $t - K_{\text{м}}$. Допустим, что раствор с начальным состоянием, определяемым точкой A, подвергается охлаждению, протекающему вначале до линии $K_{\text{м}} = \text{const}$. При температуре $t_{\text{б}}$ раствор приобретает криоскопическое состояние, сохраняя при этом жидкую фазу.

Процесс дальнейшего охлаждения раствора будет характеризовать кривая $Б - C$, называемая кривой криоскопического состояния. Охлаждение сопровождается образованием кристаллов льда за счет уменьшения количества растворителя, находящегося в жидкой фазе, в результате чего концентрация раствора будет повышаться.

Из рис. 108 также видно, что с понижением криоскопической температуры раствора увеличивается депрессия ($p_в - p_р$) над поверхностью раствора и уменьшается величина φ.

Если начальное состояние раствора характеризуется точкой E (отличающейся от точки A как температурой, так и более высокой концентрацией), то при охлаждении такого раствора до температуры $t_д$ раствор приобретает насыщенное состояние.

Дальнейшее охлаждение раствора происходит по кривой насыщения $ДС$ и сопровождается образованием кристаллов растворенной соли. В точке C (если изменение состояния происходит по кривой $БС$) весь раствор переходит в твердую фазу, состоящую из кристаллов соли и льда. Концентрация раствора, соответствующая точке C, называется эвтектической концентрацией и обозначается $K_э$.

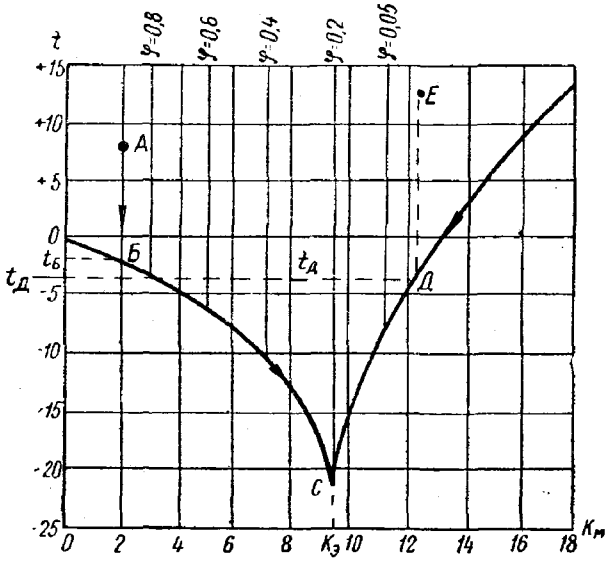


Рис. 108. Диаграмма фазового состояния растворов

Изложенное позволяет сделать следующий вывод: каждой концентрации соответствует определенная криоскопическая температура (если эти концентрации ниже эвтектической).

Было доказано, что понижение парциального давления водяного пара над соляным раствором зависит только от температуры замерзания раствора и практически одинаково для растворов различных солей (при одинаковой температуре их замерзания). Однако следует иметь в виду, что при этом концентрация раствора должна быть меньше эвтектической концентрации, а теплота растворения соли должна быть незначительной по сравнению с теплотой испарения воды.

Таким образом, если у соляных растворов температура замерзания одинакова, то воздух над поверхностью растворов при одинаковой его температуре будет иметь одинаковую относительную влажность.

На рис. 109 приведена зависимость относительной влажности воздуха над поверхностью раствора от его температуры и температуры замерзания.

Согласно графику, при температуре замерзания раствора —20° и температуре раствора —10° относительная влажность воздуха над раствором 92%. При повышении температуры раствора относительная влажность уменьшается до 82,5% при $t=0°$. При тем-

пературе выше 0° относительная влажность остается постоянной.

На рис. 110 приведена зависимость парциального давления пара над раствором хлористого кальция от концентрации и температуры.

Граничная линия является предельной для давления пара насыщенных растворов хлористого кальция, а точки перелома этой линии соответствуют эвтектическому состоянию раствора, при котором вся система превращается в твердую фазу. Поглощение влаги из воздуха хлористым кальцием сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации (рис. 111).

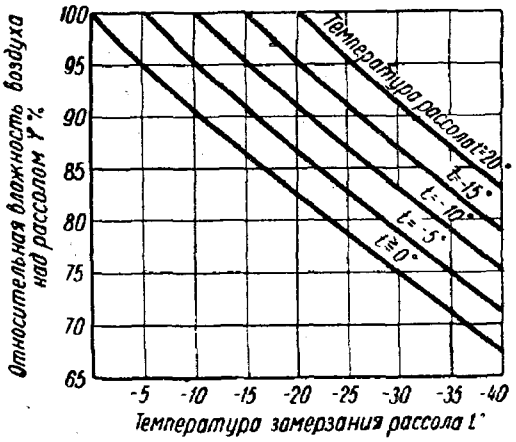


Рис. 109. Относительная влажность воздуха в пограничном слое над водными растворами солей

Для осушения воздуха, помимо солей кальция, применяют соли лития и некоторые другие.

Так как в процессе осушения воздуха концентрация раствора снижается (за счет выпавшей из воздуха влаги), то ее необходимо восстанавливать до начального значения. Восстановление концентрации называется реконцентрацией раствора.

Реконцентрацию раствора можно производить путем непрерывного добавления соли к раствору по мере разбавления его абсорбированной влагой, при этом одновременно необходимо удалять из системы избыточный раствор. Этот метод следует применять при низкой стоимости соли.

Вместе с тем следует учитывать необходимость защиты канализации от разрушающего химического воздействия сбрасываемого в нее раствора.

Восстановить концентрацию раствора можно также путем вымораживания избытков воды в специальном охладителе. Наиболее широко распространен метод выпаривания влаги из растворов с помощью специальных кипятильников. После кипятильника раствор поступает в охладитель, представляющий собой теплообменный аппарат, в котором раствор в некоторой мере охлаждается, отдавая тепло деконцентрированному раствору, направляющемуся в кипятильник.

На рис. 112 изображена принципиальная схема хлористолитиевой установки, работающей на тепле низкого потенциала [см. Л. 53].

Осушение воздуха происходит в форсуночной камере *2*, в которой обрабатываемый воздух соприкасается с капельками разбрызгиваемого раствора. После осушения воздух охлаждают в камере *1*, где он вступает в контакт с капельками разбрызгиваемой воды.

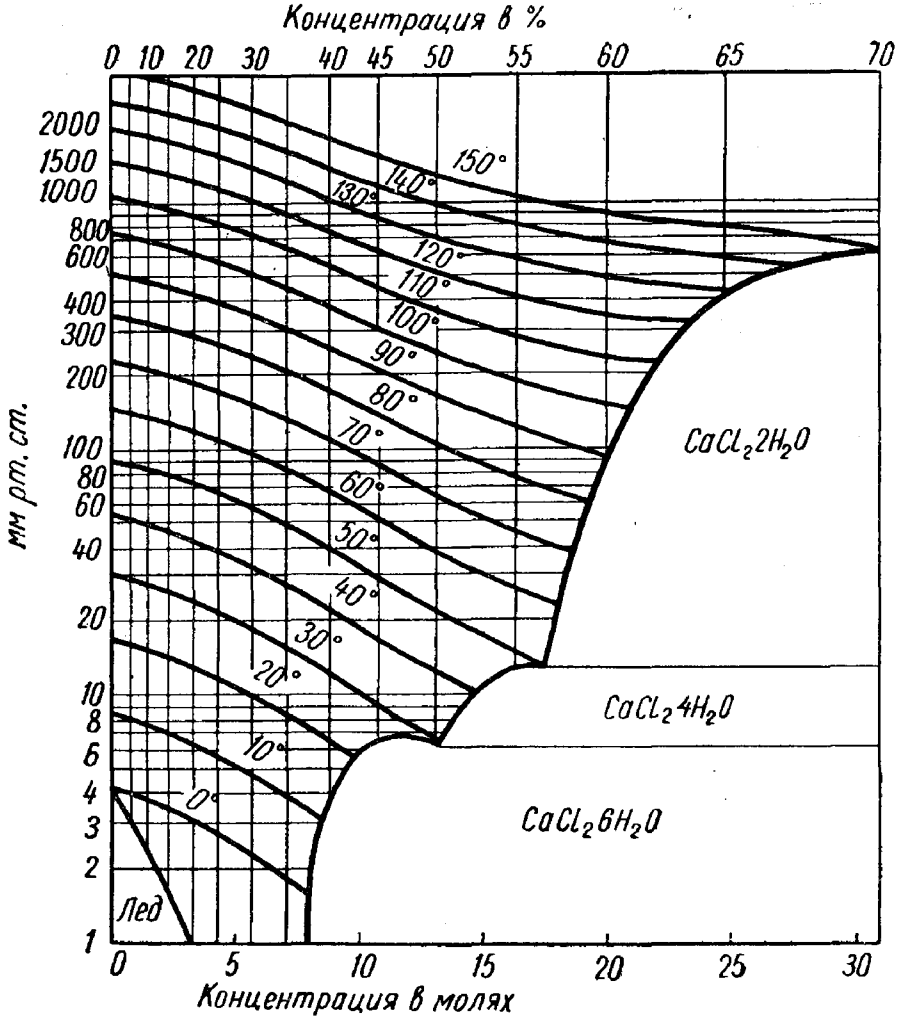


Рис. 110. Зависимость парциального давления пара над водным раствором хлористого кальция от концентрации и температуры

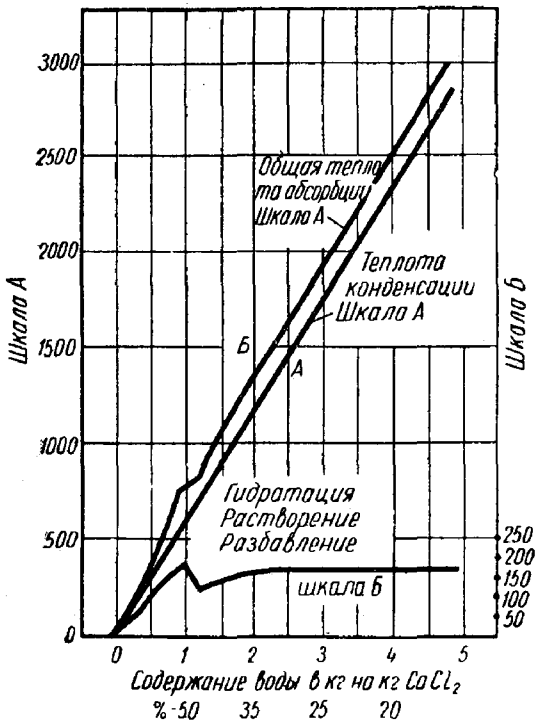


Рис. 111. Кривые зависимости теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации от концентрации растворов хлористого кальция

Понижение температуры воздуха в этой камере происходит в результате адиабатического процесса увлажнения. В зависимости от конкретных условий необходимые параметры приточного воздуха можно также получить путем смешивания с байпасируемым воздухом или с помощью последующего охлаждения в поверхностном воздухоохладителе, который работает на водопроводной воде.

В процессе осушения выпавший из воздуха конденсат разбавляет раствор. Разбавленный раствор регенерируется в регенераторе *6*, в котором регенерация происходит при кипении под вакуумом.

Вакуум в регенераторе создается с помощью конденсатора *4*,

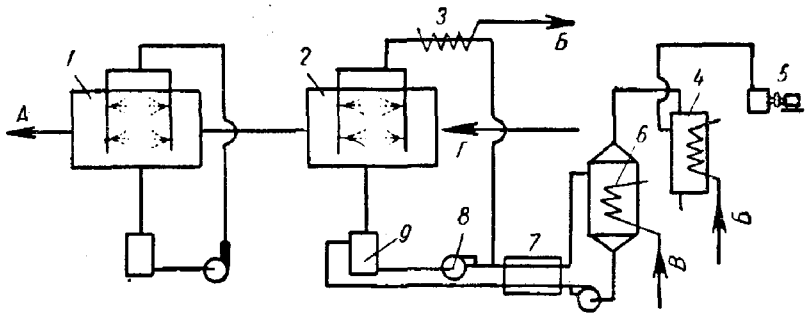


Рис. 112. Схема установки кондиционирования воздуха с помощью растворов, работающая на тепле низкого потенциала:
А — охлажденный воздух, подаваемый в кондиционируемое помещение; *Б* — охлаждающая вода; *В* — теплоноситель; *Г* — наружный воздух

конденсирующего водяные пары, и вакуум-насоса *5*, откачивающего неконденсирующиеся газы и воздух, выделяющиеся из раствора и попадающие в регенератор через неплотности.

Из регенератора раствор перекачивается через рекуперативный теплообменник *7* в емкость *9*, из которой раствор с помощью насоса *8* направляется в охладитель *3*, в котором он охлаждается, и затем поступает на орошение в камеру *2*, после чего цикл повторяется вновь.

Описанная установка проста: она состоит из обычного оборудования кондиционирования воздуха и дополнительной теплообменной аппаратуры. При использовании таких установок отпадает необходимость в холодильных машинах. Для получения холода расходуется тепловая энергия низкого потенциала. Электроэнергия расходуется при этом только на привод насосов.

Снижение теплосодержания обрабатываемого воздуха в таких установках происходит главным образом вследствие осушения воздуха при контакте с раствором. Процесс регенерации раствора осуществляется под вакуумом с использованием тепла низкого потенциала (при температуре 50—80°).

При осушении воздуха холодным раствором можно получить повышенный эффект снижения теплосодержания воздуха за счет утилизации холода «охлаждающей» воды с температурой 12—20°. Это является положительной особенностью установки рассматри-

ваемого типа, так как известно, что воду с такой температурой для целей непосредственного охлаждения и осушения воздуха использовать не всегда возможно.

Рассмотрим с помощью $I-d$-диаграммы процессы взаимодействия между воздухом и растворами солей.

Из предыдущего известно, что при контакте воздуха с капельками разбрызгиваемой воды возможные изменения состояния воздуха находятся в пределах криволинейного треугольника $БАЕ$ (см. рис. 48). В нем точка $А$ соответствует начальному состоянию обрабатываемого воздуха, а прямые $АБ$ и $АЕ$ являются касательными, проведенными из точки $А$ к кривой $\varphi = 100\%$.

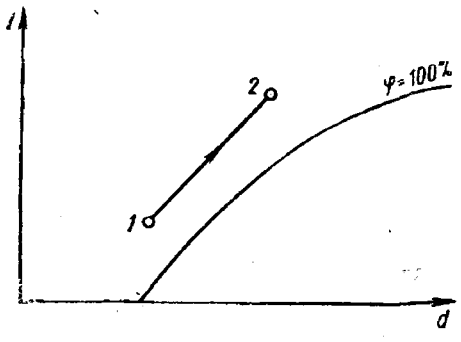


Рис. 113. Нагревание и увлажнение воздуха при контакте его с водным раствором солей

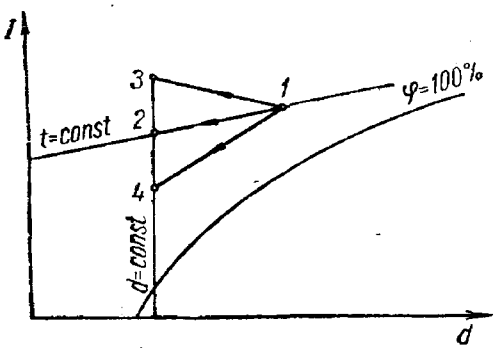


Рис. 114. Изображение на $I-d$-диаграмме процессов осушения воздуха с помощью растворов

Использование водных растворов некоторых солей для кондиционирования воздуха следует считать более эффективным, чем применение воды, так как эти растворы позволяют расширить пределы изменения параметров обрабатываемого воздуха. Например, при обработке воздуха водой невозможно произвести осушение изотермическое, осушение с одновременным нагреванием и некоторые другие случаи обработки воздуха.

При использовании растворов для нагрева и увлажнения воздуха в зимнее время этот процесс изображается на $I-d$-диаграмме прямой $1—2$ (рис. 113). В этом случае в результате взаимодействия раствора с воздухом повышается его тепло- и влагосодержание.

Такой процесс обработки воздуха обусловливается соответствующей концентрацией раствора, при которой упругость водяных паров над раствором будет выше, чем в обрабатываемом воздухе.

Вследствие разности температур раствора и обрабатываемого воздуха происходит нагрев воздуха, а наличие разности упругостей водяных паров на поверхности капелек раствора и в воздухе обеспечивает процесс испарения воды из раствора. Таким образом, воздух в процессе обработки будет нагреваться и увлажняться.

Для восстановления концентрации раствора к нему добавляют соответствующее количество воды. Нагрев раствора можно производить в нагревателе.

Осушение воздуха с помощью растворов может протекать изотермически (луч *1—2*, рис. 114), с повышением температуры (луч *1—3*) и с понижением температуры (луч *1—4*).

Изотермическое осушение влажного воздуха растворами можно произвести при одинаковых начальных температурах воздуха и орошающего раствора при таком количестве последнего, при котором теплота конденсации водяных паров и теплота разбавления несущественно повышают температуру раствора.

Для осушения воздуха, которое сопровождается повышением его температуры, требуется более высокая температура раствора, чем у обрабатываемого воздуха. Однако температура раствора при этом не может значительно превышать температуру воздуха, так как для осушения воздуха требуется, чтобы упругость водяных паров над поверхностью раствора была меньше упругости водяных паров в воздухе.

Осушение воздуха с одновременным его нагреванием можно также производить при равенстве начальных температур воздуха и раствора, но при малом количестве последнего. При таких условиях повышение температуры воздуха происходит вследствие повышения температуры раствора за счет теплоты конденсации водяных паров и теплоты разбавления.

Для осушения воздуха с одновременным понижением его температуры требуется, чтобы температура раствора была ниже, чем при изотермическом процессе.

Пример. Произвести расчет кондиционирования воздуха, определить потребное количество раствора, его концентрацию, а также начальную и конечную температуры.

Параметры внутреннего воздуха: $t_в = +22°$, $\varphi_в = 50\%$, $I_в = 11{,}4$; $d_в = 8{,}4$. Параметры наружного воздуха: $t_н = +30°$, $\varphi_н = 60\%$; $I_н = 17$; $d_н = 16{,}2$. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п = 2000$. Температура приточного воздуха $t_п = 17°$. Схема обработки воздуха — прямоточная. Количество выделяющейся влаги в помещении 30 *кг/ч*.

Решение. На $I-d$-диаграмму (рис. 115) наносим точку B, соответствующую параметрам внутреннего воздуха. Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до изотермы 17°. Полученная точка $П$, характеризующая состояние приточного воздуха, имеет следующие параметры: $\varphi_п = 61\%$; $d_п = 7{,}5$; $I_п = 8{,}6$.

Необходимое количество воздуха составляет:

$$L = \frac{30\,000}{8{,}4 - 7{,}5} = 33\,330 \text{ кг/ч}.$$

Для получения воздуха состояния, характеризуемого точкой $П$, предполагается обработка воздуха раствором хлористого кальция. Приняв параметры точки $П$ за конечное состояние воздуха, обрабатываемого в форсуночной камере, и соединив прямой эту точку с точкой H, соответствующей состоянию наружного воздуха, получим луч процесса изменения состояния наружного воздуха при орошении его рассолом.

Учитывая реальные условия процесса тепло- и массообмена в камере орошения, принимаем коэффициент ее эффективности равным

$$E = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{п}}}{d_{\text{н}} - d_{\text{к}}} = 0{,}95.$$

Отсюда

$$d_{\text{к}} = 16{,}2 - \frac{16{,}2 - 7{,}5}{0{,}95} = 7{,}05 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Продолжив прямую $НП$ до пересечения с $d_{\text{к}}$=const, получим точку $К$, определяющую средние параметры разбрызгиваемого рассола:

$$t_{\text{р.ср}} = t_{\text{к}} = 16°;\ p_{\text{р.ср}} = 8{,}5 \text{ мм рт. ст.}$$

В соответствии с полученными значениями $t_{\text{р.ср}}$ и $p_{\text{р.ср}}$ по диаграмме (см. рис. 110) для раствора $CaCl_2$ находим необходимую среднюю концентрацию $К_{\text{р.ср}}$=26,5%, соответствующую параметрам точки $К$.

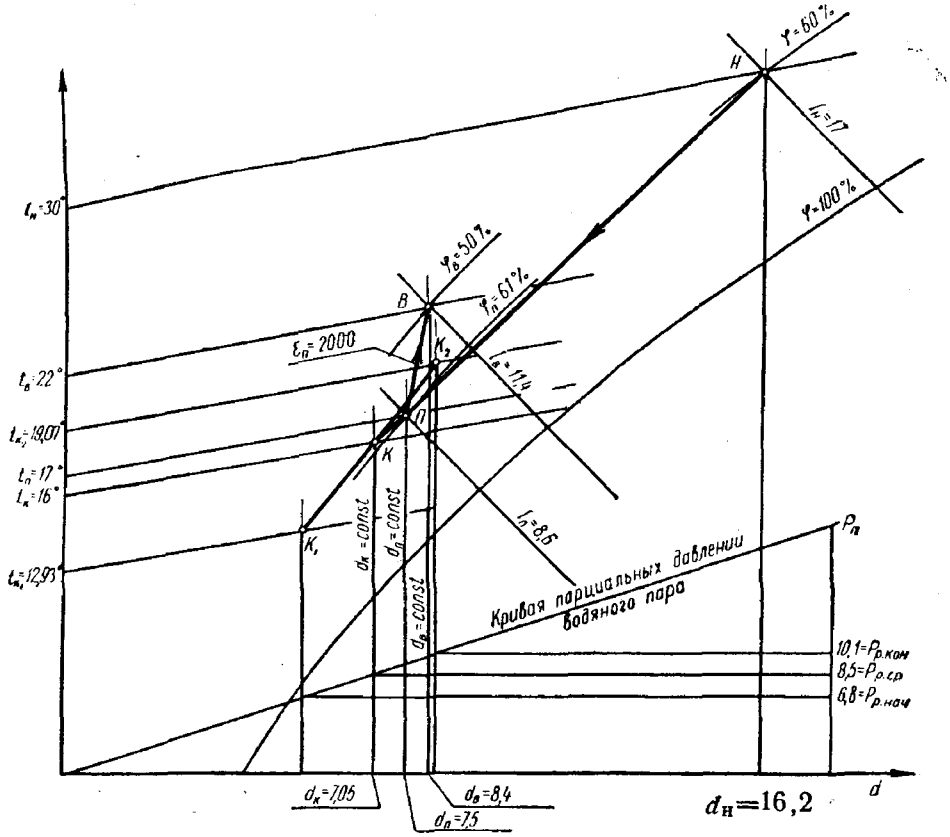


Рис. 115. Построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха при применении раствора хлористого кальция

Обычно в процессе сорбции допускается изменение концентрации в пределах до 0,3%. Принимаем изменение концентрации равным 0,1%. Тогда начальная концентрация $К_{\text{р.нач}}$=26,55% и конечная $К_{\text{р.кон}}$=26,45%.

Количество конденсирующейся из воздуха влаги равно:

$$W_{\text{к}} = 33\,330\,(16{,}2 - 7{,}5)\,10^{-3} = 290 \text{ кг/ч}.$$

Для определения величин W и G воспользуемся выражениями начальной и конечной концентраций раствора:

$$K_{\text{р.нач}} = \frac{100G}{G + W - \frac{W_к}{2}}; \quad K_{\text{р.кон}} = \frac{100G}{G + W + \frac{W_к}{2}}.$$

В результате совместного их решения получим:

$$W = 56\,485 \text{ кг/ч};$$

$$G = 20\,365 \text{ кг/ч};$$

$$W + G = 76\,850 \text{ кг/ч}.$$

При этом коэффициент орошения $\mu = \frac{76\,850}{33\,330} = 2{,}3$.

Количество раствора, разбрызгиваемого в оросительной камере, равно:

$$W + G - \frac{W_к}{2} = 56\,485 + 20\,365 - \frac{290}{2} = 76\,705 \text{ кг/ч}.$$

Количество раствора, выпадающего в поддон кондиционера, составит

$$W + G + \frac{W_к}{2} = 56\,485 + 20\,365 + \frac{290}{2} = 76\,995 \text{ кг/ч}.$$

Полное количество тепла, отводимое от воздуха в оросительной камере, равно:

$$Q_0 = 33\,330\,(17 - 8{,}6) = 280\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Пользуясь графиком (см. рис. 111), находим теплоту разбавления, отнесенную к средней температуре раствора $t_{\text{р.ср}} = t_к = 16°$ и $K_{\text{р.ср}} = 26{,}5\%$:

$$152 \cdot 290 = 44\,000 \text{ ккал/ч},$$

где 152 *ккал/кг* сконденсировавшейся влаги — теплота разбавления.

Таким образом, полное количество тепла, поступающего в раствор, составит:

$$Q_р = 280\,000 + 44\,000 = 324\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Теплоемкость раствора при $t_{\text{р.ср}} = 16°$ определяем по формуле [Л. 26]

$$c_t = c_0 + 0{,}0019 t_{\text{р.ср}} \left(\sqrt[4]{\gamma_{15} - 1} - 0{,}409\right),$$

где $c_0 = 0{,}678$ — теплоемкость раствора при $t = 0°$;

$\gamma_{15} = 1{,}25$ — плотность раствора при $t = 15°$ (c_0 и γ_{15} приняты при $K_{\text{р.ср}} = 26{,}5\%$);

$$c_t = 0{,}678 + 0{,}0019 \cdot 16 \left(\sqrt[4]{1{,}25 - 1} - 0{,}409\right) = 0{,}687 \text{ ккал/кг·град}.$$

Температурный перепад раствора составит:

$$\Delta t = \frac{324\,000}{76\,850 \cdot 0{,}687} = 6{,}14°.$$

При этом начальная температура раствора

$$t_{\text{р.нач}} = 16 - \frac{6{,}14}{2} = 12{,}93°;$$

конечная температура раствора

$$t_{\text{р.кон}} = 16 + \frac{6,14}{2} = 19,07°.$$

По графику (см. рис. 110) находим упругости водяных паров над поверхностью раствора, соответствующие начальным и конечным параметрам раствора:

$$p_{\text{р.нач}} = 6,8 \text{ мм рт. ст и } p_{\text{р.кон}} = 10,1 \text{ мм рт. ст.}$$

В соответствии с начальными и конечными параметрами раствора на $I - d$-диаграмму наносим точки, характеризующие его начальное и конечное состояния.

§ 8. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АДСОРБЦИЕЙ С ПОМОЩЬЮ ТВЕРДЫХ ВЛАГОПОГЛОЩАЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

Явление адсорбции заключается в поглощении паров, газов или растворенных веществ поверхностью твердых поглотителей (адсорбентов). Такими поглотителями могут являться активированный уголь, силикагель, алюмогель, губчатая платина и др. Все эти вещества характеризуются капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей нескольких сот квадратных метров на 1 *кг* массы вещества.

Механизм процесса осушения воздуха при проходе его через слой адсорбента [Л. 25] заключается в следующем. Известно, что когда смачивающая жидкость частично заполняет капиллярный канал, мениск жидкости в капилляре приобретает вогнутую форму. Парциальное давление паров на вогнутой поверхности мениска меньше, чем парциальное давление паров над плоской поверхностью жидкости.

Поскольку парциальное давление водяных паров в воздухе, окружающем капиллярное тело, выше, чем на вогнутой поверхности мениска, то образующийся потенциал вызывает перенос пара из окружающего воздуха в капилляр. В капиллярном канале пар претерпевает фазовое превращение при переходе из газообразного в жидкое состояние.

Таким образом, при прохождении осушаемого воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, обусловленное наличием некоторого количества жидкости в капиллярах, необходимого для образования вогнутого мениска.

Из элементарной физики известно, что понижение парциального давления на вогнутой поверхности мениска обратно пропорционально радиусу капилляра. Следовательно, и количество конденсирующегося пара будет также обратно пропорционально радиусу капилляра.

Из числа упомянутых выше адсорбентов в технике кондиционирования воздуха широко применяются силикагель и алюмогель.

Силикагель SiO_2 представляет собой зернистое стекловидное вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла минераль-

ной кислотой. Для осушения воздуха обычно применяют силикагель с размерами зерен от 1 до 3 *мм*.

Поверхность капилляров в одном килограмме силикагеля достигает 400 000 $м^2$ при удельном весе 2,04—2,5. Объемный вес силикагеля равен 640—700 $кг/м^3$. Силикагель обладает высокой гидрофильностью. Адсорбирующая способность силикагеля зависит от температуры осушаемого воздуха. С повышением температуры воздуха способность поглощения влаги силикагелем уменьшается.

При длительном пребывании силикагеля в воздухе, обладающем неизменяющимися параметрами, он приобретает равновесное состояние, характеризующееся определенным значением влагосодержания g, выражаемым в *г/кг* сухого силикагеля.

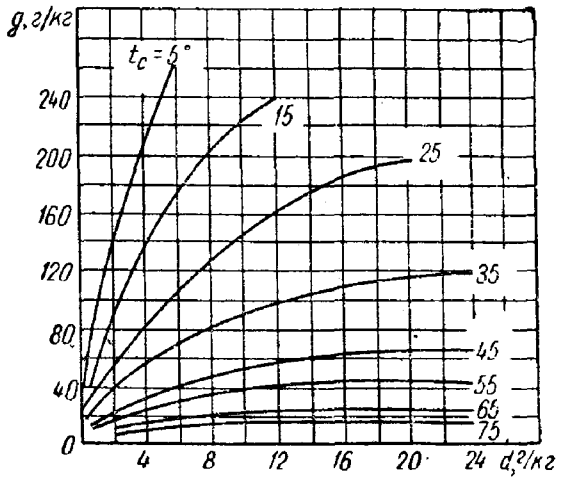


Рис. 116. Зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от температуры и влагосодержания воздуха

На рис. 116 изображена зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от температуры и содержания влаги в воздухе при длительном пребывании силикагеля в воздушной среде с постоянными параметрами. Из графика видно, что при определенном влагосодержании воздуха равновесное состояние силикагеля тем ниже, чем выше температура воздуха. Поэтому применять силикагель для осушения воздуха при температурах выше 35° нецелесообразно.

В условиях практического применения силикагеля или другого вида адсорбента влажность не следует доводить до предельных условий, показанных на графике (рис. 116). Последнее объясняется тем, что в процессе работы слоя адсорбента, осушающего воздух, его насыщение происходит отдельными слоями по ходу воздуха.

Рассмотрим этот вопрос несколько подробнее. Если через слой адсорбента толщиной *АГ* (рис. 117) проходит осушаемый воздух, то отношение $x : a$ в какой-то момент времени будет выражать степень насыщения адсорбента влагой (здесь x — влажность адсорбента в данный момент; a — предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, равное 0,08÷0,1 от веса сухого силикагеля).

На рис. 117 маштаб этого отношения в пределах от 0 до 1 нанесен на оси ординат. По истечении z_4 часов некоторая часть слоя толщиной *АБ* оказывается полностью насыщенной. В пределах толщины слоя БВ в этот момент степень насыщения адсорбента изменяется от 0 до 1. В последней части слоя (*ВГ*) отношение $x : a \to 0$.

Следовательно, воздух приобретает конечную влажность по выходе из слоя *БВ*.

По истечении времени, равного z_6 часов, воздух уже невозможно осушить до заданного уровня, так как с этого момента степень использования слоя адсорбента будет непрерывно снижаться. Таким образом, осушение воздуха должно прекратиться еще до достижения всем слоем адсорбента равновесной влажности $x:a=1$.

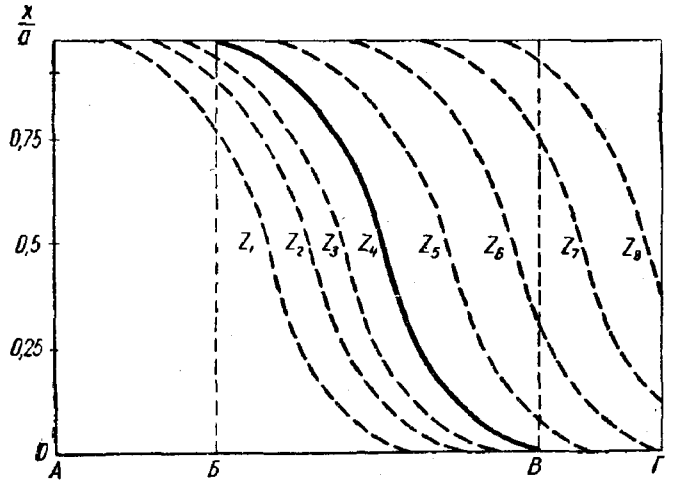


Рис. 117. Изменение влажности силикагеля

Изложенное показывает, что чем меньше толщина слоя *АГ*, тем меньше предельная величина степени насыщения $x:a$. Следовательно, с этой точки зрения для более полного использования адсорбента толщина его слоя должна быть по возможности бóльшей. Однако с возрастанием толщины слоя увеличивается его сопротивление прохождению воздуха. При размере зерен силикагеля от 1 до 3 *мм* сопротивление слоя можно приближенно найти по формуле

$$h=(3{,}5\div 4{,}0)\,\delta v^2\ [кГ/м^2], \qquad \text{(VII-38)}$$

где δ — толщина слоя силикагеля, *мм*;

v — скорость воздуха, отнесенная к лобовому сечению слоя силикагеля, *м/сек*.

Кроме силикагеля, для осушения воздуха можно использовать алюмогель Al_2O_3. Объем капилляров алюмогеля примерно составляет 30% его общего объема, поверхность капилляров 1 *кг* алюмогеля достигает примерно 250 000 $м^2$; объемный вес — 800 $кг/м^3$, удельный вес — 3,25. Алюмогель рекомендуется применять для осушения воздуха с температурой не выше 25°.

Приведенные характеристические данные свидетельствуют о более низкой способности алюмогеля как адсорбента по сравнению с силикагелем. Предельное количество влаги, насыщающей алюмогель, составляет $a=0{,}04$—$0{,}1$ от веса сухого вещества.

Степень осушения воздуха в случае применения алюмогеля выше, чем при использовании силикагеля. Размеры зерен алюмогеля колеблются в пределах от 1 до 3 *мм*. В связи с резким снижением адсорбционной способности алюмогеля с повышением температуры в толще его слоя иногда прокладывают змеевики, по которым пропускают холодную воду, охлаждающую алюмогель. Это мероприятие способствует повышению адсорбционной способности слоя адсорбента в процессе его использования.

В процессе адсорбции конденсация влаги в капиллярах сопровождается выделением теплоты испарения и теплоты смачивания. Полная теплота адсорбции составляет около 700 *ккал/кг*, из которых около 100 *ккал/кг* составляет теплота смачивания. Выделяющаяся теплота адсорбции повышает температуру как слоя адсорбента, так и осушаемого воздуха. Наибольшее повышение температуры адсорбента наблюдается в той его части, в которой в данный момент происходит поглощение влаги. При этом по мере смещения зоны адсорбции в том же направлении происходит и смещение зоны наиболее высокой температуры.

Применение твердых влагопоглощающих веществ позволяет получить почти абсолютно сухой воздух.

Использование твердых влагопоглощающих веществ для осушения воздуха можно рекомендовать в тех случаях, когда целью обработки воздуха является его осушение и нагревание.

Рассмотрим построение процесса адсорбции на $I-d$-диаграмме.

Выше было сказано, что полная теплота адсорбции с достаточным приближением может приниматься равной 700 *ккал/кг* адсорбированной влаги. Из этого количества тепла около 100 *ккал/кг* расходуется на нагревание адсорбента и элементов конструкции адсорбера.

В дальнейшем изложении приняты следующие обозначения:

I_1, d_1, t_1 — начальные параметры воздуха;

I_2, d_2, t_2 — конечные параметры воздуха;

$G_к$ — количество водяных паров, сконденсировавшихся в адсорбере;

i_a — теплота адсорбции;

q — расход тепла на нагревание адсорбента и конструкций адсорбера (принимается около 100 *ккал/кг* адсорбированной влаги);

c — теплоемкость влажного воздуха;

L — количество осушаемого воздуха.

Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции напишем выражение балансов по теплу и по влаге:

$$LI_2 = LI_1 - G_к t_2 - qG_к + 100G_к, \qquad (а)$$

где 100 — теплота смачивания, *ккал/кг*, адсорбированной влаги;

$$L\frac{d_2}{1000} = L\frac{d_1}{1000} - G_к. \qquad (б)$$

Разделив выражение (а) на (б), после соответствующих преобразований получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{-G_к t_2 - qG_к + 100G_к}{-G_к} = t_2 + q - 100 \approx t_2. \quad \text{(VII-39)}$$

В процессе адсорбции температура воздуха повышается на

$$\Delta t = \frac{(-i_a - q - t_2)\frac{d_1 - d_2}{1000}}{c}. \quad \text{(VII-40)}$$

Следовательно, конечная температура воздуха будет равна:

$$t_2 = t_1 + \Delta t. \quad \text{(VII-41)}$$

Подставив в выражение VII-39 значение Δt и решив его относительно искомой величины t_2, получим:

$$\varepsilon \approx t_2 = \left[t_1 + \frac{(i_a - q)(d_1 - d_2)}{1000c} \right] : \left(1 + \frac{d_1 - d_2}{1000c} \right). \quad \text{(VII-42)}$$

Если точка *1* (рис. 118) соответствует начальному состоянию воздуха, то, проведя через нее луч процесса адсорбции до пересече-

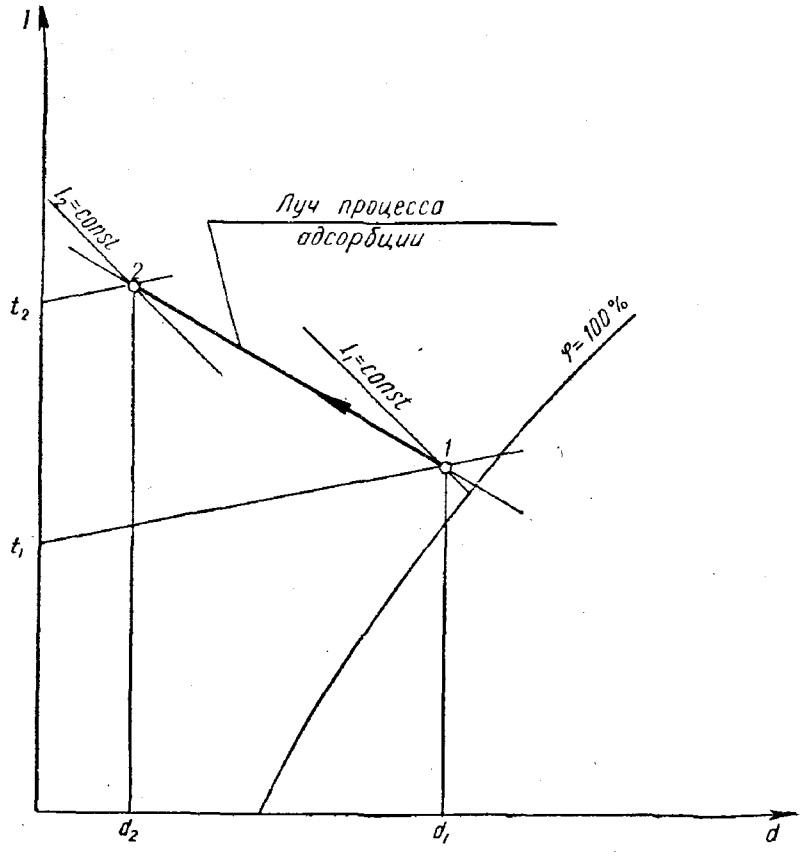


Рис. 118. Построение на $I-d$-диаграмме процесса адсорбции

ния с линией $d_2 = \text{const}$ (заданного конечного влагосодержания воздуха), получим точку 2, параметры которой определяют конечное состояние воздуха, выходящего из адсорбера.

В процессе работы слой адсорбента по достижении предельной влажности прекращает поглощение влаги из воздуха. Для восстановления адсорбирующей способности адсорбент подвергают активации, которая заключается в продувке через слой адсорбента нагретого воздуха или отфильтрованных дымовых газов при температурах 180—240°.

Под воздействием высокой температуры влага, содержащаяся в капиллярах, испаряется и отводится вместе с газом или воздухом. В процессе активации слой адсорбента нагревается до 100—110°, вследствие чего перед повторным его использованием адсорбент охлаждают путем продувки через него холодного воздуха. Продувка способствует также поддержанию в адсорбенте минимального количества воды, обеспечивающего образование в капиллярах вогнутого мениска, при наличии которого адсорбент приобретает способность адсорбировать водяной пар.

Таким образом, при работе адсорбционного воздухоосушителя непрерывно чередуются процессы адсорбции и активации. Продолжительность процесса активации принимается равной продолжительности процесса адсорбции, поэтому для обеспечения непрерывного процесса осушения воздуха адсорберы дублируют. В то время как один аппарат адсорбирует влагу, другой подвергается активации. Переключение аппаратов производится автоматически, с помощью реле времени.

Продолжительность периода адсорбции выбирают в зависимости от конкретных условий (в пределах от 10 *мин* до 8 *ч*).

Выше было сказано, что в процессе активации вначале происходит нагревание адсорбента и испарение влаги, а затем охлаждение. Длительность нагревания и испарения влаги составляет примерно 70%, а охлаждение — 30% от общей длительности активации.

Расчет адсорбера заключается в определении необходимой лобовой поверхности слоя и его толщины.

Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, равно:

$$G_к = L(d_1 - d_2) \cdot 10^{-3} \ [кг/ч].$$

Для отведения этого количества влаги необходимый объем адсорбента должен быть равен:

$$V = F\delta = \frac{L(d_1 - d_2)z}{a\gamma_a} \cdot 10^{-3} \ [м^3], \qquad \text{(VII-43)}$$

где F — лобовая поверхность слоя адсорбента, $м^2$;

δ — толщина слоя, $м$;

γ_a — объемный (насыпной) вес адсорбента, $кг/м^3$;

a — предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, *кг/кг адс*;

z — число часов адсорбции.

В свою очередь значение F может быть определено из выражения

$$F = \frac{L}{\gamma 3600 v} [м^2], \qquad \text{(VII-44)}$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к лобовой поверхности слоя адсорбента, *м/сек*. В связи со значительным сопротивлением слоя адсорбента величину v принимают в пределах от 0,15 до 0,5 *м/сек*;

γ — объемный вес воздуха, *кг/м*^{3}.

Из совместного решения уравнений VII-43 и VII-44 находим выражение для определения толщины слоя адсорбента:

$$\delta = \frac{(d_1 - d_2)\gamma z v}{a\gamma_a} \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \ [м]. \qquad \text{(VII-45)}$$

На рис. 119 изображена схема устройства адсорбера. Адсорбер состоит из двух симметрично расположенных камер, внутри которых на полках *С* расположены слои адсорбента. Осушаемый воздух

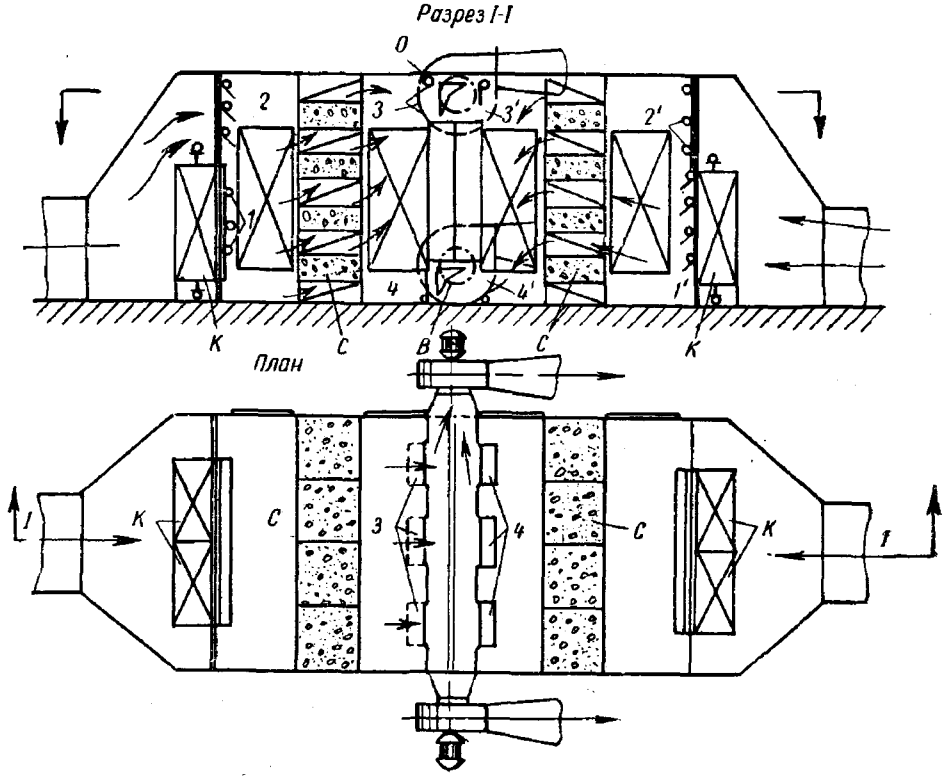


Рис. 119. Схема адсорбера периодического действия

поступает через торцовое отверстие и, пройдя слой адсорбента, отводится через канал *О*. В это время в соседней камере происходит активация. Горячий воздух поступает также через торцовое отверстие и, пройдя через слой адсорбента, отводится в канал *В*.

Активирующий воздух нагревается при помощи калориферов *К*, установленных в каждой из камер. Допустим, что левая камера работает на адсорбцию, а в правой происходит процесс активации. В этом случае клапан *1* закрыт, а через клапан *2* в левую камеру поступает воздух, подлежащий осушению. Клапан *3* открыт, клапан *4* закрыт. Осушенный воздух из левой камеры поступает в канал *О* и далее направляется по своему назначению. В правой камере клапаны *2'* и *3'* закрыты, а клапаны *1'* и *4'* — открыты. Нагретый в калориферах (правой камеры) воздух проходит через слой адсорбента и затем отводится через канал *В*.

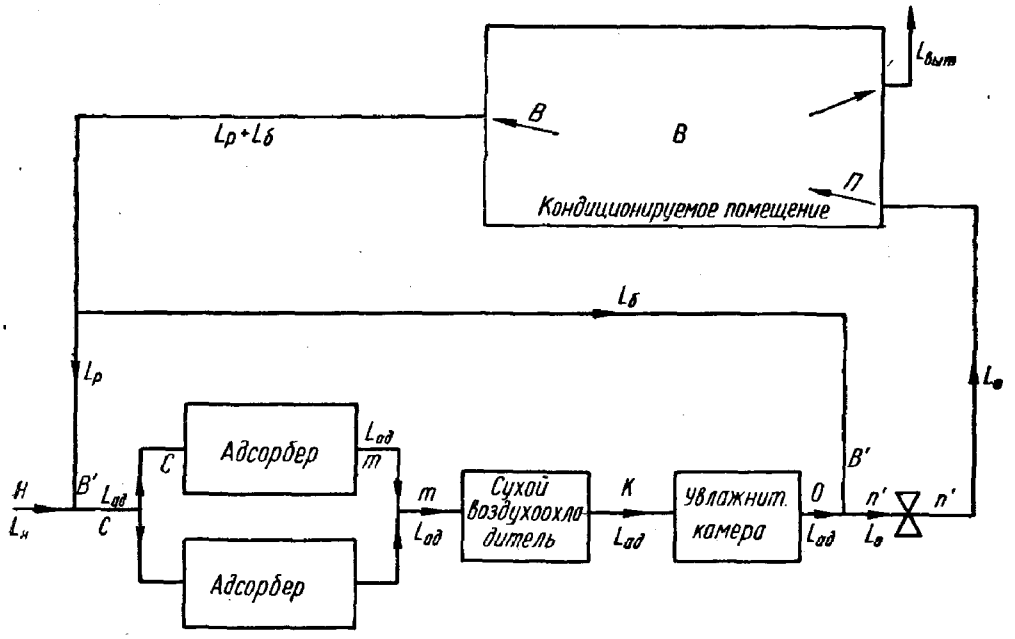


Рис. 120. Принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха, использующая для осушения воздуха твердые влагопоглощающие вещества ($L_р=L_{рI}$; $L_б=L_{рII}$)

Твердые адсорбенты можно применять и для целей кондиционирования воздуха. На рис. 120 изображена схема такого устройства.

Наружный воздух после смешивания с рециркуляционным поступает в адсорбер, где осушается. Затем смесь поступает в сухой поверхностный воздухоохладитель (через который обычно пропускается водопроводная вода), в котором она охлаждается.

После охлаждения смесь поступает в увлажнительную камеру, в которой адиабатически увлажняется. Далее увлажненный воздух смешивается с воздухом второй рециркуляции, в результате чего он приобретает заданные параметры на выходе из кондиционера.

За счет теплообмена, происходящего через стенки канала и перехода механической энергии в тепловую (в вентиляторе), воздух подогревается и поступает в обслуживаемое помещение с заданными параметрами. Воздух первой и второй рециркуляции, забирае-

мый из помещения с состоянием B, за счет теплообмена через стенки канала также повышает свою температуру, в результате чего приобретает состояние, характеризуемое точкой B', с которым он поступает в кондиционер.

На рис. 121 изображено построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) по схеме обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией с использованием твердых влагопоглощающих веществ.

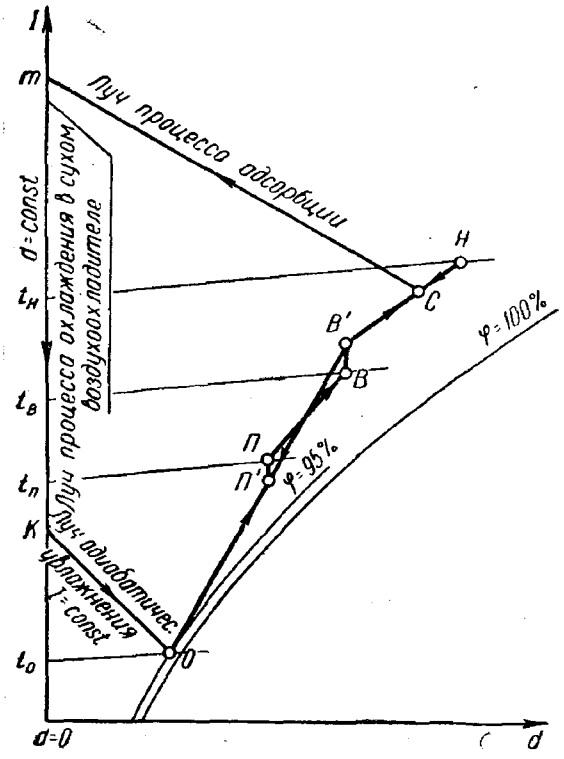


Рис. 121. Построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) с применением твердых влагопоглощающих веществ

Строят этот процесс следующим образом. Через точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводят луч процесса в помещении. На направлении этого луча по допустимому температурному перепаду $(t_в - t_п)$ находят точку $П$, определяющую параметры приточного воздуха. Затем определяют общее количество вентиляционного воздуха

$$L_0 = \frac{W + \sum G}{d_в - d_п} \cdot 10^3 \, [кг/ч].$$

Далее находят положение точек B' и $П'$, через которые проводят прямую смеси до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$. Количество воздуха второй рециркуляции находят из пропорции

$$\frac{L_0}{L_{рII}} = \frac{B'O}{П'O},$$

откуда

$$L_{рII} = L_0 \frac{П'O}{B'O}.$$

Количество воздуха, проходящего через адсорбер, охладитель и увлажнительную камеру, равно:

$$L_{а.т} = L_0 - L_{рII}.$$

При заданном количестве наружного воздуха $L_н$ количество воздуха первой рециркуляции составляет:

$$L_{рI} = L_{ад} - L_н.$$

Через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку B' проводится прямая смеси. Положение точки смеси на этой прямой находится из пропорции

$$\frac{L_{ад}}{L_н} = \frac{B'H}{CB'},$$

откуда

$$CB' = B'H \frac{L_н}{L_{ад}}.$$

С помощью выражения VII-42 вычисляют угловой коэффициент луча процесса в адсорбере и затем через точку C проводят луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d=0$. Точка пересечения m характеризует состояние воздуха, выходящего из адсорбера. Через точку O проводят луч адиабатического процесса увлажнения до пересечения с линией $d=0$ в точке K. Параметры этой точки определяют состояние воздуха, выходящего из сухого воздухоохладителя, а линия mK является лучом процесса в сухом воздухоохладителе ($\varepsilon = -\infty$).

На основании произведенного построения имеем:

количество сконденсировавшейся в адсорбере влаги

$$G_с = L_{ад}(d_с - d_m)\,10^{-3}\ [кг/ч]; \qquad \text{(VII-46)}$$

количество тепла, отведенного от воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе:

$$Q = L_{ад}(I_m - I_к)\ [ккал/ч]; \qquad \text{(VII-47)}$$

количество влаги, испаряющейся в увлажнительной камере:

$$W_{исп} = L_{ад}(d_о - d_к)\,10^{-3}\ [кг/ч]. \qquad \text{(VII-48)}$$

Так как $d_к = 0$, то

$$W_{исп} = L_{ад} d_о \cdot 10^{-3}\ [кг/ч]. \qquad \text{(VII-48')}$$

Полученные таким путем величины $G_с$, Q и $W_{исп}$, а также и температуры, которые можно взять непосредственно из $I-d$-диаграммы, являются исходными данными для расчета адсорбера, сухого воздухоохладителя и увлажнительной камеры.

Пример. Построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха с использованием силикагеля для целей осушения воздуха. Схему обработки воздуха следует принять с первой рециркуляцией и вторым подогревом. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = +22°$, $\varphi_в = 40\%$, $I_в = 9{,}4$ *ккал/кг сух. возд* и $d_в = 6{,}7$ *г/кг сух. возд.*

Параметры наружного воздуха: $t_н = +30°$, $\varphi_н = 60\%$; $I_н = 17$ *ккал/кг сух. возд* и $d_н = 16{,}2$ *г/кг сух. возд.*

Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_п = \dfrac{12\,000}{10} = 1200$; температура приточного воздуха $t_п = 16°$; количество наружного воздуха $L_н = 1800$ *кг/ч.*

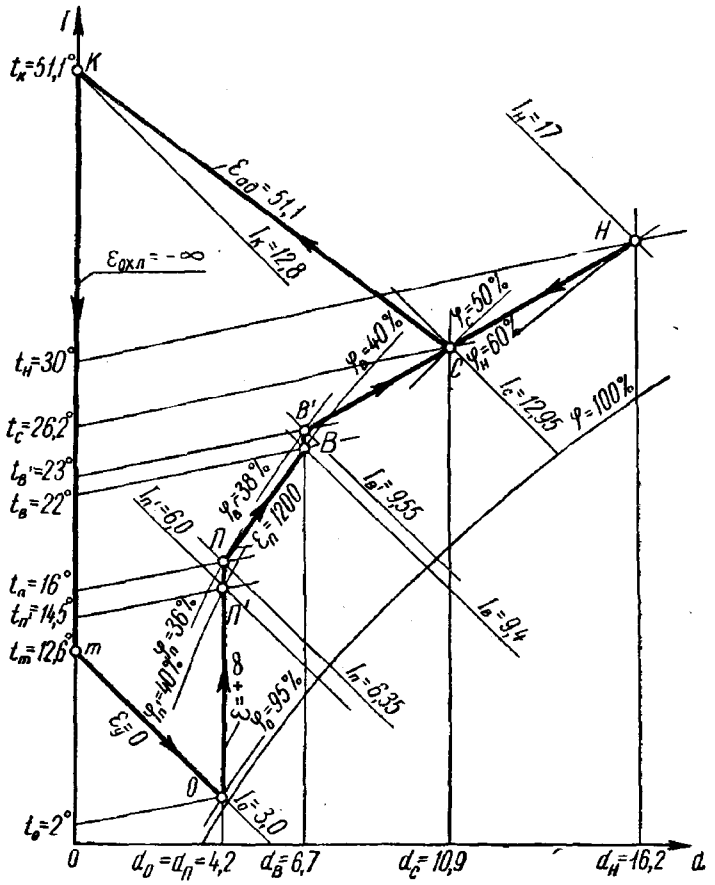


Рис. 122. Пример построения на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) с применением твердых влагопоглощающих веществ

Решение. Через точку B (рис. 122) проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой $t_п = 16°$ в точке $П$, параметры которой определяют необходимое состояние приточного воздуха:

$t_п = 16°$; $\varphi_п = 36\%$; $I_п = 6{,}35$ *ккал/кг сух. возд*; $d_п = 4{,}2$ *г/кг сух. возд.*

Количество вентиляционного воздуха

$$L_0 = \frac{10 \cdot 10^3}{6{,}7 - 4{,}2} = 4000 \text{ кг/ч}.$$

Принимая, что температура приточного воздуха в вентиляторе и каналах повышается на 1,5°, а рециркуляционного воздуха — на 1°, находим на $I-d$-диаграмме соответствующие точки B' и $П'$. Параметры их: $t_{B'} = 23°$;

$\varphi_{B'}=38\%$; $I_{B'}=9{,}55$ *ккал/кг сух. возд*; $d_{B'}=6{,}7$ *г/кг сух. возд*; $t_{П'}=14{,}5°$; $\varphi_{П'}=40\%$; $I_{П'}=6{,}0$ *ккал/кг сух. возд*; $d_{П'}=4{,}2$ *г/кг сух. возд.*

Соединив точку B' с точкой H, соответствующей состоянию наружного воздуха, находим длину отрезка CB' на основании пропорции

$$CB' = \frac{1800}{4000} \cdot 109 = 49.$$

Отложив от точки B' полученную длину отрезка $B'C$, находим на прямой $B'H$ положение точки C, имеющей следующие параметры: $t_c=26{,}2°$; $\varphi_c=50\%$; $I_c=12{,}95$ *ккал/кг сух. возд* и $d_c=10{,}9$ *г/кг сух. возд.*

Принимая теплоту адсорбции $i_a=700$ *ккал/кг вып. влаги*, количество тепла, расходуемого на нагрев адсорбента и конструкций, $q=100$ *ккал/кг вып. влаги* и конечное влагосодержание осушаемого воздуха $d_2=d_к=0$, по формуле VII-42 вычисляем значение углового коэффициента луча процесса адсорбции:

$$\varepsilon_{ад} = \left[26{,}2 + \frac{(700-100)\dfrac{10{,}9}{1000}}{0{,}24}\right] : \left(1 + \frac{10{,}9}{1000 \cdot 0{,}24}\right) = 51{,}1.$$

Через точку C проводим луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d=0$ в точке K, параметры которой характеризуют состояние воздуха, выходящего из адсорбера. Значения этих параметров следующие: $t_к=51{,}1°$; $I_к=12{,}8$ *ккал/кг сух. возд*; $d_к=0$; $\varphi_к=0$. Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, составит:

$$G_к = 4000 \frac{10{,}9-0}{1000} = 43{,}6 \text{ кг/ч}.$$

Принимая предельное количество влаги, насыщающей адсорбент $a=0{,}1$ *кг/кг сух. адс*, плотность адсорбента $\gamma_a=700$ *кг/м*^{3} и число часов адсорбции $z=2$, по формуле VII-43 находим необходимый объем адсорбента

$$V = \frac{4000(10{,}9-0)\cdot 2}{0{,}1 \cdot 700 \cdot 1000} = 1{,}247 \text{ м}^3.$$

При скорости воздуха $v=0{,}2$ *м/сек* (отнесенной к лобовой поверхности слоя адсорбента) по формуле VII-44 определяем площадь лобовой поверхности слоя адсорбента

$$F = \frac{4000}{1{,}14 \cdot 3600 \cdot 0{,}2} = 4{,}88 \text{ м}^2.$$

Толщина слоя адсорбента равна:

$$\delta = \frac{1{,}247}{4{,}88} = 0{,}256 \text{ м}.$$

Сопротивление слоя адсорбента проходу воздуха находим по формуле VII-38:

$$H = 3{,}5 \cdot 256 \cdot 0{,}2^2 = 35{,}75 \text{ кГ/м}^2.$$

Через точку $П'$ проводим луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi=95\%$ в точке O, параметры которой определяют состояние воздуха, выходящего из увлажнительной камеры: $t_o=2°$, $\varphi_o=95\%$; $I_o=3$ *ккал/кг сух. возд*; $d_o=4{,}2$ *г/кг сух. возд.*

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения ($I_o=\text{cosnt}$) до пересечения с линией $d=0$ в точке m. Параметры этой точки

определяют состояние воздуха, выходящего из сухого поверхностного воздухоохладителя:

$$t_m = 12{,}6°;\ \varphi_m = 0;\ I_m = I_0 = 3\ ккал/кг\ сух.\ возд;\ d_m = 0.$$

Процесс охлаждения воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе изображается лучом Km.

На основании произведенного построения имеем:

количество тепла, отводимого от воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе:

$$Q = 4000\,(12{,}8 - 3) = 39\,200\ ккал/ч;$$

количество влаги, испарившейся в увлажнительной камере:

$$W_{исп} = 4000 \cdot \frac{4{,}2}{1000} = 16{,}8\ кг/ч;$$

количество тепла, расходуемого на нагрев воздуха в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 4000\,(6 - 3) = 12\,000\ ккал/ч.$$

Глава VIII

ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА В УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для охлаждения воды или рассола, а также для непосредственного охлаждения воздуха в практике кондиционирования используют естественные и искусственные источники холода.

Естественными источниками холода могут быть артезианская вода, вода горных рек и лед. К искусственным источникам относят парокомпрессионные и пароводяные холодильные машины. В установках кондиционирования чаще других применяют парокомпрессионные машины.

Охлаждение и осушение воздуха часто происходит при начальной температуре воды 8—10°. Воду при такой температуре можно получить из артезианских источников. В горных районах температура речной воды обычно не превышает 5°. В случае применения артезианской воды или из горной реки необходимо непрерывно менять такую воду по мере повышения ее температуры. Холодная вода в таких установках непосредственно из сети или с подкачкой насосом подается в кондиционер, где она нагревается, а затем сбрасывается в водосток или используется для производственных нужд.

Применение артезианской воды в некоторых случаях имеет известные экономические преимущества по сравнению с искусственными источниками холода. Если для отведения нагретой воды в водоем необходимы водостоки большой протяженности, целесообразность использования артезианской воды следует установить путем технико-экономических сравнений.

Одним из недостатков артезианской воды как источника холода является довольно высокая ее температура, не позволяющая в ряде случаев обеспечить необходимое осушение обрабатываемого воздуха.

Лед в качестве источника холода можно применять для небольших установок кондиционирования воздуха. При этом качество льда должно удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям.

Для охлаждения и осушения воздуха использовать лед можно в двух вариантах. В первом варианте охлаждение и осушение воздуха происходит при непосредственном контакте льда с обрабатываемым воздухом. Во втором варианте при помощи льда производится охлаждение воды, подаваемой в кондиционер.

Первый вариант можно применять лишь в небольших установках кондиционирования с пониженными требованиями к обрабатываемому воздуху. Последнее объясняется невозможностью обеспе-

чить в таких установках необходимое регулирование параметров обрабатываемого воздуха вследствие непрерывного изменения величины поверхности льда по мере его таяния.

Искусственные источники холода в отличие от естественных имеют преимущество в том, что не требуется пополнять в них охлаждающую среду.

Процессы, протекающие в парокомпрессионных холодильных машинах, связаны с изменением агрегатного состояния холодильного агента, циркулирующего в системе.

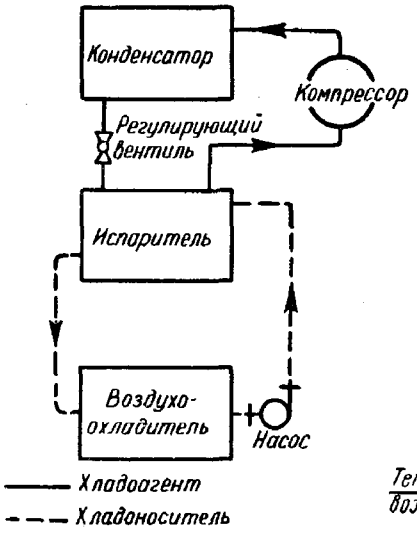


Рис. 123. Принципиальная схема компрессионной холодильной установки с промежуточным хладоносителем

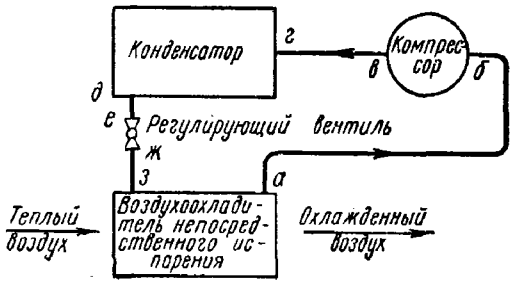


Рис. 124. Принципиальная схема холодильной установки непосредственного испарения:

а — б — холодный пар низкого давления; *в — г* — горячий пар высокого давления; *д — е* — жидкость высокого давления; *ж — з* — жидкость низкого давления

Изменение агрегатного состояния при подводе или отведении тепла является основным свойством, определяющим возможность применения того или иного вещества в качестве холодильного агента.

На рис. 123 изображена принципиальная схема холодильной установки, состоящая из компрессора, испарителя и конденсатора.

При определенном давлении и температуре поступающий в испаритель жидкий хладоагент испаряется, отнимая тепло у охлаждаемой воды, рассола или непосредственно от охлаждаемого воздуха (непосредственное охлаждение, рис. 124).

Если вода или рассол охлаждается в испарителе, холодильные установки носят название установок с промежуточным хладоносителем (рис. 123). При непосредственном охлаждении воздуха в ис-

парителе их называют установками непосредственного испарения (рис. 124).

На рис. 123 изображена установка с промежуточным хладоносителем. Испарившийся в испарителе хладоагент в газообразном состоянии отсасывается компрессором, в котором он подвергается сжатию и при более высоком давлении (в перегретом состоянии) нагнетается в конденсатор. В конденсаторе хладоагент отдает (охлаждающей воде) теплоту конденсации и превращается при этом в жидкую фазу. Из конденсатора жидкий хладоагент через регулирующий вентиль снова направляется в испаритель, и холодильный цикл повторяется.

В процессе работы холодильной машины в системе циркулирует одно и то же количество холодильного агента.

Холодильные парокомпрессионные машины различают по производительности, применяемому в них холодильному агенту, по способу сжатия газа и некоторым другим признакам.

В зависимости от способа сжатия газа холодильные машины бывают с поршневыми компрессорами, с ротационными и турбокомпрессорами.

Первый тип компрессора наиболее широко применяется для установок кондиционирования воздуха.

В качестве холодильных агентов используют различные вещества.

К их числу относят аммиак, фреон, хлорметил, сернистый ангидрид и др. Наиболее широкое распространение в технике кондиционирования воздуха получил фреон [Л. 22].

§ 2. ЕСТЕСТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА

При использовании в качестве источника холода артезианской воды целесообразнее применять двухступенчатое орошение воздуха. Такая схема (рис. 125) имеет экономические преимущества

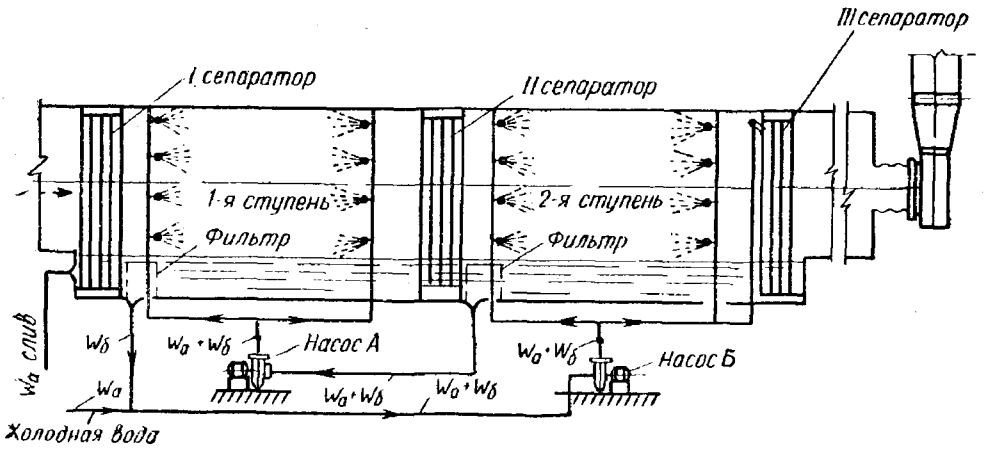


Рис. 125. Схема устройства двухступенчатой камеры орошения

вследствие более эффективного использования запаса холода воды (при этой схеме обработки воздуха можно достичь бо́льшего температурного перепада охлаждающей воды).

Как видно из рис. 125, оросительная камера с помощью промежуточного сепаратора разделена на две части, представляющие собой как бы две самостоятельные оросительные камеры.

Вода из артезианской скважины в количестве $W_а$ смешивается с водой в количестве $W_б$, стекающей из поддона первой ступени камеры по ходу воздуха. Затем смесь определенной температуры с помощью насоса *Б* направляется в камеру второй ступени (по ходу воздуха), в которой она разбрызгивается с помощью форсунок.

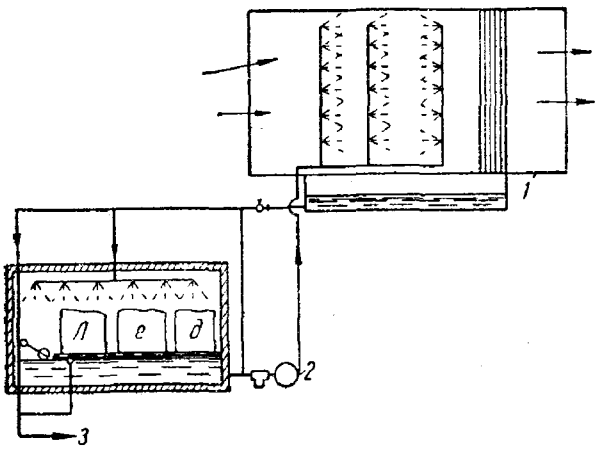


Рис. 126. Схема установки для охлаждения воды с помощью льда:

1 — форсуночная камера; *2* — насос; *3* — сброс в канализацию

В результате контакта с воздухом, поступающим из первой ступени камеры, температура воды повышается, а воздух приобретает заданное влагосодержание.

Выпавшая в поддон второй ступени отработанная вода забирается насосом *А* в количестве $W_а + W_б$ и подается в форсунки первой ступени, в которой она вновь разбрызгивается. В результате контакта с воздухом (поступающим в первую ступень) температура воды еще повышается. Таким образом, температурный перепад воды в целом для камеры двухступенчатого орошения получается бо́льшим, чем у одноступенчатой камеры.

Выпавшая в поддон первой ступени вода частично идет на сброс (в водосток или используется на какие-либо производственные нужды) и частично в количестве $W_б$ забирается на рециркуляцию.

В некоторых случаях воздух можно охлаждать сначала артезианской водой, а затем более холодной водой, получаемой с помощью холодильной установки. Такая система позволяет обеспечить обработку воздуха в соответствии с заданными условиями, причем в ней используется сравнительно дешевая артезианская вода и вместе с тем уменьшается мощность установки для охлаждения воды.

Следует заметить, что затраты на сооружение скважины и колодцев иногда превышают расходы на оборудование установки с холодильными машинами, особенно при малых или средних расходах холода (примерно около 100 000 *ккал/ч*).

При фонтанирующих скважинах затраты снижаются. Однако целесообразность использования артезианской воды в каждом отдельном случае необходимо подтвердить соответствующими технико-экономическими расчетами.

Установки кондиционирования воздуха небольшой мощности могут получать холод от тающего льда. На рис. 126 изображена схема устройства для охлаждения воды льдом. Лед загружают в теплоизолированный ледовый танк, в верхнюю часть которого подается нагретая вода из поддона форсуночной камеры *1*.

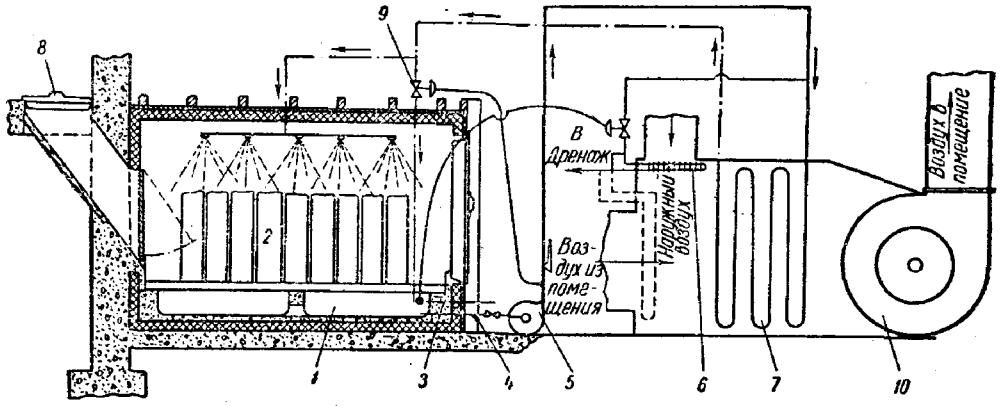


Рис. 127. Установка для кондиционирования воздуха с помощью льда: *1* — бак-холодогенератор; *2* — лед; *3* — перелив; *4* — фильтр для воды; *5* — насос; *6* — экономайзер; *7* — змеевик воздухоохладителя; *8* — люк для загрузки льда; *9* — обводной вентиль для регулирования температуры воды; *10* — вентилятор

Орошение слоя льда производится с помощью форсунок или перфорированных труб. При контакте с поверхностью льда вода охлаждается и затем сливается в поддон танка.

Охлажденная вода насосом *2* подается к форсункам кондиционера.

Для регулирования температуры воды, подаваемой в камеру, перед всасывающим патрубком насоса присоединяют трубу, с помощью которой к охлажденной воде можно подмешивать более теплую воду, поступающую из поддона кондиционера. Таким образом температура воды может меняться в достаточно широких пределах (от 1—2° до температуры охлаждаемого воздуха по мокрому термометру).

Избыток воды, получающийся в результате таяния льда, удаляется по трубе *3* в водосток. Емкость ледового танка определяется частотой загрузки его новыми порциями льда.

На рис. 127 изображена установка фригаторного типа, получившая применение в США. Эта установка состоит из стального или железобетонного изолированного бака — холодогенератора, обычно размещаемого в подвальном этаже. Вода в холодогенераторе охлаждается вследствие контакта ее с поверхностью льда.

Орошение льда охлаждаемой водой производят из форсунок. Охлажденная вода стекает в поддон бака, откуда через сетчатый фильтр забирается насосом и затем подается в воздухоохладитель ребристо-змеевикового типа. Нагревшаяся в воздухоохладителе вода вновь поступает на охлаждение в ледогенератор.

Температура воды, поступающей в воздухоохладитель, регулируется вентилем, автоматически перепускающим часть теплой воды. Излишняя вода удаляется в канализацию через экономайзер (ребристый воздухоохладитель), в котором дополнительно используется имеющийся еще в ней запас холода, расходуемый на предварительное охлаждение наружного воздуха. В поддоне предусматривается устройство резервного перелива. Емкость холодогенератора обычно принимают в соответствии с суточной потребностью льда из расчета 150 *кг* льда на 1 $м^3$ охлаждаемой воды.

Лед, используемый в описанных установках, по своим качествам должен удовлетворять санитарным требованиям.

Для приближенного расчета ледового танка можно использовать результаты исследования проф. А. Г. Ткачева (Ленинградский технологический институт холодильной промышленности).

Количество холода, получаемое при плавлении 1 *кг* льда и нагревании образовавшейся талой воды до температуры t_2, равно $80+t_2$ (где 80—теплота плавления льда, *ккал/кг*).

Если обозначить через t_1 и t_2 соответственно начальную и конечную температуры охлаждаемой воды, то количество воды, которое может быть охлаждено за счет плавления 1 *кг* льда, равно:

$$W=\frac{80+t_2}{t_2-t_1}\ [кг]. \qquad \text{(VIII-1)}$$

Охлаждать воду можно путем погружения льда в воду или орошением ею льда. Непрерывное таяние льда в процессе охлаждения воды сопровождается уменьшением его поверхности, с уменьшением которой уменьшается и скорость плавления льда. С известным приближением скорость плавления льда можно определить по формуле

$$g=\frac{\alpha F\,\frac{t_1+t_2}{2}}{80}=\frac{\alpha\,(t_1+t_2)\,F}{160}\ [кг/ч], \qquad \text{(VIII-2)}$$

где α — коэффициент теплообмена между водой и поверхностью льда, *ккал/м² ч · град.*

Для кусков льда, имеющих форму цилиндра, значение α может быть определено на основании критериальной зависимости, предложенной проф. А. Г. Ткачевым:

$$Nu=A(Gr\cdot Pr)^n. \qquad \text{(VIII-3)}$$

Значения коэффициента A и показателя степени n приведены в табл. 27.

Продолжительность плавления льда зависит от размера его кусков и разности температур. Эта зависимость имеет следующий вид:

$$\frac{Fo}{\pi} Nu = 0{,}35, \quad \text{(VIII-4)}$$

Таблица 27

Gr·Pr	A	n
10^4—10^7	0,4	0,25
Более 10^7	0,104	0,33

где $Fo = \frac{az}{d^2}$ — критерий Фурье;

a — коэффициент температуропроводности воды;

z — продолжительность таяния льда, *ч*;

d — диаметр цилиндрического куска льда, *м*;

$\pi = \frac{r}{c\Delta t}$ — критерий Кутателадзе;

r — теплота плавления льда;

c — теплоемкость воды;

$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2}$ — разность между средней температурой воды и температурой поверхности тающего льда, равной 0°.

Раскрывая критерии в выражении VIII-4, после соответствующих преобразований получим:

$$z = \frac{28\,000d}{a\Delta t}. \quad \text{(VIII-5)}$$

Так как в действительности куски льда отличаются от формы правильного цилиндра, использование для расчета приведенных выше зависимостей может дать только приближенный результат.

Исследования установки для кондиционирования воздуха с охлаждением воды с помощью льда, произведенные А. А. Гоголиным, показали, что при производительности установки в 15 000 *ккал/ч* расход льда составлял около 2 *т* в сутки. На 1 $м^3$ рабочего объема танка при интенсивности орошения 2,13 $м^3/м^2 \cdot ч$ коэффициент теплопередачи колебался в пределах от 3500 до 4000 $ккал/м^3 \cdot ч \cdot град$.

К числу преимуществ льда, применяемого в качестве источника холода, следует отнести низкую первоначальную стоимость устройства и относительно несложное холодильное оборудование. К недостаткам относятся значительные эксплуатационные расходы, зависимость от источника льдоснабжения и трудности эксплуатации, связанные с транспортировкой, дроблением и загрузкой льда в танк.

§ 3. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Холодильный цикл парокомпрессионной холодильной машины связан с изменением фазового состояния холодильного агента при подводе и отведении тепла. Последнее является основным свойством, обусловливающим возможность использования того или иного вещества в качестве холодильного агента. Кроме того, холодильные агенты должны быть безвредны, взрывобезопасны, инертны в отношении металлов, иметь умеренное давление в области рабочих температур и хорошую термодинамическую характеристику.

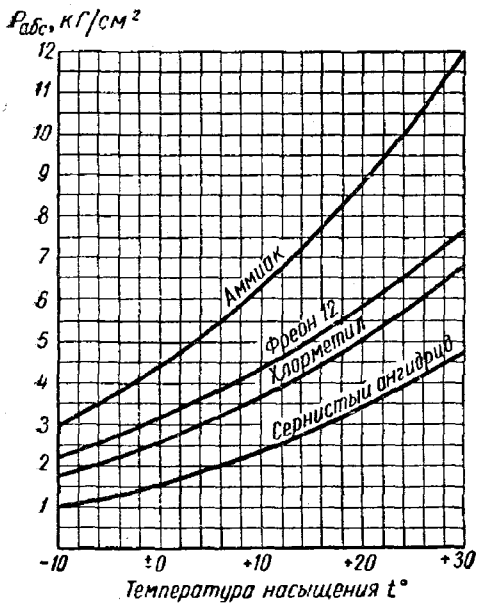


Рис. 128. Кривые зависимости давления от температуры насыщения для различных холодильных агентов в холодильных машинах с поршневыми компрессорами

Для установок кондиционирования воздуха первые два свойства являются главными. Благодаря взрывобезопасности холодильной установки ее возможно располагать непосредственно в обслуживаемом здании.

Режим работы холодильной машины определяется следующими тремя основными температурами:

1) температурой испарения $t_о$, которую принимают несколько ниже температуры охлаждаемой среды в испарителе (воды или рассола);

2) температурой конденсации $t_к$, которую принимают несколько выше температуры охлаждающей воды (или воздуха) в конденсаторе;

3) температурой переохлаждения жидкого хладоагента перед регулирующим вентилем $t_и$.

Постоянным температурам испарения и конденсации соответствуют определенные постоянные давления, создаваемые компрессором: на стороне всасывания — давление испарения $p_о$, на стороне нагнетания — давление конденсации $p_к$. Отношение $p_к : p_о$ называется степенью сжатия газа.

Для установок кондиционирования воздуха с промежуточным хладоносителем (водой или рассолом) необходимая температура испарения хладоагента обычно находится в пределах $(-10°) \div (+5°)$. Для установок кондиционирования, в которых воздух непосредственно охлаждается в испарителе, температура испарения не выходит за пределы $(+5) \div (+10°)$. Такие относительно высокие температуры испарения позволяют использовать для сжатия паров

хладоагента одноступенчатые поршневые компрессоры, а также турбокомпрессоры с 3—4 ступенями. В зависимости от способов сжатия паров применяют различные виды хладоагентов.

Для поршневых компрессоров используют следующие хладоагенты: аммиак, фреон, сернистый ангидрид, хлорметил. В практике кондиционирования воздуха наибольшее распространение получил фреон-12. Это вещество не имеет ни запаха, ни цвета, при обычной температуре безвредно, не горит и не взрывается. При температуре 550° фреон-12 разлагается с образованием фосгена. Безводный фреон-12 инертен к металлам, применяемым в машиностроении. Недостатком фреона-12 является повышенная способность растворения смазочных масел. Кроме того, отсутствие запаха при повышенной проницаемости фреона создает трудности обнаружения его утечки, вследствие чего предъявляются высокие требования к плотности всех соединений установки.

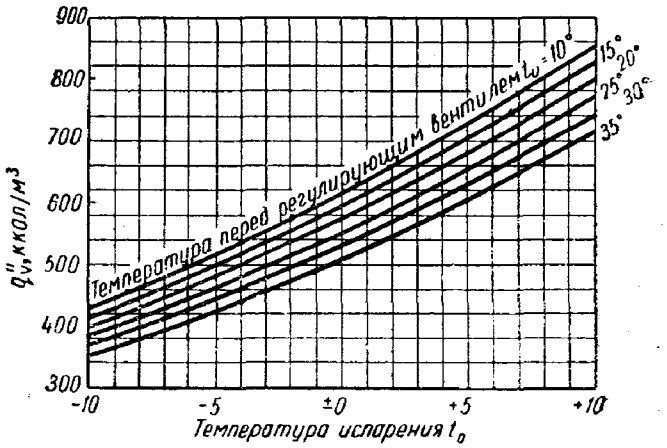


Рис. 129. Объемная холодопроизводительность фреона-12

Температура кипения фреона при 1 *ата* равна —29,4°.

На рис. 128 приведены кривые зависимости давления от температуры насыщения для различных холодильных агентов. Как видно из рис. 128, при температуре насыщения фреона, равной —5°, рабочее давление должно составлять 2,66 *ата*, а при температуре +30°—7,6 *ата*. Для аммиака при тех же температурах рабочие давления соответственно значительно выше, чем для фреона.

Количество тепла, которое отдает охлаждаемая среда в испарителе на каждый килограмм испарившегося холодильного агента, равно разности между теплосодержанием уходящего холодильного агента (в парообразной фазе) и теплосодержанием поступающего в испаритель. Эта величина, отнесенная к 1 $м^3$ пара, отсасываемого из испарителя, называется объемной холодопроизводительностью и обозначается через q_v'' *ккал*/$м^3$.

На рис. 129 приведены кривые зависимости q_v'' от температур t_0 и $t_и$ для фреона-12.

Таким образом, производительность холодильной машины определяется количеством испарившегося холодильного агента и отсосанного из испарителя компрессором.

Вследствие обратного расширения газообразного холодильного агента, оставшегося в конце хода сжатия в мертвом пространстве

цилиндра, засасывание газа в цилиндр компрессора происходит не по всей длине хода поршня. В этой связи, а также вследствие утечек газа через поршневые кольца и прочих потерь, объем засасываемого газа получается меньше, чем объем, описываемый поршнями компрессора.

Отношение объема засасываемого компрессором газа в течение часа к объему, описываемому поршнями за это же время, носит название коэффициента подачи компрессора.

С учетом коэффициента подачи хладопроизводительность холодильной машины может быть выражена так:

$$Q_0 = V_h q_v'' \lambda_0 \ [ккал/ч], \qquad \text{(VIII-6)}$$

где V_h — часовой объем, описываемый поршнями компрессора;

λ_0 — коэффициент подачи.

Коэффициент подачи компрессора зависит от типа компрессора, отношения $p_к : p_0$, величины вредного пространства цилиндра и температуры испарения.

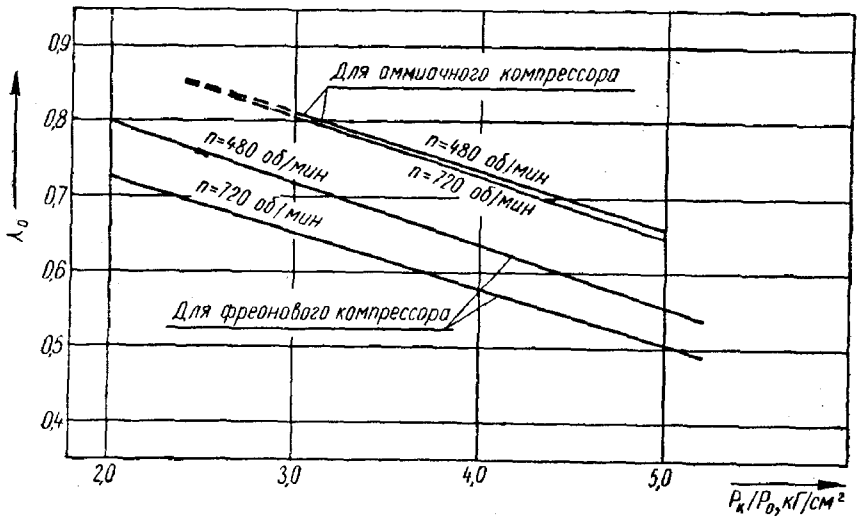


Рис. 130. Коэффициент подачи для аммиачных и фреоновых вертикальных компрессоров

Величину коэффициента подачи определяют опытным путем. В практических расчетах с достаточным приближением его значение можно принимать в зависимости только от степени сжатия газа, т. е. от отношения $p_к : p_0$ и типа компрессора.

На рис. 130 приведены эти зависимости для аммиачных и фреоновых вертикальных компрессоров.

Номинальная холодопроизводительность компрессоров относится к условным температурным режимам. В Советском Союзе такими стандартными температурными режимами являются $t_0 = -15°$; $t_к = +30°$; $t_и = +25°$.

Для фреоновых компрессоров холодопроизводительность приводится в килокалориях, соответствующих рабочим условиям компрессора,

$$t_0 = +5°; \quad t_к = +30° \text{ и } t_и = +25°.$$

Характеристика холодопроизводительности фреоновых компрессоров приведена на рис. 131. Изображенные на этом рисунке кривые холодопроизводительности показывают, что температура испарения весьма существенно влияет на холодопроизводительность холодильной машины. Например, холодопроизводительность фреоновой холодильной машины увеличивается примерно на 50—60% при повышении температуры испарения от −10 до 0°.

Влияние на холодопроизводительность изменения температуры конденсации, как это видно из рис. 131, значительно меньше.

Для практического определения мощности, потребляемой компрессором, более удобно пользоваться величиной удельной холодопроизводительности K *ккал/квт·ч*. Эта величина представляет собой количество холода, получаемое при затрате 1 *квт* при теоретическом адиабатическом процессе сжатия газа.

Теоретическая адиабатическая мощность N_a может быть выражена в следующем виде:

$$N_a = \frac{Q_0}{K} \text{ [квт]}, \qquad \text{(VIII-7)}$$

где Q_0 — действительная холодопроизводительность машины, *ккал/ч*.

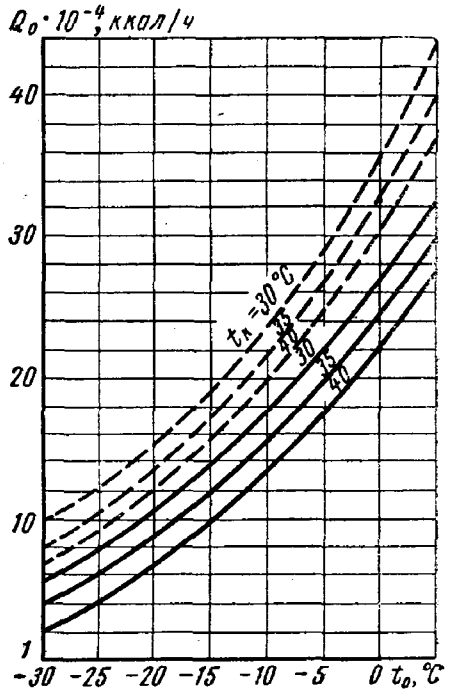


Рис. 131. Холодопроизводительность фреоновых компрессоров ФУ-175 при различных температурах кипения и конденсации и при скорости вращения:
— — — — — 960 *об/мин*;
———— 720 *об/мин*

Величина удельной холодопроизводительности K зависит от температуры испарения t_0 и температуры конденсации $t_к$. Эта зависимость для фреона-12 приведена на рис. 132.

Действительная индикаторная мощность N_i при сжатии того же количества газа будет выше теоретической вследствие ряда энергетических потерь, сопровождающих процесс сжатия газа.

Отношение $N_a : N_i = \eta_i$ носит название индикаторного коэффициента полезного действия компрессора. Произведя соответствую-

щие подстановки в выражение η_i и решив его относительно N_i, получим:

$$N_i = \frac{Q_o}{K\eta_i} . \qquad \text{(VIII-8)}$$

Полная эффективная мощность компрессора, учитывающая потери на трение в механизме его движения, равна:

$$N_т = \frac{N_i}{\eta_т} , \qquad \text{(VIII-9)}$$

где $\eta_т$ — механический коэффициент полезного действия, зависящий от ряда факторов и в том числе от отношения $p_к : p_o$.

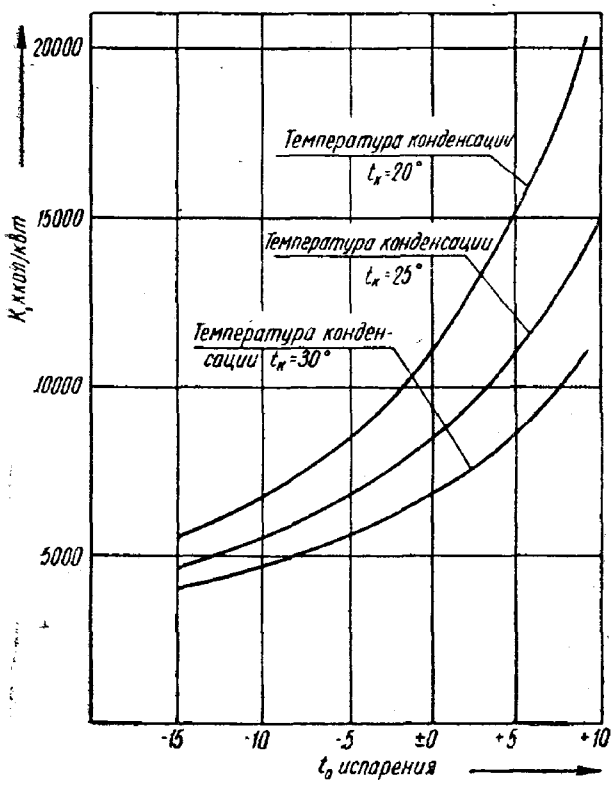


Рис. 132. Кривые удельной холодопроизводительности для фреона

Расчетную тепловую нагрузку конденсатора $Q_к$ определяют по выражению

$$Q_к = Q_o + 860N_i, \qquad \text{(VIII-10)}$$

где 860 N_i — теплота, эквивалентная мощности, затрачиваемой в компрессоре (джоулево тепло).

Расчет холодильной установки следует начинать с установления температурных условий ее работы.

Температуру испарения t_o в случае непосредственного охлаждения воздуха в испарителе принимают на основании произведенного построения процесса охлаждения и осушения воздуха на $I-d$-диаграмме. При охлаждении промежуточного хладоносителя (воды или рассола). При температуре t_o принимается на 5—6° ниже средней температуры охлаждаемого хладоносителя.

Температуру конденсации $t_к$ рекомендуется принимать на 5—7° выше температуры охлаждающей воды. Если охлаждение конденсатора воздушное, то $t_к$ принимается не менее чем на 10° выше средней температуры охлаждающего воздуха.