А. Я. КРЕСЛИНЬ,
канд. техн. наук

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ
ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва — 1972

УДК 697.94—52

В брошюре изложены теоретические основы технологии регулирования однозональных систем кондиционирования воздуха (СКВ) по методу оптимальных режимов.

Обоснованы технико-экономические преимущества нового метода, даны рекомендации по проектированию СКВ и необходимый для этого справочный материал.

Книга рассчитана на широкий круг специалистов, работающих в области проектирования, наладки и эксплуатации СКВ.

Таблиц 9, иллюстраций 44, библиография — 59 наименований.



Креслинь Андрис Янович

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

* * *

Стройиздат
Москва, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редактор издательства *Л. И. Круглова*
Внешнее оформление художника *В. Н. Журавского*
Технические редакторы *Н. Е. Иноземцева, Г. Д. Наумова*
Корректор *Е. Н. Кудрявцева*

Сдано в набор 2/VIII 1971 г. Подписано к печати 2/XI 1971 г. Т-13977
Бумага 84×108$^{1}/_{32}$ д. л. 1,5 бум. л. 5,04 усл. печ. л. (уч.-изд. 5,3 л.)
Тираж 15 000 экз. Изд. № А. VI-2596 Зак. № 1439. Цена 27 коп.

Типография № 32 Главполиграфпрома
Москва, Цветной бульвар, 26

3—2—10
226—71

ПРЕДИСЛОВИЕ

До последнего времени системы кондиционирования воздуха (СКВ) регулируют, как правило, по методу точки росы.

При регулировании кондиционера по методу точки росы тепло на второй подогрев тратится даже тогда, когда энтальпия наружного воздуха превышает энтальпию приточного воздуха. В летнее время тепло, сообщенное воздуху в калорифере второго подогрева, поступает в помещение и является дополнительной нагрузкой на холодильную установку. При совпадении параметров наружного воздуха с приточным любая тепловлажностная обработка наружного воздуха не логична. Между тем, при регулировании СКВ по этому методу воздух круглогодично проходит обработку в форсуночной камере.

Широкое применение столь неэкономичного метода регулирования СКВ объясняется тем, что до последнего времени отсутствовали надежные конструкции датчиков относительной влажности энтальпии.

В большинстве случаев расходы тепла, холода и электроэнергии на обработку воздуха можно сократить, изменив порядок обработки воздуха в кондиционере. Проведенные автором теоретические и экспериментальные исследования позволили найти оптимальную последовательность обработки воздуха и разработать системы авторегулирования однозональных СКВ.

Новый метод регулирования СКВ, названный «методом оптимальных режимов», в настоящее время внедряется в гражданское и промышленное строительство.

Теоретические основы нового метода регулирования СКВ разрабатывались под научным руководством проф. д-ра техн. наук Е. Е. Карписа. Экспериментальная проверка метода оптимальных режимов в лабораторных условиях на действующих системах проводилась в б. лаборатории центральных кондиционеров НИИ санитарной техники (г. Москва).

Электрические системы авторегулирования, обеспечивающие работу СКВ с минимальными затратами энергии, были разработаны в Государственном территориальном институте Латгипропром Госстроя Латвийской ССР под руководством Г. Б. Когана.

Глава I

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПО МЕТОДУ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ

1. Краткий обзор практики регулирования систем кондиционирования воздуха

Известны многие попытки типизации схемных решений кондиционеров, применяемых на практике, и создания типовых технологических схем регулирования систем кондиционирования воздуха (СКВ).

Г. В. Архипов предложил [5—8] классификацию схемных решений систем вентиляции, воздушного отопления, кондиционирования воздуха и соответствующих схем авторегулирования.

Б. В. Баркалов [9—11], рассмотрев применяемые в практике проектирования схемные решения центральных кондиционеров, выбрал 16 из них в качестве типовых и для каждого дал принципиальную технологическую схему регулирования, указав область ее применения.

К. Н. Раттель и Н. Е. Чернов на основе материалов Центрального научно-исследовательского института хлопчатобумажной промышленности ЦНИХБИ, Ивановского научно-исследовательского института охраны труда и опыта проектирования предложили типовые схемы авторегулирования кондиционеров [48] с использованием электрических и пневматических приборов завода «Текстильмашприбор».

Классификации различных схемных решений кондиционеров и принципиальных технологических схем регулирования СКВ приводятся также в учебниках А. В. Нестеренко [39, 40], Р. М. Ладыженского [33], в работах А. А. Гоголина [14], Н. А. Полтановой [43], Ю. Н. Хомутецкого [55].

В упомянутых работах СКВ классифицированы по конструктивным признакам: наличию первой и второй рециркуляции, обводу форсуночной камеры и калориферов первого и второго подогрева.

Зарубежные фирмы, поставляющие оборудование и автоматику, также классифицируют СКВ по конструктивным признакам. Характерно, что Дж. Хейнес рас-

сматривает только системы летнего и зимнего кондиционирования, указывая, что возможных принципиальных схем регулирования систем круглогодичного кондиционирования «слишком много, чтобы можно было их описать [57].

ГПИ Сантехпроект в 1963 г. разработал 10 типовых решений схем авторегулирования центральных кондиционеров [1] с указанием области их применения. Институт Латгипропром в 1962 г. разработал техническую документацию на три электрические схемы авторегулирования [3, 22]. С 1963 г. завод «Елгавсельмаш» по этим схемам серийно выпускал комплекты систем авторегулирования центральных кондиционеров. Позже в связи с изменениями в номенклатуре приборов и оборудования ГПИ Сантехпроект и Латгипропром откорректировали разработки и выпустили типовые схемы ОВ-04-01/66 [2].

Различаем три метода регулирования влагосодержания приточного воздуха:

1) регулирование по точке росы (рис. 1, *а*), когда наружный воздух (или его смесь с уходящим) доводится в мокрой камере до параметров, близких к параметрам точки росы приточного воздуха;

2) регулирование второй рециркуляцией (рис. 1, *б*), когда наружный воздух (или его смесь с уходящим) доводится в мокрой камере до температуры более низкой, чем температура точки росы приточного воздуха. После этого он смешивается с уходящим воздухом в такой пропорции, чтобы новая смесь имела влагосодержание приточного воздуха;

3) регулирование обводом мокрой камеры (рис. 1, *в*), когда часть наружного воздуха (или его смеси с уходящим) доводится в мокрой камере до температуры более низкой, чем температура приточного воздуха, затем смешивается с необработанной частью воздуха, пропущенной по обводному каналу мимо мокрой камеры в такой пропорции, чтобы новая смесь имела влагосодержание приточного воздуха.

При всех трех методах температуру воздуха по необходимости повышают в калорифере второго подогрева. Наибольшее распространение благодаря своей простоте нашло регулирование СКВ по методу точки росы. Однако этот способ часто приводит к большому расходу энергии на обработку воздуха.

Приведем два примера.

1) При регулировании СКВ по методу точки росы (рис. 2, *а*) наружный воздух охлаждают и увлажняют, а затем подогревают. Выгоднее было бы (рис. 2, *б*) часть

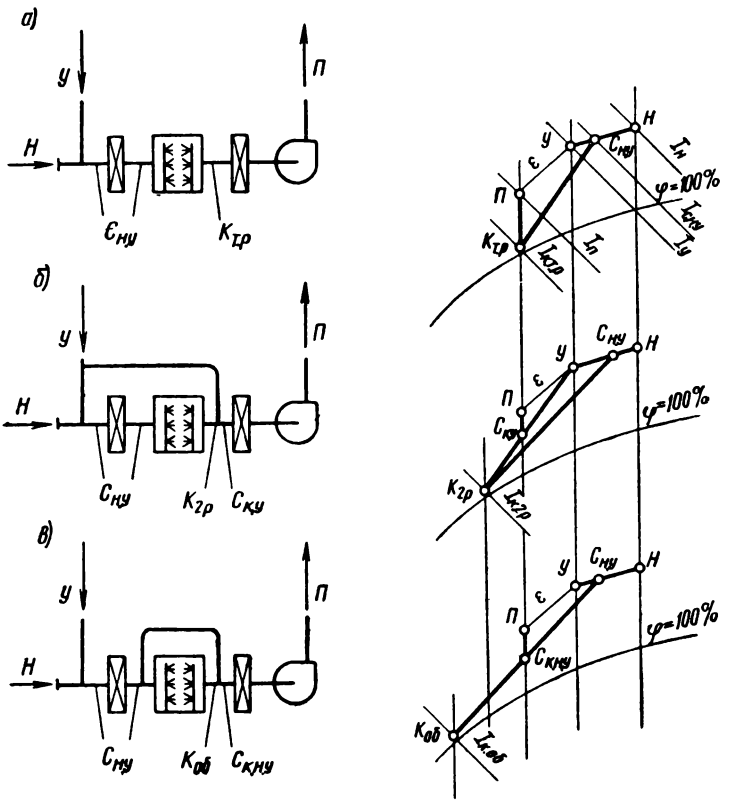


Рис. 1. Основные схемные решения кондиционеров и соответствующие им три метода регулирования влагосодержания приточного воздуха

а — по точке росы, *б* — второй рециркуляцией; *в* — обводом мокрой камеры

смеси наружного и уходящего воздуха увлажнить изоэнтальпически с последующим подмешиванием необработанной части смеси.

2) Если наружный воздух имеет параметры, характеризуемые точкой *Н* на рис. 2, *в* и *г*, то гораздо проще было бы вместо регулирования СКВ по методу точки

росы (рис. 2, *в*) смешивать наружный воздух с уходящим и полученную смесь немного подогреть (рис. 2 *г*).

Из них видим, что регулирование СКВ по методу точки росы вызывает значительные расходы холода, тепла

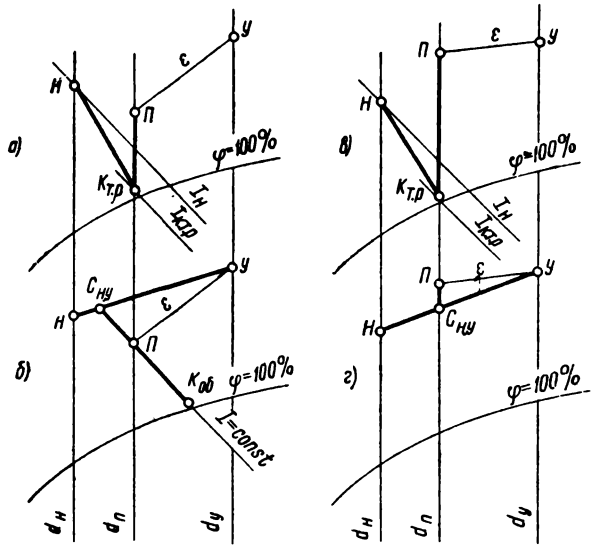


Рис. 2. Процессы обработки воздуха при регулировании СКВ по методам

а и в — точки росы, *б* — обвода мокрой камеры; *г* — иногда используемому в приточных вентиляционных установках

и электроэнергии. В первом примере не потребляются тепло и холод. Экономится электроэнергия на привод насосов, подающих воду в мокрую камеру, так как при изоэнтальпическом охлаждении коэффициент орошения может быть меньше, чем при охлаждении воздуха по политропе. При этом несколько меняется схемное решение кондиционера — вместо калорифера необходимо иметь первую рециркуляцию и обвод мокрой камеры.

Во втором — резко сокращается расход тепла, не надо охлаждать воздух и использовать мокрую камеру. Заданные параметры приточного воздуха можно поддержать приточной вентиляционной установкой, имеющей калорифер и регулируемую рециркуляцию воздуха.

Недостатки метода точки росы известны давно. В. А. Филиппов указывал: «Как это не кажется странным, но необходимо сначала охладить наружный воздух, а затем перед пуском в зал подогреть его» [53].

Жизненность этого простого, но неэкономичного метода можно объяснить тем, что до последнего времени не было надежной конструкции датчиков относительной влажности и энтальпии воздуха. При регулировании СКВ по методу точки росы можно обойтись без них, установив датчик терморегулятора в потоке воздуха за мокрой камерой или непосредственно в ее поддоне. Следовательно, по методу точки росы относительная влажность внутреннего воздуха регулируется косвенным путем.

В. А. Филиппов показал [53], что в кондиционере воздух обрабатывается в два этапа. Обеспечиваются: 1) заданное влагосодержание; 2) заданная температура. Первый этап осуществляют калорифером первого подогрева, первой рециркуляцией воздуха и мокрой камерой; второй — при регулировании СКВ по методу точки росы калорифером второго подогрева. Поскольку рециркуляционный воздух подается в кондиционер до мокрой камеры, то для подогрева воздуха, прошедшего обработку в этой камере, нельзя использовать тепло уходящего из помещения воздуха.

Для устранения этого недостатка применяют вторую рециркуляцию — введение теплого уходящего воздуха в кондиционер после мокрой камеры.

В начале 30-х годов было известно [58], что при таком способе удается сократить расход тепла на второй подогрев воздуха, а иногда даже обойтись без него. Позже В. Гудман показал построениями на I—d-диаграмме, что вторая рециркуляция воздуха летом не только снижает расходы тепла, но и экономит холод [56]. Это же доказал Е. Е. Карпис [20]. Г. В. Архипов рекомендовал [6] постоянную вторую рециркуляцию воздуха применять круглый год для помещений с постоянными влаговыделениями, а переменную — при изменяющихся влаговыделениях и значительных теплоизбытках.

При постоянной второй рециркуляции относительную влажность внутреннего воздуха можно регулировать терморегулятором, датчик которого установлен за мокрой камерой. Переменную же вторую рециркуляцию воздуха нельзя использовать без установленного в помещении

датчика относительной влажности или датчика энтальпии. Поэтому чаще применяют постоянную вторую рециркуляцию.

При регулировании СКВ по методу точки росы холод нужен, если $I_н > I_{к.т.р.}$ Если же применяется вторая рециркуляция, то холод расходуется и при $I_{к.2р} < I_н < I_{к.т.р}$ (см. рис. 1, *б*). Следовательно, регулирование СКВ методом второй рециркуляции в некоторых случаях ведет к перерасходу холода. Иногда вторую рециркуляцию не рекомендуют применять из-за подсосов уходящего воздуха летом [45], что также повышает расход холода.

Второй подогрев не требуется, если в кондиционере приготовить воздух не только с необходимым влагосодержанием, но и с заданной относительной влажностью. Это может быть достигнуто с помощью обводного канала мокрой камеры.

Если наружный воздух имеет низкую относительную влажность, то часть наружного воздуха доводится в камере до $\varphi = 100\%$, смешивается с необработанным сухим и горячим наружным воздухом, который пропускается по обводному каналу, и смесь (приточный воздух) приобретает заданные температуру и относительную влажность. При относительной влажности более 70% второй подогрев обычно нужен, но расход тепла сокращается. При относительной влажности наружного воздуха близкой к 100% регулирование СКВ путем обвода мокрой камеры равноценно регулированию по методу точки росы. В таком случае обработка воздуха в мокрой камере существенно не изменяет относительной влажности наружного воздуха и, следовательно, смесь будет иметь параметры точки росы приточного воздуха.

Обвод мокрой камеры применяется значительно реже второй рециркуляции. А. А. Лушников [34] и Н. В. Дегтярев [18], рассматривая возможные технологические схемы регулирования СКВ, даже не упоминают о нем. Б. В. Баркалов [9] приводит только один пример использования метода обвода — в прямоточной системе, предназначенной для помещений, где не требуется регулирование относительной влажности. Дело в том, что для применения метода обвода мокрой камеры необходим влагорегулятор или регулятор энтальпии. Косвенное регулирование возможно только в двух частных случаях: 1) относительная влажность внутреннего воздуха не за-

дана [9] и 2) задана максимальная допустимая влажность внутреннего воздуха [1, 2].

Более подробно преимущества регулирования СКВ методом обвода мокрой камеры рассмотрел Е. Е. Карпис [20]. Он доказал, что использование обвода, так же как применение второй рециркуляции, летом дает экономию тепла и холода. Практически регулирование СКВ методом обвода мокрой камеры пока применяют только в зимних режимах, а летом влагосодержание приточного воздуха регулируют по методу точки росы.

Таким образом, в практике используют все три метода регулирования СКВ: точки росы, второй рециркуляции и обвода мокрой камеры. До сих пор нельзя было ответить на вопрос, какой из них экономичнее и приходилось в каждом конкретном случае проводить технико-экономическое сравнение.

2. Оптимальная технология регулирования системы кондиционирования воздуха, не имеющей источника холода

При действии СКВ и любых параметрах наружного воздуха параметры воздуха в рабочей зоне должны поддерживаться в пределах температур $t_{\text{р. мин}}$—$t_{\text{р. макс}}$ и относительных влажностей $\varphi_{\text{р. мин}}$—$\varphi_{\text{р. макс}}$, т. е. в пределах четырехугольника $P_1P_2P_3P_4$ (рис. 3). При направлении процесса в помещении, равном ε, параметры уходящего воздуха будут находиться в пределах четырехугольника $У_1У_2У_3У_4$, а параметры приточного воздуха — в пределах четырехугольника $П_1П_2П_3П_4$, причем все три четырехугольника равны и их вершины, обозначенные одним и тем же индексом, расположены на одной прямой, параллельной лучу ε.

Длина отрезков $П_1У_1 = П_2У_2 = П_3У_3 = П_4У_4$ зависит, при заданной производительности системы, от величины тепло- и влагоизбытков в кондиционируемом помещении, а отношение $\frac{П_1P_1}{П_1У_1} = \frac{П_2P_2}{П_2У_2} = \frac{П_3P_3}{П_3У_3} = \frac{П_4P_4}{П_4У_4} = m$ — от принятой схемы организации воздухообмена. (Здесь m — коэффициент теплораспределения [42]. Предложенный Н. С. Сорокиным [46] критерий эффективности воздухообмена $K_э = \frac{1}{m}$, а Б. В. Баркалов называет отношение

$\frac{t_у - t_п}{t_р - t_п} = \frac{1}{m}$ коэффициентом неравномерности температур по высоте и обозначает буквой n [9, 10]). Если воздух подается в рабочую зону, то он должен иметь парамет-

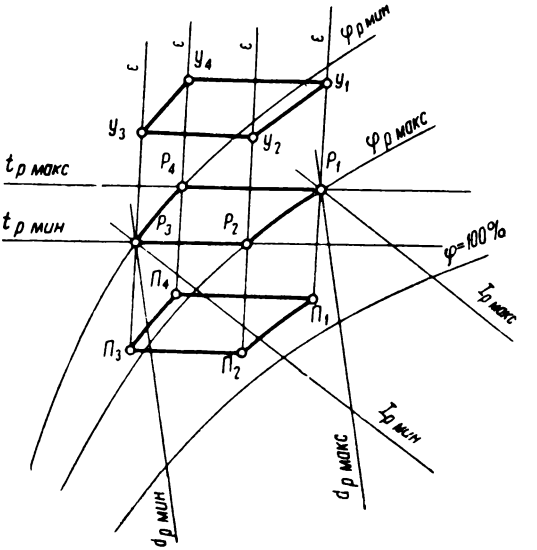


Рис. 3. Заданные допустимые пределы изменений параметров воздуха рабочей зоны, приточного и уходящего воздуха

ры, характеризуемые четырехугольником $P_1P_2P_3P_4$, т. е. тогда этот четырехугольник совмещается с четырехугольником $П_1П_2П_3П_4$ и $m=0$. При удалении воздуха из рабочей зоны при $m=1$ совмещаются четырехугольники $П_1П_2П_3П_4$ и $У_1У_2У_3У_4$.

При отрицательном тепловом балансе, т. е. при $\varepsilon<0$, четырехугольники могут поменяться местами, а при отсутствии тепло- и влаговыделений все три четырехугольника могут совпасть.

Назначение кондиционера — привести параметры обработанного воздуха к состоянию, характеризуемому криволинейным четырехугольником $П_1П_2П_3П_4$. Следует отметить, что в рассматриваемом ниже наиболее общем случае, когда $0<m<1$ и $0<\varepsilon<\infty$, стороны этого четырехугольника не совпадают ни с изотермами, ни с кривыми относительной влажности.

Полагаем, что наружный воздух имеет энтальпию $I_н \leqslant I_{н.макс}$ и влагосодержание $d_н \leqslant d_{н.макс}$. Разбиваем

рассматриваемую часть области изменения параметров наружного воздуха на восемь участков, в пределах которых состояние наружного воздуха позволяет кондиционеру работать в одном и том же режиме (режимом работы СКВ называем последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере) (рис. 4). Сначала наносим на *I—d*-диаграмму четырехугольник

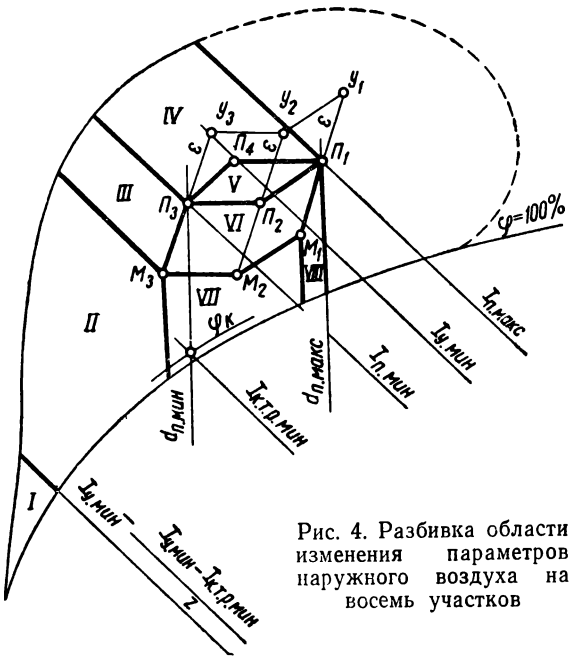


Рис. 4. Разбивка области изменения параметров наружного воздуха на восемь участков

$П_1П_2П_3П_4$ (участок *V*). Если параметры наружного воздуха находятся в пределах этого четырехугольника, то тепловлажностная обработка воздуха не нужна. При параметрах наружного воздуха в пределах участка *IV*, образуемого изоэнтальпами $I_{п.мин}$ и $I_{п.макс}$, требуется только увлажнение воздуха.

Участок *VI* образуют прямые $П_1У_1$ и $П_3У_3$, продленные вниз и влево за точками $П_1$ и $П_3$. При параметрах наружного воздуха в этих пределах достаточно смешать в нужной пропорции наружный воздух с уходящим, чтобы смесь имела заданные параметры приточного воздуха. Чем дальше от ломаной $П_1П_2П_3$ расположена точка, характеризующая состояние наружного воздуха, тем

больше в смеси потребуется уходящего воздуха и тем меньше станет доля наружного воздуха. Такой режим работы допустим до тех пор, пока отношение расхода наружного воздуха к полной производительности СКВ не станет равным коэффициенту санитарной нормы. (Коэффициентом санитарной нормы, предложенным Е. Е. Карписом [20], называют отношение минимального необходимого расхода наружного воздуха к полной производительности системы: $\frac{L_{н.мин}}{L} = z$). Это произойдет, когда точка наружного воздуха достигнет ломаной $M_1M_2M_3$. Кривые $П_1П_2$ и M_1M_2, а также прямые $П_2П_3$ и M_2M_3 эквидистантны, при этом $У_1M_1 = У_2M_2 = У_3M_3 = \frac{П_1У_1}{z} = \frac{П_2У_2}{z} = \frac{П_3У_3}{z}$.

Через точки M_1 и M_3 проводим линии влагосодержания, образующие границы участка *VII*; при параметрах наружного воздуха на этом участке кроме максимального использования рециркуляции необходим подогрев воздуха в калориферах. Проведенная через точку M_3 изоэнтальпа образует границу между участками *II* и *III*. Если точка наружного воздуха находится на этих участках, то его необходимо изоэнтальпически увлажнять и подогревать. При параметрах наружного воздуха в пределах участка *III* для подогрева достаточно рециркуляционного воздуха, а в пределах участка *II* необходим, кроме того, подогрев в калорифере. Увлажнение воздуха можно осуществить в мокрой камере с обводом, доведя его параметры до влагосодержания $d_{п.мин}$.

При параметрах наружного воздуха на участке *I* обычно применяют первый подогрев. Если точка, соответствующая состоянию наружного воздуха, расположена на границе между *I* и *II* участками, то санитарную норму наружного воздуха смешивают с уходящим воздухом, после чего полученную смесь изоэнтальпически увлажняют до параметров точки $K_{т.р.мин}$. Отсюда значение изоэнтальпы, образующей границу между *I* и *II* участками, можно определить из выражения

$$I_{у.мин} = \frac{I_{у.мин} - I_{к.т.р.мин}}{z}.$$

Ниже дано описание восьми оптимальных режимов работы при параметрах наружного воздуха в пределах, построенных на *I*—*d*-диаграмме, восьми участков. Рим-

ские цифры на рис. 4 одновременно обозначают номера участков и номера соответствующих этим участкам оптимальных режимов работы СКВ.

Изменение параметров наружного воздуха может быть вызвано суточными и сезонными колебаниями воздуха. Однако точка H может перемещаться из одного участка в другой и при неизменном состоянии наружного воздуха. В результате непостоянства тепло- и влаговыделений в помещении четырехугольники $П_1П_2П_3П_4$ и $У_1У_2У_3У_4$, меняют место на I—d-диаграмме, а вслед за ними — все границы участков.

Режим I. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка I (рис. 5). Минимальное количество наружного воздуха смешивается с уходящим. Смесь по-

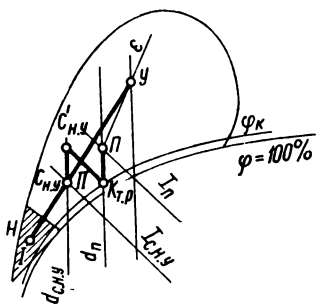


Рис. 5. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка I

догревается в калорифере первого подогрева, изоэнтальпически увлажняется в мокрой камере и снова подогревается в калорифере второго подогрева, т. е. при параметрах наружного воздуха в пределах участка I влагосодержание воздуха регулируется по методу точки росы.

На рис. 5 точка H показана в середине рассматриваемого участка. По мере того как она перемещается в сторону участка II, сокращается расход тепла на первый подогрев (т. е. уменьшается длина отрезка $C_{н\ у}$, $C_{н.}{}'_{у}$). Первый подогрев воздуха полностью прекратится (точки $C_{н.\ у}$ и $C_{н.}{}'_{у}$ совместятся) в момент, когда точка H окажется на границе между участками I и II. Полное закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в калорифер первого подогрева, служит сигналом для перехода системы на II режим работы, соответствующий состоянию наружного воздуха в пределах участка II.

В режиме I приточный воздух должен быть теплее и влажнее наружного. Для нагрева и увлажнения на-

ружного воздуха в первую очередь используется подмешиваемый уходящий воздух. После максимального использования рециркуляции воздуха тем не менее энтальпия смеси (точка $C_{н\ у}$ на рис. 5) на ($I_п$—$I_{с.н.у}$), а влагосодержание на ($d_п$—$d_{с.н.у}$) меньше энтальпии и влагосодержания приточного воздуха (точка $П$). Именно эти минимально необходимые количества тепла и влаги расходуются на приведение приточного воздуха к заданным параметрам. Поэтому при параметрах наружного воздуха, находящихся в пределах участка *I*, регулирование влагосодержания по точке росы является оптимальным.

Режим II. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *II* (рис. 6). Минимальное необходи-

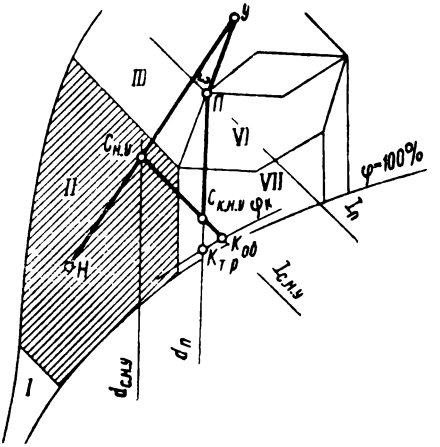


Рис. 6. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *II*

мое количество наружного воздуха смешивается с уходящим воздухом. Часть смеси изоэнтальпически увлажняется в мокрой камере, после чего она смешивается с необработанной частью, пропущенной по обводу мимо мокрой камеры. Новая смесь подогревается в калорифере второго подогрева. По мере того как точка $Н$ перемещается в сторону участка *III*, расход тепла на подогрев воздуха сокращается (уменьшается длина отрезка $C_{к.н.у}П$). Подогрев полностью прекращается в момент, когда точка $Н$ окажется на границе между *II* и *III* участками, поскольку тогда точки $C_{к.н.у}$ и $П$ совпадут. Закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева, служит сигналом для перехода системы на III режим работы, соответствую-

щий параметрам наружного воздуха в пределах участка *III*.

Если точка *Н* перемещается в сторону участка *I*, то уменьшается расход воздуха, проходящего по обводному каналу мокрой камеры (сокращается длина отрезка $C_{к.\,н.\,у}K_{об}$). Обвод мокрой камеры полностью закрывается в момент, когда точки $C_{к.\,н.\,у}$ и $K_{об}$ совпадут, т. е. когда точка *Н* окажется на границе между *I* и *II* участками. Закрытие клапана, регулирующего проход воздуха через обвод, служит сигналом для перехода системы на I режим работы.

При перемещении точки *Н* в сторону участка *VII* уменьшается расход воздуха, проходящего через мокрую камеру (сокращается длина отрезка $C_{н.\,у}C_{к.\,н.\,у}$). Обводной канал мокрой камеры полностью откроется (а проход воздуха через мокрую камеру прекратится) в момент, когда точка *Н* попадает на границу между *II* и *VII* участками. Полное открытие обвода мокрой камеры служит сигналом для перехода системы на VII режим работы и для отключения насосов.

В режиме II для подогрева и увлажнения наружного воздуха используется максимальное допустимое количество уходящего воздуха, после чего энтальпия полученной смеси на $(I_п—I_{с.\,н.\,у})$, а влагосодержание на $(d_п—d_{с.\,н.\,у})$ меньше энтальпии и влагосодержания приточного воздуха. Эти минимально необходимые количества тепла и влаги добавляются в воздух при его обработке в калорифере и в мокрой камере. Следует отметить, что при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методу точки росы пришлось бы увлажнять воздух до точки $K_{т\,р}$. Вследствие этого удельный расход тепла был бы равным $(I_п—I_{к.\,т.\,р}) > (I_п—I_{с.\,н\,у})$, в то время как возможности рециркуляции не использовались бы до конца.

Режим III. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *III* (рис. 7). Наружный воздух смешивается с уходящим. Часть смеси изоэнтальпически увлажняется в мокрой камере, после чего смешивается с необработанной частью смеси и подается в помещение. Если точка *Н* перемещается в сторону *IV* участка, уменьшается расход рециркуляционного воздуха (сокращается длина отрезка $HC_{п\,у}$). При перемещении точки *Н* в сторону *II* участка расход рециркуляционного воздуха увеличивается. Полное открытие клапана пер-

вой рециркуляции служит сигналом для перехода на II режим, а полное закрытие этого клапана — сигналом для перехода на IV режим работы. По мере того как точка *Н* перемещается в сторону участка *VI*, уменьшает-

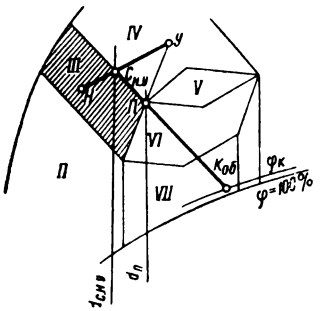


Рис. 7. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *III*

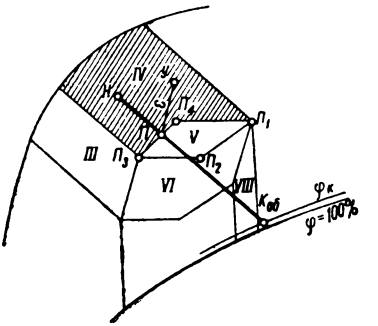


Рис. 8. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *IV*

ся расход воздуха через мокрую камеру (сокращается длина отрезка $С_{н.у}П$). Полное открытие обвода мокрой камеры может служить сигналом для перехода на VI режим работы и отключения насоса камеры.

Во время работы в III режиме через обвод всегда проходит воздух, относительное количество которого характеризуется длиной отрезка $ПК_{об}$. Закрытие, при малой $\varphi_н$, клапана обвода мокрой камеры свидетельствует о его недостаточной плотности или о заниженном коэффициенте теплообмена мокрой камеры.

При параметрах наружного воздуха в пределах участка *III* для подогрева и увлажнения используется только часть уходящего воздуха. Этого достаточно, чтобы подготовить воздух с заданной энтальпией. Однако полученная смесь имеет влагосодержание на $(d_п—d_{с.н.у})$ меньше требуемой для приточного воздуха. Это минимально необходимое количество влаги и сообщается воздуху в мокрой камере.

Режим IV. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *IV* (рис. 8). Часть наружного воздуха изоэнтальпически увлажняется в мокрой камере, после чего смешивается с необработанной частью наружного воздуха, пропускаемого по обводному каналу. Точ-

ка смеси находится на кривой $П_3П_4$ или на прямой $П_1П_4$. Если точка $Н$ передвигается в сторону участка V, то уменьшается расход воздуха через мокрую камеру (сокращается длина отрезка $НП$). Полное открытие обвода мокрой камеры служит сигналом для перехода на V режим работы. Здесь, как и в III режиме, невозможно полное закрытие обвода мокрой камеры.

В рассмотренных до сих пор режимах работы переход с одного режима на другой может происходить при конечном положении одного из регулирующих клапанов. При переходе с режима IV на III или на режим, требующий искусственного охлаждения, ни один из регулирующих клапанов полностью не закрывается и не открывается. По мере того как точка $Н$ перемещается в сторону границы между III и IV участками, точка $П$ перемещается влево по прямой $П_1П_4$, а потом по кривой $П_3П_4$. Как только она опустится ниже прямой $П_2П_3$, система должна перейти на III режим работы. Сигналом для этого может служить снижение температуры воздуха в рабочей зоне.

Если точка $Н$ перемещается в сторону правой границы участка IV, то точка $П$ перемещается вправо по кривой $П_3П_4$, а потом по прямой $П_1П_4$. Когда точка $Н$ переходит границу, точка $П$ оказывается за пределами четырехугольника $П_1П_2П_3П_4$, вследствие чего в рабочей зоне кондиционируемого помещения относительная влажность превышает заданную. Это повышение относительной влажности служит сигналом для перехода на режим работы, требующий искусственного охлаждения.

Режим V. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка V, т. е. соответствуют требуемому состоянию приточного воздуха. Поэтому наружный воздух подается в помещение без тепловлажностной обработки в мокрой камере. Расходуется только энергия на перемещение воздуха вентиляторами.

Если параметры наружного воздуха выходят за пределы участка V, то нарушаются заданные параметры приточного воздуха и, как следствие, параметры воздуха в рабочей зоне кондиционируемого помещения. Отклонение параметров воздуха рабочей зоны от заданных — сигнал для перехода на другой режим работы. При температуре или относительной влажности воздуха в рабочей зоне выше заданных система переходит на

IV режим работы. На VI — когда один из этих параметров ниже заданного значения.

Режим VI. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *VI* (рис. 9). Наружный воздух смешивается с уходящим и полученная смесь (точка *П* на

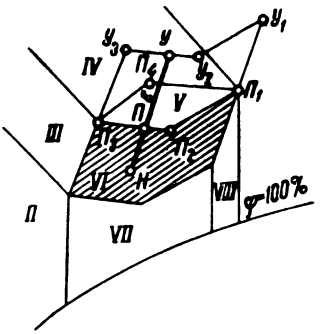


Рис. 9. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *VI*

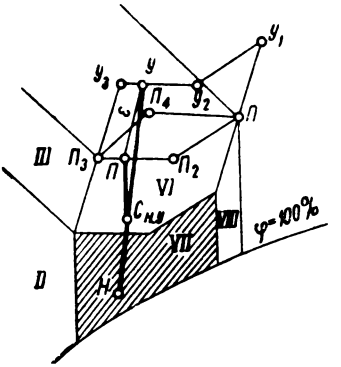


Рис. 10. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *VII*

прямой $П_3П_2$ или на кривой $П_2П_1$) подается в помещение.

По мере перемещения точки *Н* в сторону участка *V* расход рециркуляционного воздуха уменьшается (сокращается длина отрезка *НП*). При перемещении точки *Н* в сторону участка *VII* расход рециркуляционного воздуха увеличивается. Полное открытие клапана первой рециркуляции может служить сигналом для перехода системы на VII режим, а его полное закрытие — на V режим работы.

Если точка *Н* перемещается в сторону участка *III*, то точка *П* переходит влево по кривой $П_1П_2$ и потом по прямой $П_2П_3$. При переходе точкой *Н* границы между *III* и *VI* участками точка *П* выходит за пределы четырехугольника $П_1П_2П_3П_4$, т. е. относительная влажность приточного воздуха становится ниже заданной. В результате относительная влажность воздуха рабочей зоны тоже становится ниже заданной, что может служить сигналом для перехода системы на III режим работы. Аналогично, если температура воздуха в рабочей зоне превышает заданную, то

точка *П* поднимается по кривой $П_2П_1$ выше прямой $П_4П_1$, а точка *Н* переходит границу между *VI* и *VIII* участками. Это говорит о переходе системы на VIII режим работы.

Режим VII. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *VII* (рис. 10). Минимальное количество наружного воздуха смешивается с уходящим. Полученная смесь подогревается в калорифере второго подогрева. При перемещении точки *Н* в сторону участка *VI* уменьшается расход тепла на второй подогрев (сокращается длина отрезка $С_{н.у}П$). Полное закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева, служит сигналом для перехода системы на VI режим работы.

Для перехода системы на II или VIII режим работы сигналами служат те же отклонения параметров воздуха рабочей зоны от заданных, что и в режиме VI при его переходе на III или VIII режим. Если температура воздуха рабочей зоны превышает заданную, то это может служить сигналом для перехода на VIII режим. Если относительная влажность становится ниже заданной, то система переходит по этому сигналу на II режим работы. В режиме VII для подогрева наружного воздуха используется максимальное допустимое количество уходящего воздуха. После смешения температура воздуха все же остается ниже требуемой.

Режим VIII. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *VIII* (рис. 11). Наружный воздух

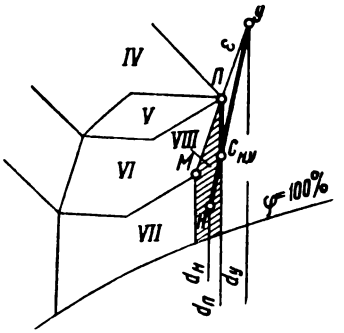


Рис. 11. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *VIII*

смешивается с уходящим, и полученная смесь подогревается в калорифере второго подогрева. При перемещении точки *Н* в сторону участка *VII* увеличивается доля

рециркуляционного воздуха в смеси (увеличивается длина отрезка $НС_{н.у}$). Согласно построению границ участков $\frac{УП}{УМ}=z$. Отсюда если точка $Н$ расположена на границе между участками *VII* и *VIII*, то $\frac{d_у-d_п}{d_у-d_н}=z$ и, следовательно, отношение расхода наружного воздуха к производительности системы тоже равно z. Это значит, что клапан первой рециркуляции полностью открывается, что может служить сигналом для перехода на VII режим работы.

Если точка $Н$ перемещается в сторону участка *VI*, то расход тепла на подогрев воздуха уменьшается (сокращается длина отрезка $С_{н.у}П$). В момент, когда точка $Н$ попадает на границу между участками *VI* и *VIII*, расход тепла прекращается (точки $С_{н.у}$ и $Н$ совмещаются). Полное закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева, может служить сигналом для перехода на VI режим работы.

При перемещении точки $Н$ в сторону правой границы участка *VII* уменьшается расход рециркуляционного воздуха (сокращается длина отрезка $НС_{у.н}$). В момент, когда точка $Н$ окажется на границе, клапан первой рециркуляции полностью закроется, что может служить сигналом для перехода на режим, требующий искусственного охлаждения воздуха.

В режиме VIII влагосодержание приточного воздуха регулируется за счет изменения величины первой рециркуляции. Этот метод обычно не рассматривается при классификации принципиальных технологических схем регулирования СКВ. Тем не менее регулирование первой рециркуляцией представляет значительный интерес, как один из наиболее простых способов поддержания одновременно двух заданных параметров воздуха.

3. Продолжительность потребления тепла и холода при различных методах регулирования влагосодержания приточного воздуха

Как известно, потребность в холоде при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методу точки росы возникает, когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии точки росы приточного воздуха, т. е.

при $I_н > I_{к.т.р}$ (рис. 12). Чем больше теплоизбытки в кондиционируемом помещении, тем ниже должна быть температура приточного воздуха и, следовательно, меньше расход тепла на второй подогрев. Для любой СКВ

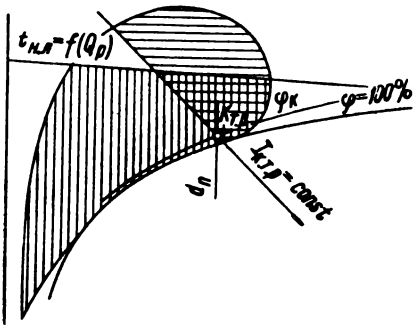


Рис. 12. Параметры наружного воздуха, при которых необходимы: только холод (горизонтальная штриховка); только тепло (вертикальная штриховка); тепло и холод одновременно (клеточка), если влагосодержание приточного воздуха регулируется по методу точки росы

можно найти температуру наружного воздуха, при которой второй подогрев не нужен. Именно эту температуру следует называть летней расчетной $t_{н.л}$ наружного воздуха, так как при $t_н > t_{н.л}$ даже при работе СКВ на полной производительности температура в рабочей зоне превышает заданную.

Если производительность СКВ определена по теплоизбыткам, исходя из максимального рабочего перепада температур, то $t_{н.л}$ совпадает с указанной в СНиП. При большей производительности фактическая расчетная температура, при которой начинаются отклонения от заданного состояния в рабочей зоне, будет выше. Следовательно, потребность в подогреве воздуха также прекратится при более высокой $t_н$.

Определим эту расчетную температуру.

Энтальпия приточного воздуха

$$I_п = I_р - m\,\frac{Q_т + Q_р + Q_0\left(t_н - \dfrac{t_п + t_у}{2}\right)}{L}\ кдж/кг. \qquad (1)$$

Температура уходящего воздуха

$$t_у = t_п + \frac{t_р - t_п}{m}\ °C. \qquad (2)$$

Параметры приточного воздуха связаны между собой зависимостью

$$I_п = t_п + (2500 + 2t_п)\,d_п\ кдж/кг. \qquad (3)$$

Решив совместно уравнения (1), (2) и (3), получаем:

$$I_{\text{п}} = A - Б(Q_0 t_{\text{н}} + Q_{\text{р}})\ кдж/кг, \qquad (4)$$

где

$$A = \frac{\left(LI_{\text{р}} + 0{,}5Q_0 t_{\text{р}} - \frac{Q_{\text{т}}}{m}\right)(1 + 2d_{\text{п}}) - 1250 d_{\text{п}} Q_0 (2m - 1)}{L(1 + 2d_{\text{п}}) - Q_0 (m - 0{,}5)};$$

$$Б = \frac{\frac{1}{m}(1 + 2d_{\text{п}})}{L(1 + 2d_{\text{п}}) - Q_0 (m - 0{,}5)}.$$

В момент, когда $t_{\text{н}} = t_{\text{н.л}}$, энтальпия $I_{\text{п}}$ приточного воздуха равна энтальпии $I_{\text{к. т. р}}$ воздуха, прошедшего обработку в мокрой камере. Подставив в уравнение (4) $t_{\text{н. л}}$ и $I_{\text{к. т. р}}$, вместо $t_{\text{н}}$ и $I_{\text{п}}$ получаем, что

$$I_{\text{к.т.р}} = A - Б(Q_0 t_{\text{н.л}} + Q_{\text{р}})\ кдж/кг,$$

откуда летняя расчетная температура наружного воздуха

$$t_{\text{н.л}} = \frac{\frac{A - I_{\text{к т.р}}}{Б} - Q_{\text{р}}}{Q_0}\ ^\circ\text{C}. \qquad (5)$$

Если принять $G = \text{const}$, $Q_{\text{т}} = \text{const}$ и $Q_0 = \text{const}$, то $d_{\text{п}} = d_{\text{р}} - m\frac{G}{L} = \text{const}$ и согласно уравнению (4) $A = \text{const}$ и $Б = \text{const}$. Следовательно, $t_{\text{н.л}} = f(Q_{\text{р}})$. Чем больше будет $Q_{\text{р}}$, тем ниже расчетная температура $t_{\text{н. л}}$.

Как следует из уравнения (5), летняя расчетная температура наружного воздуха — не постоянная величина. Она изменяется в зависимости от величины солнечной радиации. Максимальная расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н.л.макс}} = \frac{A - I_{\text{к.т.р}}}{БQ_0}\ ^\circ\text{C}$ соответствует ночному времени или значительной облачности неба, когда $Q_{\text{р}}$ практически равна нулю. Минимальная расчетная температура $t_{\text{н.л.мин}}$ соответствует максимальным возможным теплопоступлениям от солнечной радиации.

Таким образом, при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методу точки росы использование тепла необходимо тогда, когда температура наружного воздуха ниже летней расчетной (рис. 12). Эта расчетная температура согласно формуле (5) зависит от параметров воздуха в рабочей зоне, коэффициента теп-

лораспределения m, производительности СКВ, величины тепло- и влаговыделений и является функцией величины солнечной радиации.

При регулировании влагосодержания приточного воздуха методом **второй рециркуляции** необходимость повышения его температуры в калорифере второго подогрева обусловлена направлением процесса в кондиционируемом помещении.

Луч ε, продленный влево за точку $П$, пересекает кривую $\varphi_к$ в точке $К_ε$ ($I_{кε}$, $d_{кε}$). Отношение $\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{кε}}$ показывает необходимую долю камерного воздуха в смеси с уходящим, имеющей заданные параметры приточного воздуха. Назовем это соотношение *коэффициентом второй рециркуляции* и обозначим буквой w.

Чем выше температура наружного воздуха, тем больше рабочий перепад энтальпий приточного воздуха ($I_у$—$I_п$) и коэффициент второй рециркуляции

$$w = \frac{I_у - I_п}{I_у - I_{кε}} = \frac{d_у - d_п}{d_у - d_{кε}}$$ (рис. 13).

Возможны следующие характерные направления луча ε.

1) Луч ε, продленный влево за точку $П$ ($I_п$, $d_п$), не пересекает кривую $\varphi_к$ или пересекает ее в точке $К_ε$ ($I_{кε}$, $d_{кε}$), но $w<z$ (рис. 13, *а*). Следовательно, нужен второй подогрев. Для подготовки воздуха с заданными параметрами без применения подогрева потребовалось бы вводить в смесь меньшее количество камерного воздуха, чем необходимая санитарная норма (коэффициент второй рециркуляции меньше коэффициента санитарной нормы).

2) Коэффициент второй рециркуляции w равен коэффициенту санитарной нормы z (рис. 13, *б*). При этом в смеси участвует минимальное допустимое количество камерного воздуха и его подогрев в калорифере не требуется.

3) $z<w<1$. Камерный воздух приводят к состоянию $К_ε$ ($I_{кε}$, $d_{кε}$). Подогрев воздуха в калорифере не требуется, хотя при этом используется не все допустимое количество рециркуляционного воздуха (рис. 13, *в*).

4) $w=1$. Не требуется ни подогрева, ни второй рециркуляции, так как приточный воздух имеет относи-

тельную влажность $\varphi_к$ (рис. 13, *г*). Это возможно только при $t_н \geqslant t_{н.л}$.

Следовательно, при регулировании СКВ по методу второй рециркуляции и летней расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.л}$ вторая рециркуляция прекра-

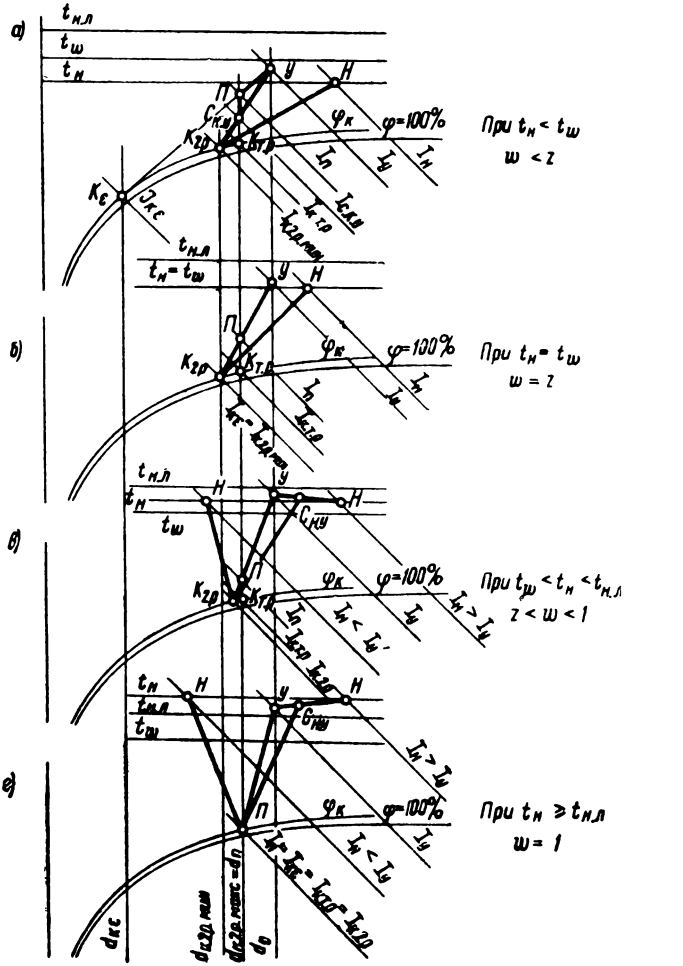


Рис. 13. Возможные характерные направления луча ε и соответствующие им схемы обработки воздуха в случае регулирования влагосодержания приточного воздуха второй рециркуляцией. При $t_н > t_ш$ и $t_н \geqslant t_{н.л}$ показаны два различных положения точки *Н*

щается. Второй подогрев заканчивается при более низкой температуре наружного воздуха $t_н = t_w$ в момент, когда $w = z$. Найдем эту температуру.

Согласно рис. 13, *б* в момент, когда коэффициент второй рециркуляции и коэффициент санитарной нормы равны:

$$\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} = z; \tag{6}$$

$$\frac{d_у - d_п}{d_у - d_{к.2р.мин}} = z. \tag{7}$$

В большинстве случаев, встречающихся в практике, $0{,}007 < d_{к.2р} < 0{,}014$ *кг/кг*. В этом диапазоне влагосодержаний кривая относительной влажности $\varphi_к = 95\%$ аппроксимируется с погрешностью до 1,5% линейным уравнением

$$I_{к.2р} = 4 \cdot 10^3 d_{к.2р} \text{ кдж/кг}. \tag{8}$$

Энтальпия уходящего воздуха

$$I_у = I_п + \frac{I_р - I_п}{m}. \tag{9}$$

Решив совместно уравнения (4), (6), (7), (8) и (9), находим, что при регулировании СКВ методом второй рециркуляции расход тепла прекращается при температуре наружного воздуха (рис. 14)

$$t_w = \frac{4 \cdot 10^3 m [d_п + d_у (1 - z)] - I_р (1 - z)}{БQ_0 (1 - mz - z)} + \frac{A - БQ_р}{БQ_0}. \tag{10}$$

Эта температура, так же как $t_{н.л}$, зависит от параметров воздуха в рабочей зоне, коэффициента теплораспределения m, производительности системы L, величины тепло- и влаговыделений и является функцией величины солнечной радиации $Q_р$. Если $Q_р$ уменьшается, t_w увеличивается.

Потребность в холоде возникает при $I_н > I_{к.2р}$. Как было показано, параметры камерного воздуха (точка $K_{2р}$) меняются в зависимости от температуры наружного воздуха. Из рис. 13 следует, что энтальпия камерного воздуха $I_{к.2р}$ принимает свое минимальное значение при $t_н \leqslant t_w$ и максимальное — при $t_н \geqslant t_{н.л}$ (рис. 14).

Таким образом, период, в течение которого расходуется тепло, при регулировании второй рециркуляцией меньше, чем при регулировании по методу точки росы,

а продолжительность потребления холода, наоборот, больше, чем при регулировании по методу точки росы. (Сравн. рис. 12 и 14.)

Как было показано в разделе 2, **регулирование обводом мокрой камеры** позволяет обойтись без искусст-

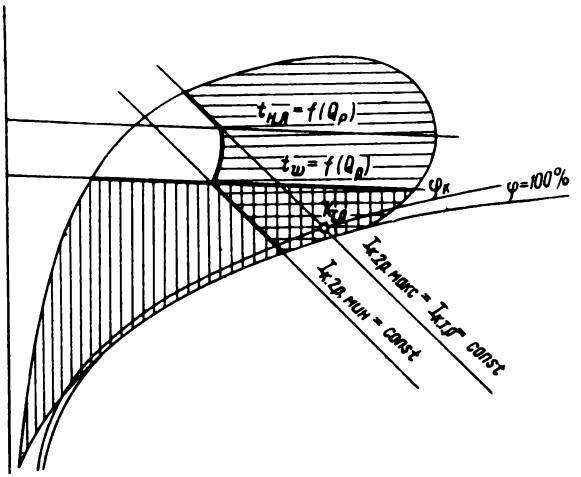


Рис. 14. Параметры наружного воздуха, при которых необходимы холод (горизонтальная штриховка) и тепло (вертикальная штриховка), если влагосодержание приточного воздуха регулируется второй рециркуляцией

венного охлаждения до тех пор, пока $I_н < I_п$ и $d_н < d_п$, а подогрев воздуха в калорифере необходим при параметрах наружного воздуха в пределах участков *I*, *II*, *VII* и *VIII*. Для выяснения условий, при которых необходим подогрев воздуха в режимах работы, требующих искусственного охлаждения, приводим описание работы кондиционера при $I_н > I_п$ и $d_н > d_п$. Часть наружного воздуха охлаждается в мокрой камере до точки $K_{об}$ с последующим подмешиванием необработанного наружного воздуха. Смесь имеет влагосодержание $d_п$ и энтальпию $I_{с.к.н} \leqslant I_п$. Если $I_{с.к.н} < I_п$, то воздух подогревается в калорифере второго подогрева (рис. 15, *а*). При $I_{с.к.н.} = I_п$ подогрев не нужен (рис. 15, *б*). Если энтальпия наружного воздуха $I_н > I_п$, то вместо наружного воздуха в мокрой камере обрабатывается смесь рециркуляционного и минимального необходимого количества наружного воздуха (рис. 15, *в* и *г*).

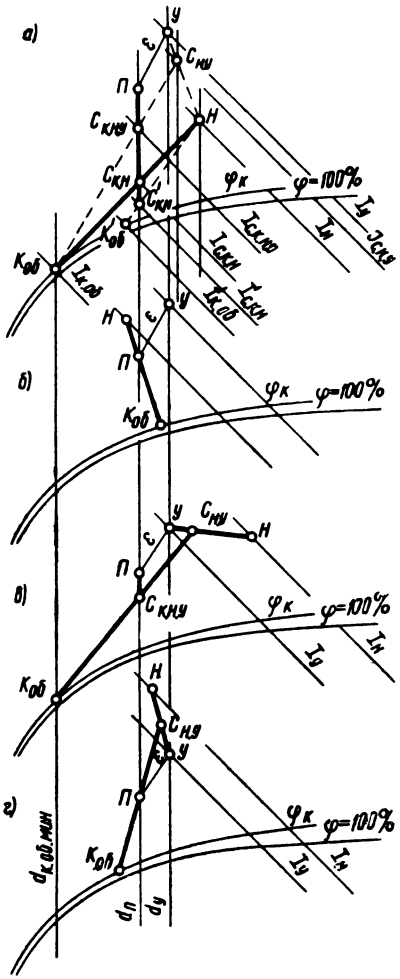


Рис. 15. Режимы работы кондиционера при регулировании влагосодержания приточного воздуха методом обвода мокрой камеры

Предположим, что луч ε занимает положение, показанное на рис. 16, и проведем через точки $K_{об.мин}$ и $П$ прямую. Она пересекает изоэнтальпу $I_у$ в точке $В$. Если точки $Н$ (при $I_н<I_у$) или $C_{н.у}$ (при $I_н>I_у$) расположены ниже прямой $ПВ$, то кондиционер обрабатывает воздух, как показано на рис. 15, *а* и *в* с потреблением тепла. При расположении точек $Н$ и $C_{н.у}$ выше прямой $ПВ$ подогрев не нужен, так как кондиционер обрабатывает воздух согласно схеме на рис. 15, *б* и *г*.

Параллельно прямой $ПВ$ проводим прямую $ГД$ (рис. 16) на таком расстоянии, чтобы было $\frac{УВ}{УГ}=z$. Если точка $C_{н.у}$ (рис. 15, *в*) расположена на прямой $ПВ$ (рис. 16), то точка $Н$ находится на прямой $ГД$, поскольку при $I_п>I_у$ расход наружного воздуха равен zL. Следовательно, тепло расходуется при параметрах наружного воздуха, расположенных ниже ломаной $ПВГД$, а искусственное охлаждение — при $I_н>I_п$ и при $d_н>d_п$ (рис. 16). С изменениями температуры наружного воздуха или солнечной радиации становятся другими направление луча ε, значения энтальпий $I_п$ и $I_у$, положение прямых $ПВ$ и $ГД$. Однако это не влияет на принцип построения рис. 16.

Сравнение рис. 12, 14 и 16 показывает, что период потребления холода меньше всего при регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры, больше, — при регулировании по методу точки росы и самый длительный — при регулировании второй рециркуляцией. Продолжительность потребления тепла при регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры или второй рециркуляцией меньше, чем при регулировании по точке росы. Отсюда, исходя из минимальной продолжительности работы холодильной станции (или максимальной продолжительности периода, когда искусственное охлаждение не требуется), оптимальным вариантом будет регулирование влагосодержания приточного воздуха путем обвода мокрой камеры.

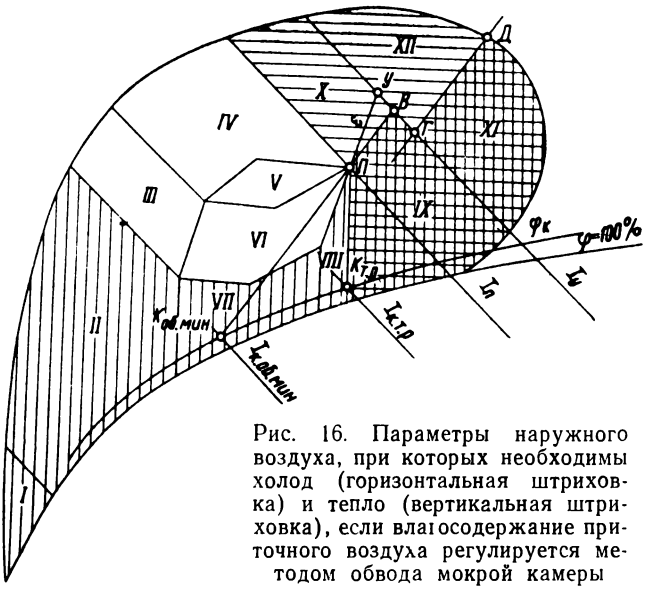


Рис. 16. Параметры наружного воздуха, при которых необходимы холод (горизонтальная штриховка) и тепло (вертикальная штриховка), если влагосодержание приточного воздуха регулируется методом обвода мокрой камеры

4. Оптимальная технология охлаждения воздуха

Некоторые особенности охлаждения воздуха в снабженной обводом мокрой камере. Из рис. 15, *а* и *в* видно, что чем ниже температура, до которой охлаждают воздух (чем ниже на кривой $\varphi_к$ расположена точка $K_{об.\,мин}$), тем меньше расход тепла на подогрев (тем короче отре-

зок $C_{к.п}П$ или $C_{к.п.у}П$). Из рис. 16 следует, что чем ниже расположена точка $K_{об.\,мин}$, тем меньше период, в течение которого потребляется тепло.

Докажем, что более глубокому охлаждению воздуха в мокрой камере соответствует меньший расход холода. При охлаждении воздуха до точки $K_{об\ мин}$ (рис. 15, *а*) мгновенный расход холода

$$q_х = (I_н - I_{к.об}) \frac{I_н - I_{с.к.н.}}{I_н - I_{к.об}} L = (I_н - I_{с.к.н}) L.$$

Если воздух выходит из мокрой камеры с более высокой температурой (точка $K'_{об.мин}$), то, согласно рис. 15,*а*, мгновенный расход холода

$$q'_х = (I_н - I'_{к.об}) \frac{I_н - I'_{с.к.н}}{I_н - I'_{к.об}} L = (I_н - I'_{с.к.н}) L,$$

что всегда больше $q_х$, поскольку $I_{с.к.н} > I'_{с.к.н}$.

Таким образом, *при регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры в режимах, когда необходим подогрев, мгновенные расходы тепла и холода, а также продолжительность потребления тепла тем меньше, чем ниже температура охлажденного в мокрой камере воздуха.*

Минимальная температура, до которой можно охладить воздух, определяется конструкцией мокрой камеры и параметрами хладоносителя для данной системы. Следует учесть, что сильное охлаждение воздуха приводит к заниженной температуре испарения. Это удорожает холодильные машины, увеличивает расход электроэнергии и, хотя мгновенные расходы холода уменьшаются, стоимость единицы холода возрастает.

Оптимальная температура $t_{к.\,об.\,мин}$, до которой целесообразно охлаждать воздух, соответствует минимальному значению суммы

$$Q_х^{год} C_х + Q_т^{год} C_т \ \ руб/год, \qquad (11)$$

где $Q_х^{год} = f(t_{к.\,об.\,мин})$ — годовой расход холода в *квт · ч*;
$Q_х^{год} = f(t_{к.\,об.\,мин})$ — годовой расход тепла в *квт · ч*;
$C_х = f(t_{к.\,об.\,мин})$ — стоимость единицы расхода холода в *руб/квт · ч*;
$C_т = \text{const}$ — стоимость единицы расхода тепла в *руб/квт · ч*.

Как известно, при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методам точки росы или второй рециркуляции максимально допустимую рециркуляцию целесообразно применять, если $I_н > I_у$. При $I_н < I_у$ использование первой рециркуляции нецелесообразно.

Докажем, что при регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры первая рециркуляция может быть экономичной и тогда, когда $I_н < I_у$. В этом случае (рис. 15, *а*) весь обрабатываемый в кондиционере воздух доведен от параметров H до параметров $C_{к.н.}$, откуда мгновенный расход холода равен $(I_н - I_{с.к.н})L$. Если применяется первая рециркуляция, то воздух из состояния $C_{н.у}$ переводится в $C_{к.н.у}$ и мгновенный расход холода равен $(I_{с.н.у} - I_{с.к.н.у})L$. При этом в результате применения рециркуляции увеличиваются как начальная, так и конечная энтальпии обрабатываемого воздуха

$$I_{с.н.у} > I_н \text{ и } I_{с.к.н.у} > I_{с.к.н}.$$

Первую рециркуляцию воздуха целесообразно применять, когда перепад энтальпии $(I_{с.н.у} - I_{с.к.н.у})$ меньше перепада энтальпии $(I_н - I_{с.к.н})$. При работе с первой рециркуляцией справедливы следующие уравнения (см. рис. 15, *а*):

$$I_{с.н.у} = I_у - (I_у - I_н)z = I_у(1 - z) + I_н z; \qquad (12)$$

$$d_{с.н.у} = d_у - (d_у - d_н)z = d_у(1 - z) + d_н z; \qquad (13)$$

$$\frac{I_{с.н.у} - I_{с.к.н.у}}{I_{с.н.у} - I_{к.об.мин}} = \frac{d_{с.н.у} - d_п}{d_{с.н.у} - d_{к.об.мин}},$$

откуда

$$I_{с.к.н.у} = I_{с.н.у} - (I_{с.н.у} - I_{к.об.мин})\frac{d_{с.н.у} - d_п}{d_{с.н.у} - d_{к.об.мин}}; \qquad (14)$$

$$\frac{I_н - I_{с.к.н}}{I_н - I_{к.об.мин}} = \frac{d_н - d_п}{d_н - d_{к.об.мин}};$$

тогда

$$I_{с.к.н} = I_н - (I_н - I_{к.об.мин})\frac{d_н - d_п}{d_н - d_{к.об.мин}}. \qquad (15)$$

Уравнение направления процесса в мокрой камере при работе с рециркуляцией:

$$\frac{I - I_{\text{к.об.мин}}}{I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{к.об.мин}}} = \frac{d - d_{\text{к.об.мин}}}{d_{\text{с.н.у}} - d_{\text{к.об.мин}}},$$

откуда

$$I_{\text{с.к.н.у}} = I_{\text{к.об.мин}} + (I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{к.об.мин}}) \frac{d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}}{d_{\text{с.н.у}} - d_{\text{к.об.мин}}}. \quad (16)$$

То же, при работе без рециркуляции:

$$\frac{I - I_{\text{к.об.мин}}}{I_{\text{н}} - I_{\text{к.об.мин}}} = \frac{d - d_{\text{к.об.мин}}}{d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}};$$

тогда

$$I_{\text{с.к.н}} = I_{\text{к.об.мин}} + (I_{\text{н}} - I_{\text{к.об.мин}}) \frac{d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}}{d_{\text{н}} - d_{\text{к.об.мин}}}. \quad (17)$$

Решив совместно уравнения (14) и (16), получаем, что энтальпия, до которой доводят весь обрабатываемый воздух при первой рециркуляции:

$$I_{\text{с.к.н.у}} = \frac{I_{\text{с.н.у}} (d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}) + I_{\text{к.об.мин}} (d_{\text{с.н.у}} - d_{\text{п}})}{d_{\text{с.н.у}} - d_{\text{к.об.мин}}}. \quad (18)$$

Аналогично, решив совместно уравнения (15) и (17), получаем значение энтальпии, до которой доводят воздух, если рециркуляция не применяется:

$$I_{\text{с.к.н}} = \frac{I_{\text{н}} (d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}) + I_{\text{к.об.мин}} (d_{\text{н}} - d_{\text{п}})}{d_{\text{н}} - d_{\text{к.об.мин}}}. \quad (19)$$

Как указано, первую рециркуляцию выгодно использовать при

$$I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{с.к.н.у}} < I_{\text{н}} - I_{\text{с.к.н}}. \quad (20)$$

Подставив в неравенство (20) уравнения (12), (18), (19) и решив его совместно с уравнением (2), получаем, что первую рециркуляцию лучше применять в том случае, если точка H, соответствующая параметрам наружного воздуха, расположена на I—d-диаграмме выше кривой (рис. 17), уравнение которой:

$$I_{\text{н}} = I_{\text{у}} - (I_{\phi} - I_{\text{к.об.мин}}) (d_{\text{п}} - d_{\text{к.об.мин}}) \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{у}}}{z d_{\text{н}}^2 + b d_{\text{н}} + c}, \quad (21)$$

где

$$b = d_{\text{у}} (1 - z) - d_{\text{к.об.мин}} (1 + z);$$

$$c = d_{\text{у}} d_{\text{к.об.мин}} z - d_{\text{п}} (d_{\text{у}} - d_{\text{к.об.мин}}).$$

Назовем эту кривую *кривой первой рециркуляции.* Кривая первой рециркуляции пересекает изоэнтальпу $I_у$ в точке $У$ ($I_у$, $d_у$) (см. рис. 17).

Если влагосодержание приточного воздуха регулируется по методу точки росы, то при $I_н = I_у$ мгновенный

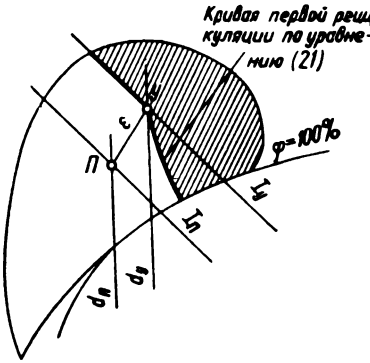


Рис. 17. Параметры наружного воздуха, при которых целесообразно применение первой рециркуляции, если влагосодержание приточного воздуха регулируется по методу обвода мокрой камеры

расход холода остается неизменным, независимо от температуры $t_н$. Поэтому реверсирование клапана первой рециркуляции, осуществляемое при $I_н = I_у$ по команде датчика энтальпии, происходит при одном и том же расходе холода, равном $(I_н — I_{к.т.р})L$. Если влагосодержание $d_п$ регулируется методом обвода мокрой камеры и подогрева не требуется (рис. 15, *б* и *г*), то это положение остается в силе: клапан первой рециркуляции должен полностью открыться при $I_н > I_у$ (рис. 17) и сигнал для реверсирования этого клапана может дать регулятор энтальпии, настроенный на $I = I_у$.

При работе кондиционера в режиме, показанном на рис. 15, *а*, клапан первой рециркуляции следует реверсировать при более низкой энтальпии наружного воздуха, а именно, при параметрах наружного воздуха, показанных на кривой первой рециркуляции (рис. 17). По аналогии можно предположить, что и здесь реверсирование должно происходить всегда при одном и том же расходе холода. Докажем это предположение.

Согласно рис. 15, *а* мгновенный расход холода

$$q_х = (I_н — I_{к.об.мин}) \frac{d_н — d_п}{d_н — d_{к.об.мин}} L. \qquad (22)$$

Принимаем, что параметры наружного воздуха расположены на кривой первой рециркуляции в точке $У$.

Тогда состояние наружного и уходящего воздуха будет одинаковым. Подставив в уравнение (22) $I_н = I_у$ и $d_н = d_у$, получаем, что мгновенный расход холода

$$q_х = (I_у - I_{к.об.мин}) \frac{d_у - d_п}{d_у - d_{к.об.мин}} L. \quad (23)$$

Решив совместно уравнения (22) и (23), получаем, что такой же расход холода необходим при энтальпии наружного воздуха

$$I_н = I_{к.об.мин} + (I_у - I_{к.об.мин}) \frac{(d_н - d_{к.об.мин})(d_у - d_п)}{(d_н - d_п)(d_у - d_{к.об.мин})}. \quad (24)$$

Кривая, построенная по уравнению (24), практически совпадает с кривой первой рециркуляции, построенной по уравнению (21). Это значит, что *при параметрах наружного воздуха, изображенных на кривой первой рециркуляции, расход холода практически остается неизменным, независимо от температуры наружного воздуха.* Проверим это на частном примере.

Пусть:

$I_п = 42$ *кдж/кг*; $d_п = 0{,}009$ *кг/кг*;
$I_у = 50$ *кдж/кг*; $d_у = 0{,}01$ *кг/кг*;
$I_{к.\,об.\,мин} = 28$ *кдж/кг*; $d_{к.\,об.\,мин} = 0{,}007$ *кг/кг*.

Наносим на I—d-диаграмму кривые первой рециркуляции по уравнению (21) при значениях z от 0 до 0,8 и кривую по уравнению (24) (рис. 18). Как видно из этого рисунка, все кривые настолько близки между собой, что можно считать их практически совпадающими. Полностью кривая первой рециркуляции совпадает с кривой по уравнению (24) при коэффициенте санитарной нормы $z=0$, т. е. для замкнутых СКВ. Эта особенность имеет большое практическое значение.

Обычно хладоноситель поступает от холодильной станции или от артезианской скважины с неизменной начальной температурой $t_{нач}$. Тогда при постоянном расходе холода конечная температура хладоносителя остается неизменной при всех параметрах наружного воздуха, расположенных на кривой первой рециркуляции. Следовательно, сигналом для реверсирования клапана первой рециркуляции может служить изменение конечной

температуры хладоносителя по сравнению с заданной величиной. Чувствительную часть датчика терморегулятора, предназначенного для реверсирования, можно по-

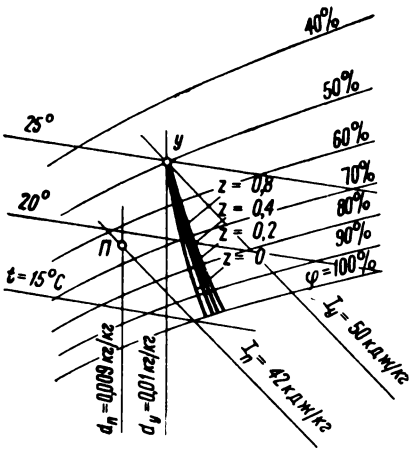


Рис. 18. Кривые первой рециркуляции, построенные для частного случая при различных значениях коэффициента санитарной нормы

местить в потоке уходящего хладоносителя, например на переливном трубопроводе поддона форсуночной камеры или на обратном трубопроводе поверхностного воздухоохладителя. Настройку терморегулятора определяют по формуле

$$t = t_{\text{нач}} + \frac{q_{\text{х}}}{cG}\ ^\circ\text{C}, \qquad (25)$$

где $q_{\text{х}}$ — расход холода при $I_{\text{н}} = I_{\text{у}}$ и $d_{\text{н}} = d_{\text{у}}$, определяемый по уравнению (23) в *кдж/сек*; c — удельная теплоемкость хладоносителя в *кдж/кг · град*; G — расход хладоносителя в *кг/сек*. Следует отметить, что реверсирование клапана первой рециркуляции можно осуществлять по конечной температуре хладоносителя и тогда, когда влагосодержание $d_{\text{п}}$ регулируется по методу точки росы.

Оптимальная последовательность обработки воздуха. При охлаждении воздуха в рабочей зоне кондиционируемого помещения целесообразно поддерживать максимальную допустимую энтальпию воздуха. Тогда приточный воздух должен иметь параметры, соответствующие точке P_1 ($I_{\text{о. макс}}$, $d_{\text{р. макс}}$) (см. рис. 3).

Изоэнтальпой $I_{\text{п. макс}}$ и линией влагосодержания $d_{\text{п. макс}}$ отсекаем на I—d-диаграмме от области изме-

нения параметров наружного воздуха часть, где находятся те параметры наружного воздуха, при которых необходимо потребление холода (рис. 19), и разбиваем ее на пять участков. Параметры наружного воздуха в пределах каждого из них соответствуют одному из пяти оптимальных режимов работы СКВ. Номера участков попрежнему соответствуют номерам режимов. Границами между участком *XII* и участками *X*, *XI* является изоэнтальпа $I_у$, а между участками *IX* и *XI*, *XIII* — кривая первой рециркуляции, построенная по уравнению (24) или (21) при $z=0$. При регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры и параметрах воздуха, расположенных выше этих границ, целесообразно применение первой рециркуляции.

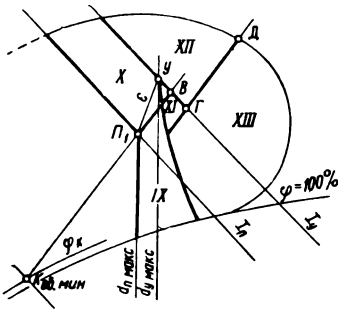


Рис. 19. Разбивка области изменения параметров наружного воздуха на пять участков

Точка $К_{об.\,мин}$ характеризует состояние воздуха, охлажденного до минимальной возможной температуры. Через точки $К_{об.\,мин}$ и *П* проведена прямая, пересекающая изоэнтальпу $I_у$ в точке *В*. Параллельно прямой *ПВ* проведена прямая *ГД*. Расстояние между прямой *ГД* и точкой *У* равно $УГ=\frac{УВ}{Z}$. При параметрах наружного воздуха выше ломаной *ПВГД* и регулировании *СКВ* методом обвода мокрой камеры подогрев воздуха в калорифере не нужен.

Режим IX. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *IX* (рис. 20). Часть наружного воздуха охлаждается в мокрой камере до минимальной возможной температуры (точка $К_{об.\,мин}$), после чего смешивается с его необработанной частью. Полученная смесь подогревается в калорифере второго подогрева.

По мере того как точка *Н* перемещается в сторону участка *X*, расход тепла уменьшается (сокращается отрезок $С_{к.\,н}П$). В момент, когда точка *Н* располагается на границе между *IX* и *X* участками, полностью закрывается клапан, регулирующий подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева. Это служит сигналом для перехода СКВ на X режим работы.

Если точка H перемещается в сторону *VIII* участка, то сокращается расход воздуха, проходящего через мокрую камеру (уменьшается длина отрезка $HC_{к.н}$). Когда точка H попадает на границу между *VIII* и *IX* участка-

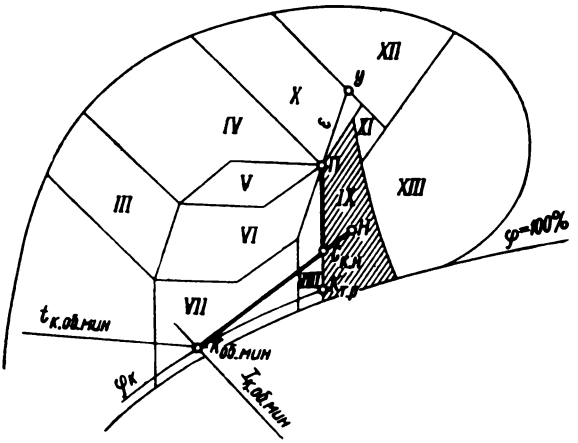


Рис. 20. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *IX*

ми, полностью открывается обвод мокрой камеры (проход через мокрую камеру закрыт), что предупреждает о переходе СКВ на VIII режим работы.

При перемещении точки H в сторону участков *XI* или *XIII* расход холода увеличивается и, следовательно, возрастает конечная температура хладоносителя. Сигналом для перехода на XI или XIII режимы будет превышение конечной температуры хладоносителя, которая рассчитана по формуле (25). Режимы XI и XIII отличаются от IX тем, что здесь вместо наружного воздуха используется смесь этого воздуха с рециркуляционным. Причем в XI режиме рециркуляционного воздуха достаточно, чтобы подогреть наружный воздух, а в XIII кроме максимально допустимой рециркуляции применяется второй подогрев.

При переходе с IX на XI или XIII режим клапан первой рециркуляции следует открывать постепенно, с перерывами, а не непрерывно, как обычно делают реверсирование, если регулирование СКВ идет по методу точки росы. По мере увеличения расхода уходящего воз-

духа, идущего на рециркуляцию, сокращается расход тепла в калорифере второго подогрева. Если после полного открытия воздушного клапана первой рециркуляции клапан, регулирующий подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева, остается открытым, то СКВ работает в XIII режиме. Если клапан, регулирующий подачу теплоносителя, закрывается до полного открытия воздушного клапана первой рециркуляции, система переходит на XI режим работы.

Режим X. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *X* (рис. 21). Часть наружного воздуха охлаждается в мокрой камере до точки $K_{об}$, после чего смешивается с его необработанной частью. Полученная смесь имеет заданные параметры приточного воздуха.

Если точка *H* передвигается в сторону *IX* или *XI* участков, точка $K_{об}$ также перемещается вниз по кривой $\varphi_к$. При этом потребляется столько холода, сколько не-

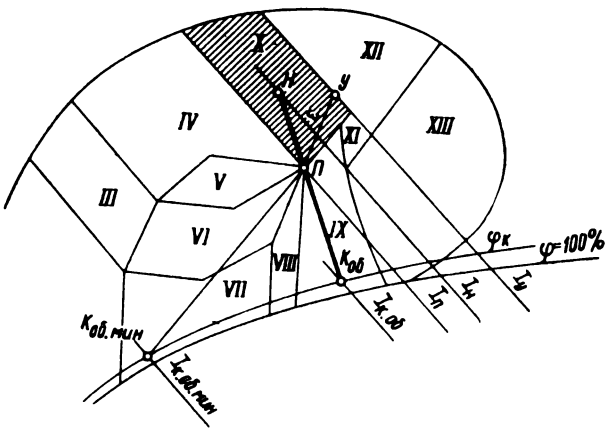


Рис. 21. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *X*

обходимо для доведения всего обрабатываемого в кондиционере воздуха от энтальпий $I_н$ до $I_п$. Однако для снижения температуры камерного воздуха приходится увеличивать расход хладоносителя, постепенно открывая клапан, регулирующий его подачу. В момент, когда точки $K_{об}$ и $K_{об\ мин}$ сойдутся, точка *H* совпадает с грани-

цей X режима и тогда полное открытие клапана, регулирующего подачу хладоносителя, свидетельствует о переходе СКВ на IX или XI режим работы. Если конечная температура хладоносителя больше рассчитанной по формуле (25), то СКВ должна перейти на XI режим; в противном случае она переходит на IX режим работы.

По мере перемещения точки H в сторону участка IV расход холода сокращается (уменьшается разница энтальпий наружного и приточного воздуха). Клапан, регулирующий подачу хладоносителя, полностью закрывается при $I_н = I_п$, что служит сигналом для перехода СКВ на IV режим работы.

Если энтальпия наружного воздуха становится больше энтальпии уходящего воздуха, то это может служить сигналом для перехода системы на XII режим работы.

Режим XI. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка XI (рис. 22). Наружный воздух смешивается с уходящим. Часть полученного воздуха (точ-

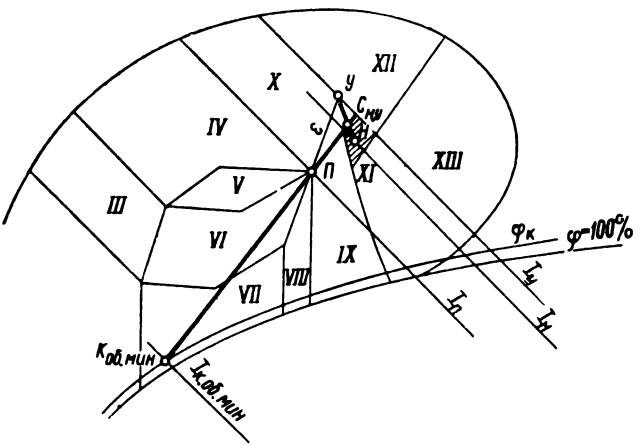


Рис. 22. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка XI

ка $C_{н.у}$) охлаждается в мокрой камере до точки $K_{об.мин}$ (минимальной возможной температуры), после чего соединяется с необработанной частью смеси, которая имеет заданные параметры приточного воздуха.

Если энтальпия наружного воздуха становится больше энтальпии уходящего воздуха, то СКВ, так же как

и в X режиме, должна перейти на XII режим работы. При более низкой конечной температуре хладоносителя по сравнению с температурой, рассчитанной по формуле (25), СКВ должна перейти на IX режим работы.

По мере перемещения точки *Н* в сторону *X* участка расход рециркуляционного воздуха уменьшается, а при передвижении точки *Н* к *XIII* участку — увеличивается. Полное закрытие клапана первой рециркуляции может служить сигналом для перехода СКВ на X режим, а его полное открытие — на XIII режим работы.

Режим XII. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *XII* (рис. 23). Необходимый минимум наружного воздуха смешивается с уходящим. Часть смеси (точка $C_{н.у}$) охлаждается в мокрой камере до точки

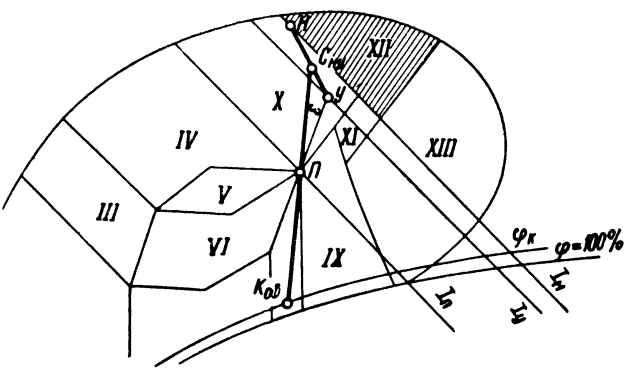


Рис. 23. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *XII*

$K_{об}$, после чего смешивается с ее необработанной долей. Новая смесь имеет заданные параметры приточного воздуха.

Если энтальпия наружного воздуха становится ниже энтальпии уходящего воздуха, то СКВ должна перейти на X или XI режим работы. Тогда, аналогично переходам с IX режима на XI или XIII, клапан первой рециркуляции следует закрывать постепенно. Точка $C_{н.у}$ постепенно перемещается по изоэнтальпе $I_у$ в зависимости от расположения точки *Н* — влево или вправо от точки *У*. При расположении этой точки влево клапан, регулирующий подачу хладоносителя, постепенно закры-

вается, поскольку точка $K_{об}$ перемещается вверх по кривой $\varphi_к$; в противоположном случае — открывается. Если при этом клапан, регулирующий подачу хладоносителя, открывается до конца, то СКВ переходит на XI режим. Если же воздушный клапан первой рециркуляции открылся полностью, а клапан, регулирующий подачу хладоносителя, остался в промежуточном положении, СКВ переводится на X режим работы. Переход на XIII режим работы должен осуществляться (аналогично переходам с X на IX или XI режимы) при полном открытии клапана, регулирующего подачу хладоносителя.

Режим XIII. Параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *XIII* (рис. 24). Необходимое количество наружного воздуха смешивается с уходящим воз-

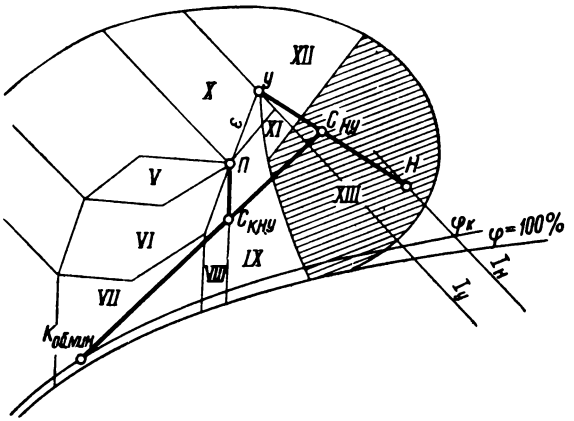


Рис. 24. Оптимальный режим работы СКВ при параметрах наружного воздуха в пределах участка *XIII*

духом. Часть смеси (точка $C_{н.у}$) охлаждается в мокрой камере до минимально возможной температуры (точка $K_{об.мин}$), после чего смешивается с оставшейся необработанной смесью. Новая смесь (точка $C_{к.н.у}$) подогревается в калорифере второго подогрева до точки *П*.

По мере передвижения точки *Н* в сторону участка *IX* расход холода уменьшается и, следовательно, снижается конечная температура хладоносителя. Сигналом для перехода на *IX* режим работы служит более низкая температура по сравнению с рассчитанной по формуле (25).

Если точка H перемещается в сторону участков *XI* или *XII*, то уменьшается расход тепла (сокращается длина отрезка $C_{к.\,н.\,у}П$). Полное закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева, означает переход СКВ на XI или XII режим. СКВ должна перейти на XII режим работы, если $I_н > I_у$, и на XI — если $I_н < I_у$.

Следовательно, существует восемь оптимальных режимов (I—VIII), при которых не требуется использование холода, и пять режимов (IX—XIII), где необходимо

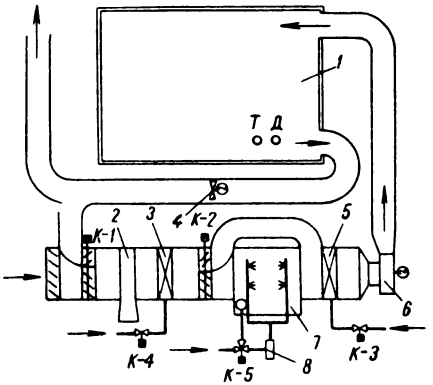


Рис. 25. Схема СКВ, регулируемой по методу оптимальных режимов
1 — кондиционируемое помещение; *2* — фильтр; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — вытяжной вентилятор; *5* — калорифер второго подогрева; *6* — приточный вентилятор; *7* — форсуночная камера; *8* — насос; *К-1* и *К-2* — воздушные клапаны; *К-3* и *К-4* — клапаны, регулирующие расход теплоносителя; *К-5* — клапан, регулирующий расход холодной воды; *Т* — датчик температуры; *Д* — датчик относительной влажности воздуха

искусственное охлаждение. Каждый из них должен применяться при определенных параметрах наружного воздуха. Оптимальные режимы I—VIII представляют синтез известных режимов работы СКВ, воздушного отопления и вентиляции. Так, влагосодержание приточного воздуха в режиме I регулируется по методу точки росы, во II, III и IV — путем обвода мокрой камеры, а в VIII — способом первой рециркуляции, как в установках воздушного отопления.

В режимах работы VI и VII кондиционер работает как система приточной вентиляции, имеющая калорифер и переменную рециркуляцию, а в режиме V воздух совсем не подвергается тепловлажностной обработке, поскольку параметры наружного воздуха находятся в пределах, требуемых для подачи в помещение. В основу режимов IX—XIII положен метод регулирования влагосодержания приточного воздуха обводом мокрой камеры, но использованы три его особенности:

1) при высокой влажности наружного воздуха, когда одновременно требуются искусственное охлаждение

Таблица 1

Положение клапанов при различных режимах работы СКВ (см. рис. 25)

№ режима	Клапаны				
	первой рециркуляции *К-1*	обвода промывной камеры *К-2*	второго подогрева *К-3*	первого подогрева *К-4*	хладоносителя *К-5*
I	Открыт	Закрыт	Управляется датчиком *Т*	Управляется датчиком *Д*	Закрыт
II	»	Управляется датчиком *Д*	То же	Закрыт	»
III	Управляется датчиком *Т*	То же	Закрыт	»	»
IV	Закрыт	Управляется датчиком *Т* или *Д*	»	»	»
V	»	Открыт	»	»	»
VI	Управляется датчиком *Т* или *Д*	»	»	»	»
VII	Открыт	»	Управляется датчиком *Т* или *Д*	»	»
VIII	Управляется датчиком *Д*	»	Управляется датчиком *Т*	»	»
IX	Закрыт	Управляется датчиком *Д*	То же	»	Открыт
X	»	То же	Закрыт	»	Управляется датчиком *Т*
XI	Управляется датчиком *Т*	»	»	»	Открыт
XII	Открыт	»	»	»	Управляется датчиком *Т*
XIII	»	»	Управляется датчиком *Т*	»	Открыт

и подогрев воздуха в калорифере, мгновенные расходы тепла и холода, а также продолжительность потребления тепла тем меньше, чем ниже температура выходящего из мокрой камеры воздуха;

2) при влагосодержании наружного воздуха, превышающем влагосодержание приточного воздуха, первую рециркуляцию целесообразно применять, если параметры наружного воздуха находятся выше кривой первой рециркуляции, построенной по уравнению (21);

3) при параметрах наружного воздуха, характеризуемых точкой на кривой первой рециркуляции, конечная температура хладоносителя неизменна и ее можно определить по формуле (25). Это дает возможность осуществлять реверсирование клапана первой рециркуляции по команде терморегулятора в зависимости от этой температуры.

Кондиционер, обеспечивающий работу системы во всех тринадцати оптимальных режимах (рис. 25), имеет пять исполнительных механизмов, действием которых управляют терморегулятор *Т* и влагорегулятор *Д* с датчиками, установленными в обслуживаемом помещении. В табл. 1 приведено взаимное положение этих элементов управления при работе кондиционера в различных оптимальных режимах.

Глава II

РАЗНОВИДНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РЕГУЛИРУЕМЫХ ПО МЕТОДУ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ

В предыдущей главе рассматривался наиболее общий случай, когда в кондиционируемом помещении допустима неполная рециркуляция воздуха (коэффициент санитарной нормы $0<z<1$), имеются круглогодично тепло- и влагоизбытки, а температура и относительная влажность в рабочей зоне должны поддерживаться в пределах от $t_{\text{р.мин}}$ до $t_{\text{р.макс}}$ и от $\varphi_{\text{р мин}}$ до $\varphi_{\text{р.макс}}$ (рис. 3).

Практический интерес представляют следующие частные случаи: а) рециркуляция воздуха не допускается (коэффициент санитарной нормы $z = 1$); б) возможна полная рециркуляция воздуха (коэффициент санитарной нормы $z = 0$); в) в кондиционируемом помещении нет влаговыделений; г) допустимая амплитуда колебаний поддерживаемых в рабочей зоне параметров воздуха находится в пределах зоны нечувствительности приборов автоматики и практически $(t_{\text{р.макс}} - t_{\text{р.мин}}) = 0$ и $(\varphi_{\text{р. макс}} - \varphi_{\text{р. мин}}) = 0$ одновременно или каждый в отдельности.

1. Прямоточные системы кондиционирования воздуха

Область возможных изменений параметров наружного воздуха можно разбить на семь участков (рис. 26), соответствующих оптимальным режимам. Нумерация участков и режимов, принятая для общего случая, соблюдается (см. рис. 4 и 19). Методика построения границ отдельных участков в сущности не отличается от ранее изложенной. Сначала наносим на $I-d$-диаграмму криволинейный четырехугольник $П_1П_2П_3П_4$, внутри которого должны находиться параметры приточного воздуха, и обозначаем его номером V. При параметрах наружного воздуха в пределах участка V его можно подать в помещение без тепловлажностной обработки. Изоэнтальпы, проведенные через точки $П_1$ и $П_3$, с крайними

допустимыми значениями энтальпии приточного воздуха, образуют участок *IV*. Если параметры наружного воздуха находятся в этом участке, то для доведения его до

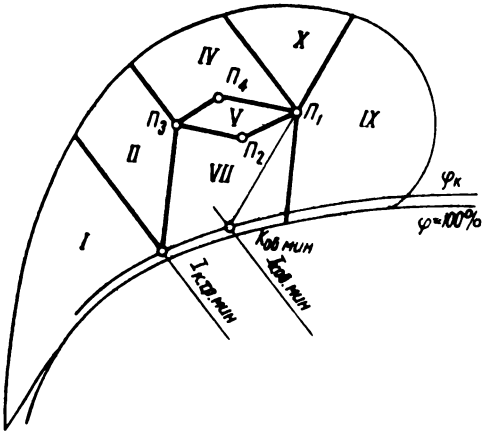


Рис. 26. Границы сочетаний параметров наружного воздуха, соответствующих различным оптимальным режимам работы прямоточной СКВ (при коэффициенте санитарной нормы $z=1$)

заданных величин требуется только изоэнтальпическое увлажнение.

При параметрах наружного воздуха в пределах участка *VII*, образуемого линиями влагосодержания, проведенными через точки $П_1$ и $П_3$, его влагосодержание находится в требуемых пределах. Остается только повысить температуру наружного воздуха в калорифере второго подогрева. Через минимальную допустимую точку росы $K_{т.р.мин}$ приточного воздуха проведена изоэнтальпа $I_{к.т.р.мин}$, образующая границу между *I* и *II* участками. При параметрах наружного воздуха в пределах участка *I* влагосодержание приточного воздуха следует регулировать по методу точки росы, а в пределах участка *II* — путем обвода мокрой камеры.

Границей между участками *IX* и *X* является прямая, проведенная через точки $K_{об.мин}$ и $П_1$. При работе СКВ в режиме IX необходимо подогревать воздух в калорифере второго подогрева, а в режиме X этого не требуется.

Последовательность обработки воздуха, соответствующая состоянию наружного воздуха в пределах отдельных участков, а также условия перехода с одного режима работы на другой в принципе не отличаются от найденных для общего случая. Единственная разница в

том, что в режимах *I, II* и *VII* тепловлажностной обработке подвергается наружный воздух, а не смесь его с уходящим воздухом. Следует отметить, что при $z = 1$ форма границ участков не зависит от направления процесса ε, как это было при $0 < z < 1$.

2. Замкнутые системы кондиционирования воздуха

Замкнутыми называют СКВ, обслуживающие помещения, в которых допустима полная рециркуляция воздуха, т. е. где коэффициент санитарной нормы $z = 0$. Границы участков, соответствующих различным оптимальным режимам работы замкнутой системы, строятся на $I-d$-диаграмме по методике, примененной для $0 < z < 1$ (см. рис. 4 и 19). При $0 < z < 1$ границы между участками *II* и *III, VI* и *VII, XI* и *XIII,* а также между *XII* и *XIII* расположены на $I-d$-диаграмме тем ниже, чем меньше коэффициент санитарной нормы z. В рассматриваемом случае, когда $z = 0$, эти границы не существуют, так как находятся бесконечно далеко. Поэтому для замкнутой СКВ не существует режимов *I, II, VII* и *XIII.*

Поскольку подогрев воздуха в калорифере первого подогрева необходим только при работе СКВ в режиме I, для такой системы этот калорифер не нужен. Оптимальные режимы работы замкнутой СКВ ничем не отличаются от найденных для общего случая. Допустимую при $z = 0$ полную рециркуляцию воздуха целесообразно применять только в режиме *XII,* а частичную — в режимах III, VI, VIII и XI.

3. Системы, обслуживающие помещения без влаговыделений

Если в кондиционируемом помещении нет влаговыделений, то направление процесса $\varepsilon = \infty$ и границы между *VI* и *VIII,* а также между *VII* и *VIII* участками совпадают с линией влагосодержания $d_{\text{п.макс}}$ (см. рис. 4). Следовательно, возможен переход СКВ непосредственно из режимов работы VI, или VII на IX; режима VIII нет. При поглощении влаги из вентилирующего воздуха, т. е. влаговыделении $G < 0$, границы участков за-

нимают на $I-d$-диаграмме положение, показанное на рис. 27.

Таким образом, при $G<0$ отсутствует режим работы VIII, а в искусственном охлаждении нет необходимости не только если $d_н < d_{п\,макс}$, но иногда и при $d_н > d_{п.макс}$.

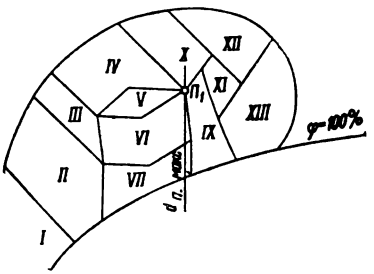


Рис. 27. Границы сочетаний параметров наружного воздуха, соответствующих различным оптимальным режимам работы СКВ при $G<0$

4. Термоконстантные и влагоконстантные системы кондиционирования воздуха

Поскольку произвольные колебания температуры и относительной влажности воздуха в широком диапазоне обычно не допускаются, рассмотренные разновидности СКВ представляют методический интерес, как наиболее универсальные.

Если температура или влажность воздуха в рабочей зоне кондиционируемого помещения поддерживается на одном уровне, то криволинейный четырехугольник $P_1P_2P_3P_4$ на рис. 3 превращается в прямую $t_р$ (термоконстантная СКВ) или в кривую $\varphi_р$ (влагоконстантная система). Следовательно, аналогичное действие происходит также с четырехугольником $П_1П_2П_3П_4$ (см. рис. 3). Участок *V* отсутствует (см. рис. 4). В этих случаях возможен непосредственный переход параметров наружного воздуха из участка *IV* на *VI* и соответственно переход СКВ с *IV* на *VI* режим работы.

При одновременно жестко заданных $t_р$ и $\varphi_р$ (термоконстантная влагоконстантная система) криволинейные четырехугольники $P_1P_2P_3P_4$, $П_1П_2П_3П_4$, а также четырехугольник $У_1У_2У_3У_4$ превращаются в точки (рис. 3). Тогда участки *IV*, *V*, *VI* и *VII* отсутствуют; они превращаются в прямые, образующие границы между участками *III* и *X*, *III* и *VIII*, а также *II* и *VIII*.

5. Типизация однозональных кондиционеров, регулируемых по методу оптимальных режимов

Для решения этой проблемы возможны два пути: 1) типизация принципиальных технологических схем регулирования и 2) типизация схемных решений кондиционеров.

Рассмотренные выше частные случаи изображены схематически на рис. 28. Римскими цифрами обозначе-

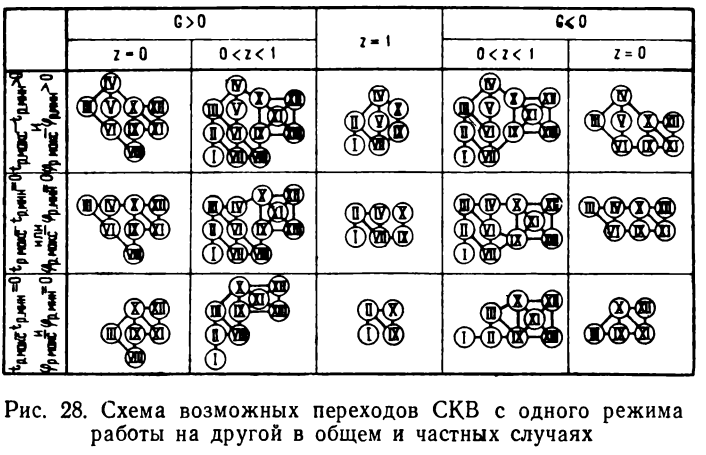


Рис. 28. Схема возможных переходов СКВ с одного режима работы на другой в общем и частных случаях

ны номера оптимальных режимов работы СКВ и одновременно номера участков. Прямые линии, соединяющие кружочки, указывают на возможность перемещения параметров наружного воздуха с участка на участок и, следовательно, перехода СКВ из одного режима работы на другой. Так, в наиболее общем случае, когда $G > 0$, $0 < z < 1$, $(t_{\text{р.макс}} - t_{\text{р.мин}}) > 0$ и $(\varphi_{\text{р.макс}} - \varphi_{\text{р.мин}}) > 0$, с участка *VII* параметры наружного воздуха могут переместиться в участки *II, VI* и *VIII* (см. рис. 4), а в прямоточной системе при $z = 1$ $(t_{\text{р.макс}} - t_{\text{р.мин}}) > 0$ и $(\varphi_{\text{р.макс}} - \varphi_{\text{р.мин}}) > 0$ — в участки *II, V, IX* (см. рис. 26), что и показано на рис. 28.

При построении участков на $I - d$-диаграмме отдельные из них могут оказаться за пределами области возможных изменений параметров наружного воздуха. Так, для СКВ, работающих только летом, и для объектов,

расположенных на юге, часто отсутствуют участки *I, II, III*, а для систем зимнего кондиционирования воздуха — *IX—XIII*. Это означает, что СКВ никогда не будет работать в соответствующих этим участкам режимах, поэтому схемные решения кондиционера и системы авторегулирования могут быть упрощены.

Таким образом, теоретически встречаются различные варианты сочетаний режимов для данной СКВ, каждому из которых соответствует своя принципиальная технологическая схема регулирования. При количестве режимов, равном 13, общее число вариантов их сочетаний:

$$C_{13}^{1} + C_{13}^{2} + C_{13}^{3} + \ldots + C_{13}^{13} = 8191.$$

Учитывая, что область изменения параметров наружного воздуха на $I - d$-диаграмме всегда замкнута и отбросив явно невозможные в таком случае сочетания (например, *VIII—XII, III—IX—XI, I—IV—XII—XIII* и т. п.), все же получаем около двух тысяч реальных сочетаний участков и соответствующих им режимов работы СКВ. Это практически исключает возможность типизации принципиальных технологических схем регулирования по сочетаниям оптимальных режимов работы. Возможных схемных решений кондиционеров значительно меньше.

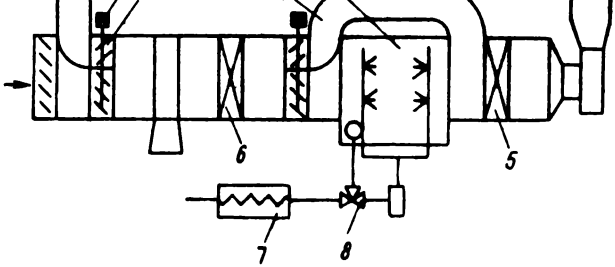


Рис. 29. Схемное решение кондиционера, обеспечивающего работу системы во всех 13 оптимальных режимах работы (цифровые обозначения см. в табл. 2)

Кондиционер, обеспечивающий работу СКВ во всех 13 оптимальных режимах и схематически показанный на рис. 29, состоит из восьми элементов, входящих в схемное решение (табл. 2). В частных случаях, когда отсут-

ствуют отдельные участки, т. е. кондиционер не работает в отдельных режимах, некоторые из указанных в

Таблица 2

Элементы схемного решения кондиционера

№ элемента	Наименование элемента	Номера режимов, для которых элемент необходим
1	Клапан первой рециркуляции . . .	I—III, VI—VIII, XI—XIII
2	Регулируемый привод к клапану первой рециркуляции	III, VI, VIII, XI
3	Мокрая камера	I—IV, IX—XIII
4	Регулируемый обвод к мокрой камере	II—IV, IX—XII
5	Калорифер второго подогрева . . .	I, II, VII—IX, XIII
6	» первого » . . .	I
7	Источник холода	IX—XIII
8	Регулятор подачи холода	X, XII

Таблица 3

Элементы, входящие в схемное решение кондиционера, необходимые для осуществления различных режимов работы СКВ при $0 \leqslant z < 1$

№ режима	№ элемента (см. табл. 2)							
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*
I	+	—	+	—	+	+	—	—
II	+	—	+	+	+	—	—	—
III	+	+	+	+	—	—	—	—
IV	—	—	+	+	—	—	—	—
V	—	—	—	—	—	—	—	—
VI	+	+	—	—	—	—	—	—
VII	+	—	—	—	+	—	—	—
VIII	+	+	—	—	+	—	—	—
IX	—	—	+	+	+	—	+	—
X	—	—	+	+	—	—	+	+
XI	+	+	+	+	—	—	+	—
XII	+	—	+	+	—	—	+	+
XIII	+	—	+	+	+	—	+	—

Примечание. Знаком «+» отмечены номера элементов, входящих в схемное решение кондиционера. Знаком «—» номера элементов, не входящих в схемное решение кондиционера.

табл. 2 элементов могут не быть. Из этой таблицы следует, что каждый элемент, входящий в схемное решение, предназначен для определенных режимов работы СКВ. Эта связь элемента, входящего в схемное решение СКВ с определенным режимом работы, показана в табл. 3 при $0 \leqslant z < 1$ и в табл. 4 при коэффициенте санитарной нормы $z = 1$, когда рециркуляция воздуха недопустима, поэтому отсутствует клапан первой рециркуляции.

Таблица 4

Элементы, входящие в схемное решение кондиционера, необходимые для осуществления различных режимов работы прямоточной СКВ (при $z = 1$)

№ режима	№ элемента (см. табл. 2)					
	3	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*
I	+	—	+	+	—	—
II	+	+	+	—	—	—
IV	+	+	—	—	—	—
V	—	—	—	—	—	—
VII	—	—	+	—	—	—
IX	+	+	+	—	+	—
X	+	+	—	—	+	+

Примечание. См. примечание к табл. 3.

Из табл. 3 и 4 видно, что элемент *6* находится всегда в сочетании с элементами *3* и *5*, а элемент *1* встречается только в сочетании со *2, 5* или *8*, т. е. появление одних элементов, входящих в схемное решение, возможно только при наличии других. Таким образом, можно установить, что такие схемные решения, как, например, сочетания *1, 2* и *3; 1, 3* и *4; 3, 4, 5* и *6* и т. д. могут не понадобиться. В результате подобных рассуждений приходим к выводу, что существует 31 реально необходимое схемное решение кондиционеров (табл. 5).

Для удобства подбора оптимального схемного решения, последние в табл. 5 расположены в порядке возрастающей стоимости. При этом принято, что наиболее дешевыми являются элементы *1* и *2*, а наиболее дорогими — *7* и *8*. Целесообразно придерживаться следующего порядка подбора оптимального схемного решения кондиционера. В каждом конкретном случае на $I - d$-диаграмме строятся границы участков и наносится граница

Таблица 5

Схемные решения кондиционера и возможные режимы работы СКВ

№ схемного решения	Сочетание элементов (см. табл. 2)	Возможные оптимальные режимы работы СКВ при условиях	
		$0 \leqslant z < 1$	$z = 1$
0	0	V	V
1	*1, 2*	V, VI	—
2	*5*	—	V, VII
3	*3, 4*	IV, V	IV, V
4	*1, 5*	VII (V)	—
5	*1, 2, 5*	V—VIII	—
6	*1, 2, 3, 4*	III—VI	—
7	*3, 4, 5*	—	II, IV, V, VII
8	*3, 5, 6*	—	I (V, VII)
9	*3, 4, 5, 6*	—	I, II, IV, V, VII
10	*1, 3, 4, 5*	II, VII (IV, V)	—
11	*1, 3, 5, 6*	I (V, VII)	—
12	*1, 2, 3, 4, 5*	II—VIII	—
13	*1, 3, 4, 5, 6*	I, II, VIII (IV, V)	—
14	*1, 2, 3, 4, 5, 6*	I—VIII	—
15	*3, 4, 7, 8*	IV, V, X	IV, V, X
16	*1, 2, 3, 4, 7*	XI	—
17	*1, 3, 4, 7, 8*	IV, V, X, XII	—
18	*3, 4, 5, 7*	IX (IV, V)	II, IV, V, VII, IX
19	*1, 2, 3, 4, 7, 8*	III—VI, X—XII	—
20	*3, 4, 5, 6, 7*	—	I, II, IV, V, VII, IX
21	*3, 4, 5, 7, 8*	IV, V, IX, X	II, IV, V, VII, IX, X
22	*1, 3, 4, 5, 7*	II, VII, IX, XIII(IV, V)	—
23	*1, 2, 3, 4, 5, 7*	II—IX, XI, XIII	—
24	*3, 4, 5, 6, 7, 8*	—	I, II, IV, V, VII, IX, X
25	*1, 3, 4, 5, 6, 7*	I, II, VII, IX, XIII (IV, V)	—
26	*1, 2, 3, 4, 5, 6, 7*	I—IX, XI, XIII	—
27	*1, 3, 4, 5, 7, 8*	II, IV, V, VII, IX, X, XII, XIII	—
28	*1, 2, 3, 4, 5, 7, 8*	II—XII	—
29	*1, 3, 4, 5, 6, 7, 8*	I, II, IV, V, VII, IX, X, XII, XIII	—
30	*1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8*	I—XIII	—

Примечание. В скобках указаны оптимальные режимы, не встречающиеся в сочетании с теми, для которых предназначено это схемное решение.

области возможных изменений параметров наружного воздуха. В результате этого выявляются номера оптимальных режимов, в которых СКВ будет работать. За-

тем, начиная поиск с наиболее дешевого, нулевого, схемного решения, подбирается оптимальный вариант (см. табл. 5).

Следует учесть, что табл. 5 включает схемные решения кондиционеров и всех возможных приточных вентиляционных установок и установок воздушного отопления. Если вся область допустимых изменений параметров наружного воздуха расположена в пределах участков *V, VI, VII* и *VIII* (при широком диапазоне допустимых колебаний параметров воздуха в рабочей зоне), то для обработки воздуха достаточно иметь приточную вентиляционную установку с калорифером и регулируемой рециркуляцией (см. схемное решение № 5 по табл. 5).

Отсутствие строгой границы между СКВ и автоматизированными вентиляционными системами общеизвестно[1], а при регулировании в оптимальных режимах проявляется особенно резко. Ряд оптимальных режимов можно осуществить без мокрой камеры, а необходимость искусственного охлаждения появляется при более высоких параметрах наружного воздуха по сравнению с регулированием СКВ по методу точки росы.

Отсюда следует, что внедрение систем, регулируемых по методу оптимальных режимов, расширяет область применения не нуждающихся в источнике холода и иногда даже не имеющих мокрой камеры автоматизированных установок приточной вентиляции. Такие системы вполне обеспечат заданные параметры воздуха в рабочей зоне обслуживаемого помещения и в этом смысле смогут называться кондиционерами.

---

[1] См. доклад Е. Е. Карписа на II Всесоюзном совещании по кондиционированию воздуха в 1962 г. [19, стр. 33].

Глава III

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Для технико-экономического сравнения СКВ с различными принципиальными технологическими схемами регулирования обычно сопоставляют потребляемые ими количества тепла, холода и электроэнергии. Различаем мгновенные, расчетные (или максимальные мгновенные) и годовые расходы энергии.

1. Мгновенные расходы тепла и холода

Для определения мгновенных расходов энергии необходимо четко представить себе работу СКВ при любых параметрах наружного воздуха, отличающихся от расчетных. С этой целью в дополнение к $I-d$-диаграмме используют вспомогательные графики, таблицы, номограммы. Широкое распространение в Советском Союзе нашла диаграмма В. М. Чаплина [54], дополненная впоследствии Б. Н. Ляховым, показывающая работу СКВ в зависимости от температуры наружного воздуха. Значения температуры в °С откладывают на оси абсцисс, а на оси ординат — теплоизбытки в помещении, мгновенные расходы тепла и холода в *ккал/кг* и количества приточного, наружного и рециркуляционного воздуха в тыс. *кг/ч*.

Для анализа работы круглогодичной СКВ В. А. Филиппов предложил [53] $\Delta I—t_{\text{н}}$-номограмму. На ее оси абсцисс откладывают значения температуры наружного воздуха в °С, а на оси ординат — ассимилирующую способность вентилирующего воздуха в *ккал/кг*. Графическими построениями при помощи $\Delta I-t_{\text{н}}$-номограммы находят мгновенные расходы тепла и холода в *ккал/кг*. Позже В. В. Мухин предложил [35, 36, 37, 38] $I-t_{\text{н}}$-номограмму, отличающуюся от предыдущей тем, что на оси ординат откладывают не перепады температуры, а абсолютные величины энтальпии.

Диаграммы В. М. Чаплина, В. А. Филиппова и В. В. Мухина построены исходя из предположений, что изменение параметров наружного воздуха в данной местности можно изобразить на $I-d$-диаграмме в виде кривой (характеристика наружного климата), а энтальпия наружного воздуха есть функция температуры наружного воздуха.

Известно, что параметры наружного воздуха отклоняются в ту и другую сторону от этой кривой. В книге Ф. Кастнера [21] даны пределы возможных состояний параметров наружного воздуха для Средней Европы в виде области на диаграмме О. Марра (в координатах $I-\varphi$). Б. В. Баркалов предложил изображать климат местности в виде области, образуемой изоэнтальпами и линиями относительной влажности [12, 13]. Но только сравнительно недавно Л. Б. Успенской удалось убедительно доказать, что климат местности нельзя изображать в виде кривой, она представляет на $I-d$-диаграмме замкнутую область [49, 50, 51, 52]. В настоящее время единственно приемлемым методом определения мгновенных расходов энергии остается их вычисление по данным построения процессов обработки воздуха на $I-d$-диаграмме при всех характерных состояниях наружного воздуха. Широкие возможности этого метода доказали исследования В. Гудмана [56], Ф. Мака [59] и Е. Е. Карписа [20], проведенные с помощью $I-d$-диаграммы без каких-либо вспомогательных приемов.

По этому методу на $I-d$-диаграмме изображаются процессы обработки воздуха одновременно для двух различных СКВ при одних и тех же параметрах наружного воздуха, определяются мгновенные расходы тепла и холода сравниваемых систем. Такой способ позволяет определить, какая из них выгоднее в эксплуатации (т. е. потребляет меньше энергии).

Регулирование СКВ по методу оптимальных режимов в определенных условиях может вызвать бóльший расход энергии, чем регулирование по методам точки росы или второй рециркуляцией. Это может быть лишь при работе СКВ в режимах работы IX—XIII, названных оптимальными только на том основании, что регулирование СКВ методом обвода мокрой камеры, которое использовалось при построении этих пяти режимов, требует минимальную продолжительность использования холода. Кроме того, период потребления тепла меньше,

чем при регулировании по методу точки росы. Для сравнения сопоставим приведенные мгновенные расходы (выраженные в единицах расхода холода), полученные при регулировании СКВ по методам точки росы, второй рециркуляции и оптимальных режимов. Принимаем, что отношение отпускных стоимостей тепла и холода равно $n = \text{const}$. Тогда мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = (q_{\text{х}} + nq_{\text{т}})L.$$

Сравнение методов оптимальных режимов и точки росы. Если влагосодержание приточного воздуха регулируется по методу точки росы, то при $I_{\text{н}} < I_{\text{у}}$ (когда параметры наружного воздуха находятся в пределах участков *IX, X, XI* или *XIII*) весь наружный воздух с энтальпией $I_{\text{н}}$ охлаждается до энтальпии $I_{\text{к.т.р.}}$ с последующим подогревом в калорифере до энтальпии $I_{\text{п}}$. Тогда мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = q_{\text{х}} + nq_{\text{т}} = L[(I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}}) + n(I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}})] = \\ = L[I_{\text{н}} + I_{\text{п}}n - I_{\text{к.т.р}}(1+n)]. \qquad (26)$$

При $I_{\text{н}} > I_{\text{у}}$ (параметры наружного воздуха находятся в пределах участков *XII* или *XIII*) воздух обрабатывается, как показано на рис. 1,*а*, и мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = L[I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{к.т.р}} + n(I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}})] = \\ = L[I_{\text{у}} - (I_{\text{н}} - I_{\text{у}})z - I_{\text{к.т.р}} + n(I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}})] = \\ = L[I_{\text{н}}z + I_{\text{п}}n - I_{\text{к.т.р}}(1+n) + I_{\text{у}}(1-z)]. \qquad (2)$$

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** *IX* и СКВ работает в режиме IX, то согласно рис. 20 мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = L\left[(I_{\text{н}} - I_{\text{к.об.мин}})\frac{I_{\text{н}} - I_{\text{с.к.н.}}}{I_{\text{н}} - I_{\text{к.об.мин}}} + n(I_{\text{п}} - I_{\text{с.к.н}})\right] = \\ = L[I_{\text{н}} + I_{\text{п}}n - I_{\text{с.к.н}}(1+n)]. \qquad (28)$$

Из уравнений (26) и (28) следует, что регулирование СКВ по методу оптимальных режимов экономичнее регулирования по методу точки росы, если

$$I_{\text{н}} + I_{\text{п}}n - I_{\text{с.к.н}}(1+n) < I_{\text{н}} + I_{\text{п}}n - I_{\text{к.т.р}}(1+n)$$

или при $I_{\text{с.к.н}} > I_{\text{к.т.р}}$, что наблюдается при любых сочетаниях параметров наружного воздуха на участке *IX*.

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** *X* и система работает в режиме X, то, согласно рис. 21, мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = L\,(I_{\text{н}} - I_{\text{п}}), \qquad (28')$$

что всегда меньше мгновенного приведенного расхода энергии [исходя из уравнения (26)], которое бывает при регулировании СКВ по методу точки росы.

При параметрах наружного воздуха **в пределах участка** *XI*, когда система работает в режиме XI, согласно рис. 22,

$$q_{\text{прив}} = L\,(I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{п}}). \qquad (29)$$

Из уравнений (26) и (29) следует, что регулирование СКВ по методу оптимальных режимов экономичнее регулирования по методу точки росы при

$$I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{п}} < I_{\text{п}} + I_{\text{п}}n - I_{\text{к.т.р}}\,(1 + n)$$

или при

$$I_{\text{н}} > I_{\text{с.н.у}} - (I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}})\,(1 + n). \qquad (30)$$

По неравенству можно графически построить кривую *1* (рис. 30), которая разделяет участок *XI* на две части. Если параметры наружного воздуха находятся в верхней части участка, то выгоднее регулирование СКВ по методу оптимальных режимов, при расположении их в нижней части участка — регулирование по методу точки росы. Кривая, построенная по неравенству (30), — гипербола, и ее асимптотами являются изоэнтальпа $I_{\text{у}}$ и прямая, проведенная через точки $K_{\text{об.мин}}$ и *П*. При параметрах наружного воздуха на границе между участками *XI* и *XIII* справедливо уравнение

$$I_{\text{с.н.у}} = I_{\text{н}} + (I_{\text{у}} - I_{\text{н}})\,(1 - z). \qquad (31)$$

В результате совместного решения неравенства (30) и уравнения (31) находим, что построенная на рис. 30 гипербола пересекает границу между участками *XI* и *XIII* в точке с энтальпией

$$I = I_{\text{у}} - (I_{\text{п}} - I_{\text{к.т.р}})\frac{1 + n}{1 - z}. \qquad (32)$$

При параметрах наружного воздуха **в пределах участка** *XII* и регулирования СКВ по методу оптималь-

ных режимов, согласно рис 23, мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = L\,(I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{п}}) = L\,[I_{\text{у}} + (I_{\text{н}} - I_{\text{у}})\,z - \\ - I_{\text{п}}] = L\,[I_{\text{н}}z - I_{\text{п}} + I_{\text{у}}(1 - z)]. \qquad (33)$$

Из сопоставления уравнений (27) и (33) видно, что регулирование СКВ по методу оптимальных режимов

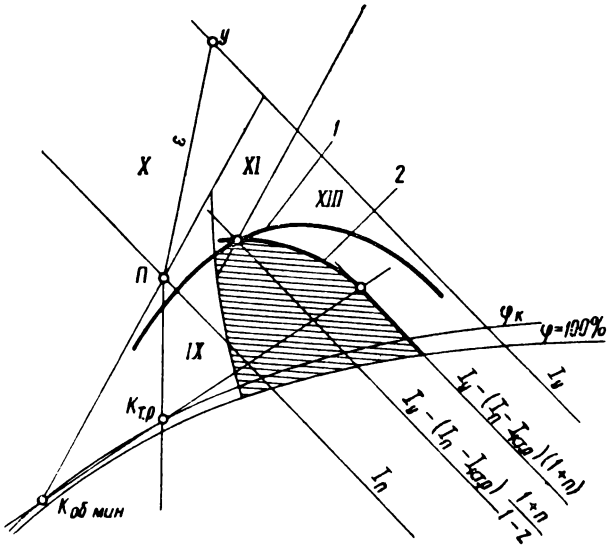


Рис. 30. Параметры наружного воздуха, при которых регулирование СКВ по методу оптимальных режимов вызывает бо́льшие мгновенные приведенные расходы энергии, чем при регулировании по методу точки росы
1 — кривая по неравенству (30); *2* — кривая по неравенству (35)

экономичнее регулирования по методу точки росы, если $I_{\text{н}}z - I_{\text{п}} + I_{\text{у}}(1 - z) < I_{\text{н}}z + I_{\text{п}}n - I_{\text{к.т.р}}(1 + n) + I_{\text{у}}(1 - z)$ или при $I_{\text{п}} > I_{\text{к.т.р}}$, что бывает всегда.

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** *XIII*, то воздух обрабатывается, как показано на рис. 24, и мгновенный приведенный расход энергии

$$q_{\text{прив}} = L\,[I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{с.к.н.у}} + n\,(I_{\text{п}} - I_{\text{с.к.н.у}})] = \\ = L\,[I_{\text{н}} + (I_{\text{у}} - I_{\text{н}})(1 - z) - I_{\text{с.к.н.у}} + n\,(I_{\text{п}} - I_{\text{с.к.н.у}})] = \\ = L\,[I_{\text{н}}z + I_{\text{п}}n - I_{\text{с.к.н.у}}(1 + n) + I_{\text{у}}(1 - z)]. \qquad (34)$$

Сопоставление уравнений (27) и (34) показывает, что метод оптимальных режимов экономичнее метода регулирования СКВ по методу точки росы при условии, что $I_{с.к.н} > I_{к.т.р}$, т. е. в любых сочетаниях параметров наружного воздуха, если $I_н > I_у$. Из уравнений (26) и (34) следует, что регулирование СКВ по методу оптимальных режимов выгоднее по сравнению с регулированием по методу точки росы, если

$$I_н z + I_п n - I_{с.к.н.у}(1 + n) + I_у(1 - z) < I_н + I_п n - \\ - I_{к.т.р}(1 + n),$$

т. е. при условии, что

$$I_н > I_у - (I_{с.к.н.у} - I_{к.т.р})\frac{1 + n}{1 - z}. \qquad (35)$$

По неравенству (35) на рис. 30 построена кривая *2*, разделяющая участок *XIII* на две части, аналогично тому, как это сделано для участка *XI*. Она является продолжением кривой, построенной по неравенству (30). Если точка H находится на прямой, проведенной через точки $K_{об.мин}$ и $K_{т.р}$, то, очевидно:

$$I_п - I_{с.к.н.у} = (I_п - I_{к.т.р})\, z. \qquad (36)$$

Решив совместно уравнение (36) и неравенство (35), получаем, что построенная на рис. 30 кривая пересекает прямую, проведенную через точки $K_{об.мин}$ и $K_{т.р}$ на изоэнтальпе,

$$I = I_у - (I_п - I_{к.т.р})(1 + n). \qquad (37)$$

Сравнение методов оптимальных режимов и второй рециркуляции. Как было показано, порядок обработки камерного воздуха зависит от величины коэффициента второй рециркуляции w. При этом если $I_н < I_у$ или $w < z$, до состояния камерного воздуха (точка $K_{2р}$ на рис. 13) доводится наружный воздух, а при $I_н > I_у$ и $w > z$ — смесь наружного и уходящего воздуха. Если $w < z$, то, согласно рис 13,*а*, мгновенный приведенный расход энергии в случае регулирования СКВ второй рециркуляцией

$$q_{прив} = L\,[z(I_н - I_{к.2р}) + n(I_п - I_{с.к.у})].$$

Учитывая, что $I_у - I_{с.к.у} = (I_у - I_{к.2р})\, z$, последнее уравнение приводится к следующему виду:

$$q_{прив} = L\,\{[I_н - I_{к.2р}(1 + n)]\, z + [I_п - I_у(1 - z)]\, n\}. \qquad (38)$$

При $w > z$ и $I_н < I_у$ (рис. 13, *в*)

$$q_{\text{прив}} = L\left[(I_н - I_{к.2р})\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к\,2р}}\right] = L\,[(I_н - I_{к.2р})\,w], \quad (39)$$

а при $w > z$ и $I_н > I_у$

$$q_{\text{прив}} = L\left[(I_{с.н.у} - I_{к.2р})\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}}\right] = L\,(I_{с.н.у} - I_{к.2р})\;w. \quad (40)$$

Поскольку расход наружного воздуха должен быть равным zL, справедливо следующее уравнение:

$$\frac{I_{с.н.у} - I_у}{I_н - I_у} \cdot \frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} = z$$

или

$$\frac{I_{с.н.у} - I_у}{I_н - I_у}\,w = z,$$

откуда

$$I_{с.н.у} = I_у + (I_п - I_у)\frac{z}{w}.$$

После подстановки последнего выражения в уравнение (40) получаем, что в случае регулирования СКВ методом второй рециркуляции при $w > z$ и $I_н > I_у$

$$q_{\text{прив}} = L\,[(I_н - I_у)\,z + (I_у - I_{к.2р})\,w]. \quad (41)$$

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** *IX* и $w < z$, то, согласно уравнениям (28) и (38), метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ второй рециркуляцией при условии, что

$$I_н + I_п n - I_{с.к.н}(1 + n) < [I_н - I_{к.2р}(1 + n)\,z + \\ + [I_п - I_у(1 - z)]\,n$$

или когда

$$I_и < (I_{с.к.н} - I_{к.2р}z)\frac{1 + n}{1 - z} - I_у n. \quad (42)$$

Кривая *1*, построенная по неравенству (42), отсекает от участка *IX* те параметры наружного воздуха, при которых метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ второй рециркуляцией (рис. 31).

Если параметры наружного воздуха (точка H) находятся на прямой *2*, проведенной через точки $K_{об.мин}$ и $П$, то $I_{с.к.н} = I_п$ (см. рис. 20). Если точка H расположена на прямой, проходящей через точки $K_{об.мин}$ и $K_{т.р}$,

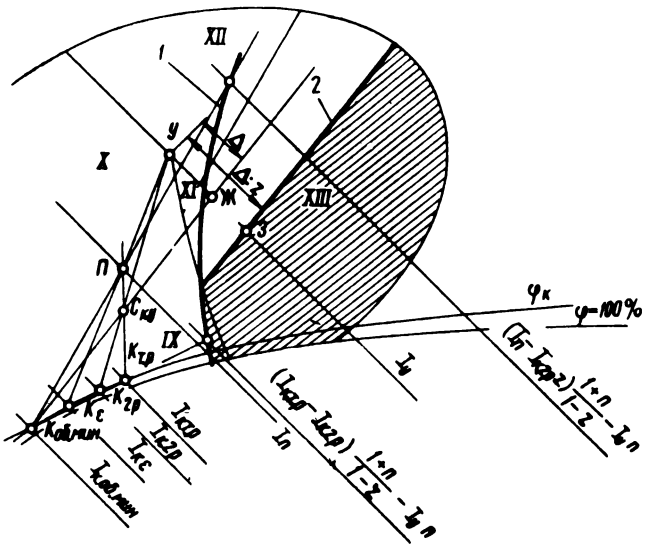


Рис. 31. Параметры наружного воздуха (заштрихованная площадь), при которых мгновенные приведенные расходы энергии, в случае регулирования СКВ по методу оптимальных режимов, больше, чем при регулировании второй рециркуляцией, если коэффициент второй рециркуляции меньше коэффициента санитарной нормы

1 — кривая по неравенству (42); *2* — прямая по неравенству (150)

то $I_{с.к.н} = I_{к.т.р}$. Следовательно, кривая по неравенству (42) пересекает продолжение прямой $K_{об.мин}П$ на изоэнтальпе

$$I = (I_п - I_{к.2р}z)\frac{1+n}{1-z} - I_у n, \qquad (43)$$

а продолжение прямой $K_{об.мин}K_{т\,р}$ — на изоэнтальпе

$$I = (I_{к.т.р} - I_{к.2р}z)\frac{1+n}{1-z} - I_у n. \qquad (44)$$

Если параметры наружного воздуха находятся в тех же пределах на участке *IX*, но коэффициент второй ре-

циркуляции $w>z$, то, исходя из уравнений (28) и (39), регулирование СКВ по методу оптимальных режимов имеет преимущество перед регулированием второй рециркуляцией при

$$I_н + I_п n - I_{с.к.н}(1+n) < (I_н - I_{к.2р})\,w$$

или, учитывая, что (см. рис. 13)

$$(I_н - I_{к.2р})\,w = [(I_у - I_{к.2р}) - (I_у - I_н)] \times$$

$$\times \frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} = I_у - I_п - (I_у - I_н)\,w, \qquad (44')$$

при

$$I_н < I_у - (I_п - I_{с.к.н})\frac{1+n}{1-w}\,. \qquad (45)$$

Кривая *1*, построенная по неравенству (45), проходит через точку B и пересекает продолжение прямой $K_{об.мин}K_{т.р}$ на изоэнтальпе

$$I = I_у - (I_п - I_{к.т.р})\frac{1+n}{1-w} \qquad (46)$$

(см. рис. 32).

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** X и $w<z$, то в соответствии с уравнениями (28′) и (38) метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ методом второй рециркуляции при условии, что

$$I_н - I_п < [I_н - I_{к.2р}(1+n)]\,z + [I_п - I_у(1-z)]\,n,$$

или при

$$I_н < (I_п - I_{к.2р}z)\frac{1+n}{1-z} - I_у n. \qquad (47)$$

Докажем, что экономичность метода оптимальных режимов возможна при любых параметрах наружного воздуха. Для этого достаточно показать, что правая часть неравенства (47) всегда больше $I_у$, поскольку на участке X $I_н \leqslant I_у$. Подставив в неравенство (47) $I_у$ вместо $I_н$ получаем, что метод оптимальных режимов выгоднее регулирования второй рециркуляцией, если

$$I_у < \frac{I_п - I_{к.2р}z}{1-z}$$

или когда

$$\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} < z.$$

Поскольку $\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} = w$, последнее неравенство справедливо при любых параметрах наружного воздуха в пределах участка X, что и следовало доказать.

Если параметры наружного воздуха находятся в **пределах участка** X и $w > z$, то, согласно уравнениям (28′) и (39), метод оптимальных режимов является более экономичным при

$$I_н - I_п < (I_н - I_{к.2р})\, w$$

или, с учетом уравнения (44′), при

$$I_н - I_п < I_у - I_п - (I_у - I_н)\, w,$$

т. е. при $w < 1$.

Если параметры наружного воздуха находятся в пределах участка XI и $w < z$, то в соответствии с уравнениями (29), (38) мгновенный приведенный расход энергии при регулировании СКВ по методу оптимальных режимов будет меньше, чем при регулировании второй рециркуляцией, учитывая, что

$$I_{с.и.у} - I_п < [I_н - I_{к.2р}(1 + n)]\, z + [I_п - I_у\,(1 - z)]\, n. \qquad (48)$$

Но

$$\frac{I_у - I_п}{I_у - I_{к.2р}} = z \text{ (см. рис. 13,}a\text{)},$$

откуда

$$I_{к.2р} = I_у - \frac{I_у - I_п}{z}.$$

Подставив выражение $I_{к.2р}$ в уравнение (48) и преобразовав его, находим, что метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ второй рециркуляцией при

$$\frac{I_{с.н.у} - I_у}{I_н - I_у} < z,$$

т. е. всегда (см. рис. 22).

Если параметры наружного воздуха находятся в пределах участка XI и коэффициент второй рециркуляции $w > z$, то, исходя из уравнений (29) и (39), метод оптимальных режимов экономичнее регулирования второй рециркуляцией при условии, что

$$I_{с.н.у} - I_п < (I_н - I_{к.2р})\, w$$

или, с учетом уравнения (44), когда

$$I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{п}} < I_{\text{у}} - I_{\text{п}} - (I_{\text{у}} - I_{\text{н}})\, w,$$

т. е. при

$$\frac{I_{\text{у}} - I_{\text{с.н.у}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{н}}} > w. \qquad (49)$$

Неравенство (49) является аналитическим выражением прямой *2*, разделяющей участок *XI* на две части линией, параллельной границам этого участка с участками *X* и *XIII* (рис. 32). При параметрах наружного воздуха, расположенных вправо от прямой *2* по неравенству (49), более экономичным будет метод оптимальных режимов, а при параметрах наружного воздуха, находящихся влево от этой прямой, — регулирование второй рециркуляцией.

Если параметры наружного воздуха находятся **в пределах участка** *XII* и коэффициент второй рециркуляции $w < z$, то, согласно уравнениям (33) и (38), метод оптимальных режимов выгоднее регулирования СКВ второй рециркуляцией при

$$I_{\text{н}} z - I_{\text{п}} + I_{\text{у}}(1 - z) < [I_{\text{н}} - I_{\text{к.2р}}(1 + n)]\, z + \\ + [I_{\text{п}} - I_{\text{у}}(1 - z)]\, n$$

или при

$$\frac{I_{\text{у}} - I_{\text{п}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р}}} < z,$$

т. е. когда $w < z$, что наблюдается всегда.

При параметрах наружного воздуха, расположенных в пределах участка *XII*, если $w > z$, из уравнений (33) и (41) следует, что метод оптимальных режимов приводит к меньшим мгновенным расходам энергии по сравнению с регулированием СКВ второй рециркуляцией, если

$$I_{\text{н}} z - I_{\text{п}} + I_{\text{у}}(1 - z) < (I_{\text{н}} - I_{\text{у}})\, z + (I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р}})\, w,$$

т. е. при условии, что

$$\frac{I_{\text{у}} - I_{\text{п}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р}}} < w.$$

Но левая часть этого неравенства, при $w > z$, равна коэффициенту второй рециркуляции w. Отсюда следует, что когда параметры наружного воздуха находятся в пределах *XII* участка и коэффициент второй рециркуля-

ции больще коэффициента санитарной нормы, метод оптимальных режимов равноценен регулированию второй рециркуляцией. Если параметры наружного воздуха находятся в пределах участка *XIII*, то следует сравнивать мгновенные приведенные расходы энергии при $w < z$, а также при $w > z$ для $I_н > I_у$ и $I_н < I_у$. Исходя из уравнений (34) и (38), метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ второй рециркуляцией, если коэффициент второй рециркуляции меньше коэффициента санитарной нормы, при

$$I_н z + I_п n - I_{с.к.н.у}(1+n) + I_у(1-z) < \\ < [I_и - I_{к.2р}(1+n)]\, z + [I_п - I_у(1-z)]\, n$$

или когда

$$(I_у - I_{к.2р})\, z > I_у - I_{с.к.н.у},$$

или, учитывая, что $(I_у - I_{к.2р})\, z = I_у - I_{с.к.у}$ (см. рис. 13,*а*), если

$$I_{с.к.н.у} > I_{с.к.у}. \qquad (50)$$

Это условие можно изобразить графически на $I-d$-диаграмме (см. рис. 31). Через точки $K_{об.мин}$ и $C_{к.у}$ проводим прямую, которая пересечет изоэнтальпу $I_у$ в точке, обозначенной буквой *Ж*. Очевидно, что $I_{с.к.н.у} = I_{с.к.у}$, если при работе СКВ в XIII оптимальном режиме точка $C_{н.у}$ (рис. 31) располагается на продолжении прямой $C_{к.у}Ж$. После этого параллельно прямой $C_{к.у}Ж$ проведена прямая, пересекающая изоэнтальпу $I_у$ в точке *З* так, чтобы было $УЗ = \frac{УЖ}{z}$. Тогда в момент, когда точка $C_{н.у}$ находится на прямой $C_{к.у}Ж$, точка *Н* располагается на последней прямой, проходящей через точку *З*. Эта прямая отсекает от участка *XIII* параметры наружного воздуха, при которых регулирование СКВ второй рециркуляцией вызывает меньшие мгновенные приведенные расходы энергии, чем по методу оптимальных режимов.

Если $w > z$ и $I_н > I_у$, то, согласно уравнениям (34) и (41), регулирование второй рециркуляцией экономичнее метода оптимальных режимов при

$$I_н z + I_п n - I_{с.к.ну}\cdot(1+n) + I_у(1-z) > \\ > (I_н - I_у)\, z + (I_у - I_{к.2р})\, w$$

или, учитывая, что $(I_у - I_{к.2р})w = I_у - I_п$ (см. рис. 13,*в*), при $I_{с.к.н.у} < I_п$, т. е. при любых параметрах наружного воздуха в пределах участка *XIII*, если $I_н > I_у$. Наконец, если $w > z$ и $I_н < I_у$, то по уравнениям (34) и (39) метод оптимальных режимов экономичнее регулирования СКВ второй рециркуляцией при условии, что

$$I_н z + I_п n - I_{с.к.н.у}(1 + n) + I_у(1 - z) < (I_н - I_{к.2р})w$$

или, исходя из уравнения (44′), при

$$I_н < I_у - (I_п - I_{с.к.н.у})\frac{1+n}{w-z}. \qquad (51)$$

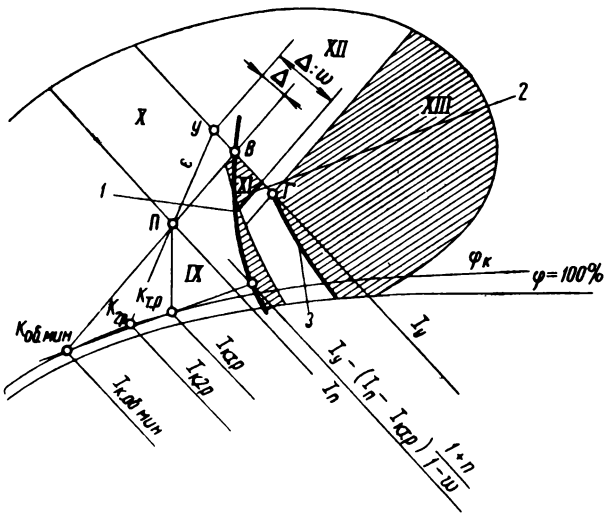


Рис. 32. Параметры наружного воздуха (заштрихованная площадь), при которых мгновенные приведенные расходы энергии, в случае регулирования СКВ по методу оптимальных режимов, больше, чем при регулировании второй рециркуляцией, если коэффициент второй рециркуляции больше коэффициента санитарной нормы

1 — кривая по неравенству (45); *2* — прямая по неравенству (49); *3* — кривая по неравенству (51)

На рис. 32 по неравенству (51) построена кривая *3*, отсекающая от участка *XIII* те параметры наружного

воздуха, при которых метод оптимальных режимов вызывает меньшие мгновенные приведенные расходы энергии по сравнению с регулированием второй рециркуляцией. Эта кривая пересекает изоэнтальпу I_y на границе участка *XIII* с участками *XI* и *XII* (точка *Г* на рис. 32).

Сравнительными исследованиями установлено, что при параметрах наружного воздуха в пределах участков *I—VIII, X* и *XII* метод оптимальных режимов по мгновенным приведенным расходам энергии всегда равноценен или экономичнее регулирования СКВ по методу точки росы или второй рециркуляцией. Если параметры наружного воздуха находятся на участках *IX, XI* и *XIII,* то иногда более экономично регулирование СКВ второй рециркуляцией, а на участках *XI* и *XIII* — по методу точки росы. Найдены условия, при которых регулирование СКВ второй рециркуляцией или по методу точки росы вызывает меньшие мгновенные приведенные расходы энергии, чем метод оптимальных режимов. Они даны в виде математических выражений [неравенства (30), (35), (42), (45), (49), (50), (51)] и изображены графически на *I—d*-диаграмме (см. рис. 30, 31, 32).

Автоматический перевод СКВ с одного метода регулирования на другой невозможен. Дело в том, что при переходе параметров наружного воздуха через линии, построенные по неравенствам (30), (35), (42), (45), (49), (50) и (51), в СКВ не происходят качественные изменения, которые могли бы послужить сигналами для такого перехода. Отсутствие качественных изменений в системе вполне понятно, поскольку выбор того или иного метода регулирования зависит от отношения стоимостей тепла и холода и от величины коэффициента второй рециркуляции w. Этот коэффициент имеет определенный физический смысл, но его величину можно найти лишь в результате расчетов или при помощи графических построений на $I - d$-диаграмме.

Таким образом, найденные условия могут быть использованы в практике эксплуатации для перевода СКВ с одного метода регулирования на другой вручную на основе визуального наблюдения за состоянием воздуха в различных точках системы кондиционирования и графо-аналитических расчетов. Ручное переключение должно быть технико-экономически обосновано и целесообразно, как правило, только для систем очень большой производительности.

2. Расчетные расходы холода

Холодильные установки СКВ, несмотря на их высокую стоимость, бóльшую часть года бездействуют (если они зимой не используются как тепловые насосы), а на полной мощности работают всего несколько самых жарких дней. Поэтому при определении расчетных расходов холода допускают, что на некоторый период, во время которого потребовался бы наибольший расход холода, СКВ не сможет поддержать в рабочей зоне требуемые параметры воздуха вследствие недостаточной мощности холодильной установки. Отклонения от заданных параметров воздуха компенсируются меньшими капиталовложениями и эксплуатационными расходами.

Расход холода зависит от начальной и конечной энтальпии обрабатываемого в мокрой камере воздуха. При регулировании СКВ по методу точки росы ни расход, ни конечная энтальпия обрабатываемого воздуха не меняются и расход холода является функцией только энтальпии наружного воздуха. Поэтому расчетный расход холода, равный мощности холодильной станции, будет всегда при одной и той же энтальпии наружного воздуха. Эту энтальпию называют расчетной. По предложению Б. В. Баркалова [12, 13], ее принимают таким образом, чтобы энтальпия наружного воздуха была в данной местности выше расчетной в течение 200 *ч* в год. Это означает, что СКВ не сможет обеспечить заданное влагосодержание приточного воздуха 200 *ч* в год, что составит около 2,5% общей продолжительности работы системы круглогодичного кондиционирования при трехсменной ее работе. Таблицы расчетных энтальпий наружного воздуха для большинства населенных пунктов Советского Союза приведены в СНиП [47].

При регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры и второй рециркуляцией меняются начальная и конечная энтальпии обрабатываемого в мокрой камере воздуха, а также количество воздуха, проходящего через мокрую камеру. Следовательно, при одной и той же энтальпии наружного воздуха расход холода может быть разным. Другими словами, при этих двух методах регулирования расчетная энтальпия наружного воздуха, определяющая расчетный расход холода, не является постоянной величиной. Очевидно, на *I—d*-диаграмме можно построить линии, выше которых находятся пара-

метры наружного воздуха, вызывающие отклонения параметров воздуха рабочей зоны от заданных. Эти линии представляют собой верхнюю границу расчетного климата [1]. Форма верхней границы расчетного климата зависит от метода регулирования влагосодержания приточного воздуха.

Чтобы установить, при каком из двух сравниваемых методов регулирования СКВ будет наименьший расчетный расход холода, обеспечивающий 200-часовые отклонения в год, достаточно сопоставить фактическую продолжительность отклонений для этих методов регулирования при одинаковом расчетном расходе холода $Q_х$. Наименьший расчетный расход будет при том методе регулирования СКВ, где отклонения от требуемых параметров в рабочей зоне оказываются минимальными.

В настоящем разделе сначала установлены форма и уравнения верхних границ расчетного климата для регулирования СКВ по методам точки росы, второй рециркуляции и обвода мокрой камеры (по методу оптимальных режимов), а потом эти три метода сравниваются между собой по величине требуемых расчетных расходов холода.

Регулирование СКВ по методу точки росы. Как известно, при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методу точки росы верхнюю границу образуют изотерма $t_{н\,л}$ и изоэнтальпа $I_{н.л}$, называемые расчетными температурой и энтальпией наружного воздуха. В разделе 3 главы I показано, что $t_{н.л}=f(Q_р)$, и она определяется по формуле (5).

Согласно рис. 1, *а* мгновенный расход холода

$$q_х = L\,(I_{с.н.у} - I_{к.т.р}) = L\,[I_у - (I_н - I_у)\,z - I_{к.т.р}],$$

откуда, подставив максимальный мгновенный (расчетный) расход холода $Q_х$ вместо $q_х$ и $I_{н.л}$ вместо $I_н$, получаем, что расчетная энтальпия наружного воздуха

$$I_{н.л} = \frac{\frac{Q_х}{L} + I_{к.т.р} - I_у\,(1-z)}{z}. \qquad (52)$$

При $I_н > I_{н.л}$ холодильная установка (имеющая мощность $Q_х$ *квт*) работает в полную силу, но тем не менее

[1] Расчетный климат — это совокупность параметров наружного воздуха, при которых система с заданными производительностью по воздуху и холодильной мощностью может выполнить свои функции.

температура точки росы приточного воздуха начинает повышаться, вследствие чего величина влагосодержания воздуха в рабочей зоне превышает заданную. Температура воздуха в рабочей зоне не нарушается до тех пор, пока не станет $t_{\text{в}} > t_{\text{в.л}}$.

Регулирование СКВ методом второй рециркуляции. Если коэффициент второй рециркуляции $w < z$, то, согласно рис. 13,*а*, мгновенный расход холода

$$q_{\text{х}} = Lz\,(I_{\text{в}} - I_{\text{к.2р.мин}}).$$

Подставив $Q_{\text{х}}$ вместо $q_{\text{х}}$ и $I'_{\text{в.л}}$ вместо $I_{\text{в}}$ получаем, что расчетная энтальпия в случае регулирования СКВ второй рециркуляцией при $w < z$

$$I'_{\text{в.л}} = I_{\text{к.2р.мин}} + \frac{Q_{\text{х}}}{zL} \qquad (53)$$

(см. рис. 33).

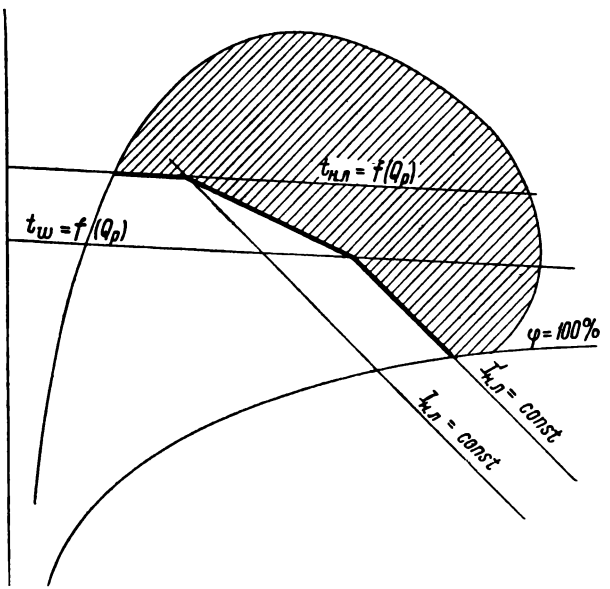


Рис. 33. Верхняя граница расчетного климата (жирные линии) и параметры наружного воздуха (заштрихованная область), при которых параметры воздуха в рабочей зоне отклоняются от заданных значений в случае регулирования влагосодержания приточного воздуха второй рециркуляцией

Если $w > z$, то, согласно рис. 13,*в*, мгновенный расход холода

$$q_{\text{х}} = L\,(I_{\text{с.н.у}} - I_{\text{к.2р}})\,\frac{I_{\text{у}} - I_{\text{п}}}{I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р}}}\,.$$

Последнее уравнение можно привести [см. преобразования уравнения (40)] к виду:

$$q_{\text{х}} = L\,[I_{\text{у}} - I_{\text{п}} + (I_{\text{н}} - I_{\text{у}})\,z]. \qquad (54)$$

Подставив в него $q_{\text{х}} = Q_{\text{х}}$ и решив его совместно с уравнением (4), находим, что верхнюю границу образует линия с уравнением

$$I_{\text{н}} = \frac{\frac{Q_{\text{х}}}{L} + A - Б\,(Q_0 t_{\text{н}} - Q_{\text{р}}) - I_{\text{у}}\,(1 - z)}{z}\,. \qquad (55)$$

В осях координат $I - t$ это прямая. Так как изотермы в $I - d$-диаграмме почти параллельны между собой, можно считать, что изображение этой линии на $I - d$-диаграмме — прямая (рис. 33). Поскольку $w = z$ при $t_{\text{н}} = t_w$, прямая, построенная по уравнению (55), должна пересекать изоэнтальпу $I'_{\text{н.л}}$ на изотерме t_w, определяемой по формуле (8). В момент, когда $t_{\text{н}} = t_{\text{н.л}}$, энтальпия приточного воздуха $I_{\text{п}} = I_{\text{к.т.р}}$. Подставив в уравнение (54) значение $I_{\text{п}}$ и $q_{\text{х}} = Q_{\text{х}}$, находим, что прямая, построенная по уравнению (55), пересекает изотерму $t_{\text{н.л}}$ в точке с энтальпией

$$I = \frac{\frac{Q_{\text{х}}}{L} + I_{\text{к.т.р}} - I_{\text{у}}\,(1 - z)}{z}\,,$$

т. е. на изоэнтальпе $I_{\text{н.л}}$ [ср. с уравнением (52)].

Сопоставление уравнений (52) и (53) показывает, что $I'_{\text{н.л}} > I_{\text{н.л}}$ при условии, что

$$I_{\text{к.2р.мин}} + \frac{Q_{\text{х}}}{zL} > \frac{\frac{Q_{\text{х}}}{L} + I_{\text{к.т.р}} - I_{\text{у}}\,(1 - z)}{z}$$

или при

$$(I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р.мин}})\,z < I_{\text{у}} - I_{\text{к.т.р}}.$$

Но в случае, когда $w < z$

$$(I_{\text{у}} - I_{\text{к.2р.мин}})\,z = I_{\text{у}} - I_{\text{п}},$$

откуда $I'_{н.л} > I_{н.л}$, если

$$I_у - I_п < I_у - I_{к.т.р},$$

т. е. всегда, поскольку $I_п$ больше $I_{к.т.р}$.

Регулирование СКВ по методу оптимальных режимов. Если СКВ работает в XII режиме, то, согласно рис. 23, мгновенный расход холода

$$q_х = L[I_у + (I_н - I_у)z - I_п],$$

т. е. равен мгновенному расходу холода, имеющему место при регулировании СКВ второй рециркуляцией, если $w > z$ [ср. последнее уравнение с уравнением (54)]. Тогда верхнюю границу должна образовать прямая по уравнению (55). При работе системы в XIII режиме, согласно рис. 24, мгновенный расход холода

$$q_х = L(I_{с.н.у} - I_{с.к.н.у}) = L[I_у + (I_н - I_у)z - I_{с.к.н.у}]. \quad (56)$$

Подставив вместо мгновенного расхода $q_х$ расчетный расход холода $Q_х$ и решив уравнения (12), (13), (16) и (56), находим, что верхней границей является равносторонняя гипербола с уравнением

$$I_н = \frac{\frac{Q_х}{L}\left(1 + \frac{d_п - d_{к.об.мин}}{(d_н - d_у)z + d_у - d_п}\right) + I_{к.об.мин} - I_у(1-z)}{z}. \quad (57)$$

Асимптотами гиперболы являются линия влагосодержания

$$d = d_у - \frac{d_у - d_п}{z} \quad (58)$$

и изоэнтальпа

$$I = \frac{\frac{Q_х}{L} + I_{к.об.мин} - I_у(1-z)}{z} \quad (59)$$

(рис. 34).

Сравнение СКВ регулируемых по методам оптимальных режимов и точки росы. На рис. 34 нанесены верхние границы расчетного климата при одинаковой мощности холодильной установки для случаев, когда влагосодержание приточного воздуха регулируется по методу оптимальных режимов [изотерма $t_{н.л}$, прямая по уравнению (55) и кривая по уравнению (57)] и когда оно регулируется по методу точки росы (изотерма $t_{п.л}$ и изоэн-

тальпа $I_{н.л}$). При регулировании СКВ по методу оптимальных режимов область расчетного климата больше, чем при регулировании по методу точки росы на пло-

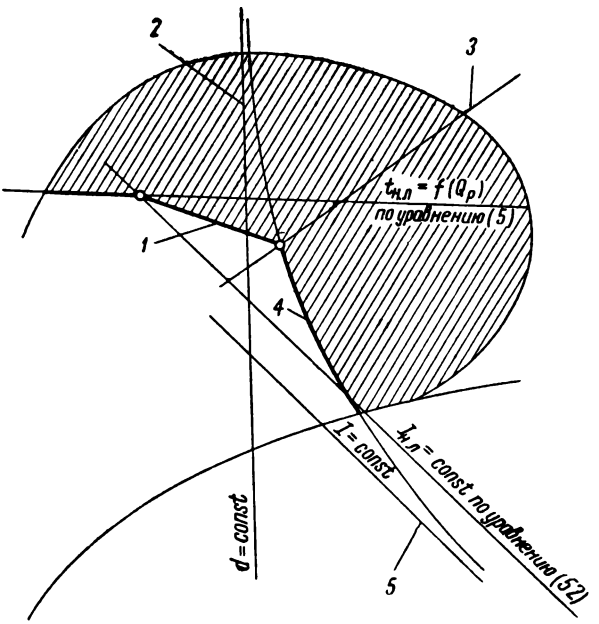


Рис. 34. Верхняя граница расчетного климата (жирные линии) и параметры наружного воздуха (заштрихованная область), при которых параметры воздуха в рабочей зоне отклоняются от заданных значений, в случае регулирования влагосодержания приточного воздуха методом обвода мокрой камеры

1 — прямая по уравнению (55); *2* — асимптома по уравнению (58); *3* — граница между участками *XII* и *XIII*; *4* — кривая по уравнению (57); *5* — асимптота по уравнению (59)

щадь криволинейного треугольника, образуемого изоэнтальпой $I_{н.л}$, прямой по уравнению (55) и гиперболой по уравнению (57).

Сравнение СКВ регулируемых по методам оптимальных режимов и второй рециркуляции. Наносим на I — d-диаграмму (рис. 35) верхние границы расчетного климата для одного и того же расчетного расхода холода, если регулирование СКВ идет по методу оптимальных режимов [изотерма $t_{н.л}$, прямая по уравнению (55) и гипербола по уравнению (57)] и при регулиро-

вании второй рециркуляцией [изотерма $t_{н.л}$, прямая по уравнению (55) и изоэнтальпа $I'_{н.л}$].

Как следует из рис. 35, при температуре наружного воздуха $t_н > t_w$ оба метода регулирования влагосодержания приточного воздуха равноценны. Пересечение изотермы t_w прямой, построенной по уравнению (55), выше границы между *XII* и *XIII* участками, как показано на рис. 35, соответствует пересечению изоэнтальпы $I'_{н.л}$ и гиперболы по уравнению (57). Эта точка лежит на прямой, проведенной согласно неравенству (50), так как только на ней мгновенные расходы холода (следовательно, и максимальные) при $w < z$ одинаковы для обоих сравниваемых методов регулирования СКВ. В результате образуются два криволинейных треугольника. Если параметры наружного воздуха находятся чаще в пределах верхнего треугольника (вертикальная штриховка на рис. 35), то минимальный расчетный расход холода будет при регулировании СКВ по методу оптимальных режимов; при большой частоте наблюдения параметров наружного воздуха в пределах нижнего треугольника — при регулировании второй рециркуляцией.

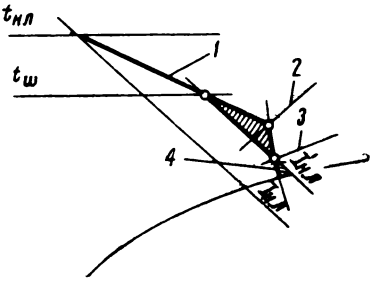


Рис. 35. Сопоставление верхних границ расчетного климата при одном и том же расчетном расходе холода в случае регулирования СКВ по методам оптимальных режимов и второй рециркуляции

1 — прямая по уравнению (55); *2* — граница между участками *XII* и *XIII*; *3* — прямая по неравенству (50), *4* — гипербола по уравнению (57)

Если же изотерма t_w проходит ниже границы между участками *XII* и *XIII*, то при регулировании СКВ второй рециркуляцией расчетный расход холода будет меньше, чем при регулировании по методу оптимальных режимов. Разумеется, в том случае, если параметры наружного воздуха вообще попадают в пределы участка *XIII*.

Следовательно, регулирование СКВ по методу точки росы требует бóльшие расчетные расходы холода, чем по методу оптимальных режимов, а при регулировании второй рециркуляцией расчетные расходы холода могут быть больше или меньше, чем при регулировании СКВ по методу оптимальных режимов.

3. Годовые расходы тепла, холода и электроэнергии

Годовые расходы тепла, холода и электроэнергии определялись по методике, предложенной автором [27, 31], которая заключается в следующем. Для определения расходов тепла и холода на $I-d$-диаграмму наносится область изменения параметров наружного воздуха географического пункта, где находится СКВ. По данным конкретной системы эта область разбивается на участки, в пределах которых система работает в одном и том же режиме. После этого каждый из участков делится на более мелкие части. В центре каждой части наносится точка и при параметрах наружного воздуха, характеризуемых этой точкой, определяются мгновенные расходы тепла $q_т$ и холода $q_х$ в *ккал/кг*. Затем границы участков и границы их отдельных частей переносятся на диаграмму $t=\varphi$, с помощью которой определяется частота повторения τ в *ч/год* параметров наружного воздуха в пределах отдельных частей участков.

Умножив $q_т$ и $q_х$ на τ соответствующих частей участков области, получают годовые расходы тепла и холода в *ккал·ч/кг*, относящиеся к параметрам наружного воздуха в пределах этих частей. Чтобы найти годовые расходы, потребляемые конкретной СКВ, сумму всех результатов умножают на производительность системы в *кг/ч*. Чтобы подсчитать годовой расход электроэнергии вначале по $t-\varphi$-диаграмме, определяют частоту повторения параметров наружного воздуха в пределах участков, соответствующих работе СКВ в режимах искусственного и испарительного охлаждений. Умножив эти частоты на мощность, потребляемую насосами при искусственном и испарительном охлаждениях и просуммировав результаты, получают годовой расход энергии на перекачку воды. К годовому расходу электроэнергии, потребляемому насосами, прибавляют годовой расход энергии на привод вентиляторов и фильтров. Расходы энергии, связанные с производством холода, не определяют, так как имеется в виду, что они учтены при расчете отпускной стоимости единицы расхода холода.

По этой методике определены удельные расходы энергии, потребляемые СКВ при усредненных, наиболее характерных исходных данных (см. табл. 6) для различных климатических районов Советского Союза

(см. табл. 7). Используя данные табл. 7, определены средние эксплуатационные расходы на кондиционирование воздуха и себестоимость кондиционированного воздуха (см. табл. 8).

Таблица 6

Расчетные характеристики СКВ

Характеристика	Для зданий	
	промышленных	общественных
Параметры внутреннего воздуха:		
t в °С	21	19—25
φ в %	60	40—60
Удельная тепловая характеристика помещения в *ккал/м³·ч·град*	0,6	0,35
Кратность воздухообмена	10	5
Удельные тепловыделения в *ккал/ч·кг* . .	1,4	0,8
Удельные влаговыделения в *г/ч·кг* . . .	0,05	0,2
Санитарная норма наружного воздуха в % от общей производительности системы .	20	20
Коэффициент орошения в *кг/кг* при искусственном охлаждении	1,2	1,2
То же, при испарительном охлаждении .	0,5	0,5

При определении эксплуатационных расходов стоимость тепла принята равной 3,92 руб. за 1 *Гкал;* стоимость электроэнергии для промышленных зданий — 14,35 руб. за 1 *квт* оплачиваемой мощности и 8 коп. за 10 *квт·ч,* а для общественных зданий — 23,91 коп. за 10 *квт·ч* (средняя арифметическая по энергосистемам СССР [44]); стоимость холода для промышленных зданий — 8 руб. за 1 *Гкал,* а для общественных зданий — 9,4 руб. за 1 *Гкал* [15]. Сумма амортизационных отчислений принята в размере 11,5% от стоимости СКВ и устройства авторегулирования и в размере 2,5% от стоимости помещения, занимаемого кондиционером [41].

Усреднение отпускных стоимостей энергии дало возможность оценить влияние климатологических факторов на технико-экономические показатели СКВ. Если принять существующие в конкретной энергосистеме тарифы, то оказывается, что они влияют на величину эксплуатационных расходов сильнее, чем климат местности. Это не удивительно, если учесть, что стоимость 1 *Гкал* тепловой энергии колеблется от 1,43 руб. (Львовэнерго) до

Таблица 7

Удельные годовые расходы тепла, холода и электроэнергии на 1000 $м^3/ч$ производительности СКВ при круглогодичной круглосуточной работе

Географический пункт	Здание	Тип кондиционера	Удельные расходы		
			тепла	холода	электроэнергии
			в *Гкал*		в тыс. *квт·ч*
Ашхабад	Промышленное	С рециркуляцией	12,8/3,7	8,91/5,96	7,14/7,09
		Прямоточный	37,2/35,3	12,19/10,32	7,14/7,09
	Общественное	С рециркуляцией	24,4/4	3,62/2,36	6,98/6,81
		Прямоточный	30,8/19,1	3,38/2,61	6,98/6,87
Рига	Промышленное	С рециркуляцией	18,5/9,7	3,06/1,27	7/6,9
		Прямоточный	62,4/59,3	3,66/2,72	7/6,96
	Общественное	С рециркуляцией	35/9,6	0,2/0,16	6,85/6,59
		Прямоточный	50,1/41,1	0,2/0,14	6,85/6,64
Москва	Промышленное	С рециркуляцией	30,7/13,8	5,72/3,93	7,07/7
		Прямоточный	82,4/79,8	8,28/6,81	7,07/7,02
	Общественное	С рециркуляцией	46,1/13	2,43/1,66	7,03/6,71
		Прямоточный	66,6/53,9	2,22/1,82	7,03/6,77

Примечание. В числителе приведены расходы при регулировании СКВ по методу точки росы, в знаменателе — по методу оптимальных режимов.

Таблица 8

Удельные эксплуатационные расходы на 1000 $м^3/ч$ производительности СКВ и себестоимость кондиционированного воздуха

Географический пункт	Здание	Тип кондиционера	Удельные расходы при круглосуточной работе в *руб/год*	Себестоимость одного млн. $м^3$ воздуха в руб.
Ашхабад	Промышленное	С рециркуляцией . .	348/287	39,8/32,8
		Прямоточный	471/449	53,8/51,3
	Общественное	С рециркуляцией . .	360/270	41,1/30,8
		Прямоточный	380/330	43,4/37,6
Рига	Промышленное	С рециркуляцией . .	313/262	35,7/30
		Прямоточный	487/469	55,6/53,5
	Общественное	С рециркуляцией . .	372/269	42,4/30,7
		Прямоточный	427/391	48,8/44,6
Москва	Промышленное	С рециркуляцией . .	387/306	44,2/34,9
		Прямоточный	610/589	69,7/67,2
	Общественное	С рециркуляцией . .	437/297	49,9/33,9
		Прямоточный	513/457	58,5/52,2

Примечание. В числителе приведены удельные эксплуатационные расходы и себестоимость 1 млн. $м^3$ воздуха при регулировании СКВ по методу точки росы, в знаменателе — по методу оптимальных режимов.

6,45 руб. (Смоленское энергетическое управление), а стоимость 1000 *квт·ч* в еще более широких пределах — от 7,6 руб. (Азэнерго) до 56 руб. (Латвэнерго).

Если СКВ работает не круглогодично или только часть суток, то эксплуатационные расходы определяют по формуле

$$Э = LC\tau \ руб/год, \qquad (60)$$

где L — полная производительность системы в млн. $м^3/ч$;

C — себестоимость 1 млн. $м^3$ кондиционированного воздуха в руб. (см. табл. 8);

τ — фактическая продолжительность работы системы в *ч/год*.

Приведенные выше технико-экономические показатели, разумеется, должны уточняться в каждом конкретном случае с учетом фактической конструкции системы, тарифов на энергию и климата местности.

Глава IV

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. Электрические системы авторегулирования, разработанные институтом Латгипропром

Регулирование СКВ по методу оптимальных режимов может осуществляться пневматической и электрической системами авторегулирования. Наибольшее применение нашли разработанные институтом Латгипропром Госстроя Латвийской ССР электрические системы авторегулирования следующих двенадцати типов: *РК; РК—t; РК—φ; РК—tφ; РЗ—t; РЗ—φ; ПК; ПК—t; ПК—φ; ПК — tφ; ПЗ — t; ПЗ — φ*. В названии системы авторегулирования первая буква показывает, является ли СКВ прямоточной (*П*) или имеет рециркуляцию (*Р*), а вторая буква — для какого кондиционирования она предназначена, круглогодичного (*К*) или зимнего (*З*). Буквы *t* или φ означают, что СКВ будет термоконстантной или влагоконстантной, т. е. что температуру или относительную влажность внутреннего воздуха задано поддержать жестко. Отсутствие этих букв показывает, что по соответствующему параметру допускаются колебания в заданном диапазоне.

Термоконстантные системы *РК — t, РЗ — t, ПК — t* и *ПЗ — t* применяются для комфортного кондиционирования, остальные для технологического кондиционирования на промышленных предприятиях. СКВ типа *РК* применяется на практике редко, так как произвольные колебания температуры и относительной влажности в широком диапазоне обычно не допускаются. Однако схемы авторегулирования систем *РК* и *ПК* представляют интерес как наиболее универсальные: схема *РК* может выполнять функции каждой из упомянутых двенадцати схем авторегулирования, а схема *ПК* — функции любой из схем авторегулирования, предназначенных для прямоточных систем кондиционирования.

Разработанные институтом Латгипропром 12 систем авторегулирования соответствуют четырем наиболее универсальным схемным решениям кондиционера: № 9,

14, 24 и 30 (см. табл. 5). Для выбора одного из них достаточно знать, допустима ли рециркуляция и определить необходимость искусственного охлаждения. Схемы выполнены на релейно-контактной аппаратуре и обеспечивают время — импульсный закон регулирования (с постоянной скоростью исполнительных механизмов). Предназначены эти схемы для центральных кондиционеров производительностью от 10 до 80 тыс. *м*³/*ч*, комплектуемых электрическими исполнительными механизмами типа *ПР-1М*. Это, однако, не исключает возможности использовать их для кондиционеров другой производительности при исполнительных механизмах *УРП* или *МЭО*.

Разработанные институтом Латгипропром электрические системы авторегулирования несколько дороже систем, приведенных в серии ОВ-04-01/66. Эта разница стоимости окупается в установленные сроки, если производительность системы равна или больше производительности, указанной в табл. 9. Чем больше производи-

Таблица 9

Минимальная производительность СКВ в тыс. *м*³/*ч* для регулирования по методу оптимальных режимов

Здание	Тип кондиционера	Продолжительность работы СКВ в сменах		
		3	2	1
Промышленное	С рециркуляцией . .	1,5/5	3/10	5/15
	Прямоточный	5/15	7,5/20	15/40
Общественное	С рециркуляцией . .	1/3	1,5/5	3/10
	Прямоточный	1,5/7,5	3/10	7,5/20

Примечание. В числителе приведена производительность системы без холодильной установки, в знаменателе—с холодильной установкой.

тельность системы по воздуху, тем эффективнее использование метода оптимальных режимов.

2. Последовательность составления проекта

При использовании систем авторегулирования, разработанных институтом Латгипропром, процесс проектирования СКВ заметно упрощается. Сначала, как обычно,

составляют тепловой и влажностный балансы кондиционируемого помещения, определяют направление процесса ε при летней расчетной температуре наружного воздуха (по СНиП) и солнечной радиации. Воздухообмен и схема его организации принимаются исходя из максимального достигаемого рабочего перепада температур так, чтобы обеспечить заданные скорости воздуха в рабочей зоне помещения.

После этого определяют фактическую расчетную летнюю температуру наружного воздуха (см. разд. 3 настоящей главы), необходимость искусственного охлаждения воздуха (см. разд. 4 настоящей главы). Если оно необходимо, определяют расчетный расход холода (см. разд. 5 настоящей главы). Этого достаточно для выбора нужной системы авторегулирования.

3. Определение расчетной летней температуры наружного воздуха для системы кондиционирования воздуха

Если доувлажнение воздуха в кондиционируемом помещении не применяется, то фактическую расчетную температуру наружного воздуха $t_{н.л}$ определяют по формуле (5). В противном случае определять ее не требуется. Не следует также искать расчетную температуру наружного воздуха при подаче приточного воздуха непосредственно в рабочую зону.

Доувлажнение воздуха обеспечивает заданные параметры внутреннего воздуха при $t_н > t_{н.л}$. Это достигается путем увеличения перепада влагосодержаний ($d_у - d_п$) и передвижением точки $П$ вниз по кривой $\varphi_к$ (см. рис. 13, *г*, применимый для любого метода регулирования при $t_н > t_{н.л}$). Такое передвижение возможно до тех пор, пока не станет

$$I_{с.н.у} - I_п = \frac{Q_х}{L} \text{ (при } I_н > I_у) \qquad (61)$$

или

$$I_н - I_п = \frac{Q_х}{L} \text{ (при } I_н < I_у). \qquad (62)$$

Если температура наружного воздуха после этого продолжает расти (вследствие повышения $t_н$ увеличивается количество трансмиссионного тепла), то доувлажне-

ние не обеспечивает заданную температуру воздуха в рабочей зоне. Совместное решение уравнений (4), (12) и (61) показывает, что при доувлажнении воздуха в кондиционируемом помещении и $I_н > I_у$ нарушение заданной температуры в рабочей зоне происходит, когда параметры наружного воздуха находятся выше прямой по уравнению (55).

Решив совместно уравнения (4) и (62), находим, что при $I_н < I_у$ наблюдается то же явление, если параметры наружного воздуха находятся выше прямой по уравнению

$$I_н = \frac{Q_х}{L} + A - Б(Q_0 t_в - Q_р). \qquad (63)$$

Следовательно, если регулирование СКВ идет по методу оптимальных режимов, то при доувлажнении воздуха верхняя граница расчетного климата имеет форму, показанную на рис. 36. Применение доувлажнения тем

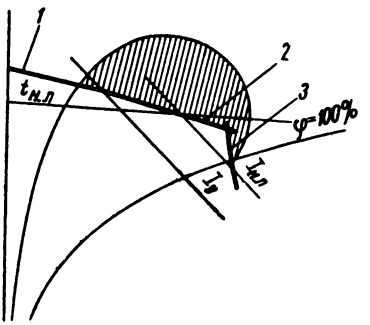


Рис. 36. Верхняя граница расчетного климата (жирные линии) и параметры наружного воздуха (заштрихованная область), при которых параметры воздуха в рабочей зоне отклоняются от заданных значений и в случае регулирования СКВ по методу оптимальных режимов с применением доувлажнения
1 — прямая по уравнению (63); *2* — прямая по уравнению (55); *3* — кривая по уравнению (57)

эффективнее, чем чаще параметры наружного воздуха наблюдаются в пределах четырехугольника, образуемого прямыми по уравнениям (55) и (63), изотермой $t_{н.л}$ и линией влагосодержания $d = 0$. Если параметры наружного воздуха в указанный четырехугольник не попадают, доувлажнение не требуется.

Если приточный воздух подается непосредственно в рабочую зону (тогда коэффициент теплораспределения $m = 0$), то ни нарастание количества трансмиссионного тепла, ни увеличение солнечной радиации не вызывают повышения заданной температуры воздуха в рабочей зоне. Повышается только температура уходящего воз-

духа. Это означает, при подаче воздуха в рабочую зону $t_{н.л}$ не существует. Следовательно, бесполезно и применение доувлажнения, которое приводит только к снижению температуры уходящего воздуха при повышенном расходе холода.

4. Методика определения необходимости искусственного охлаждения

Как было показано в разд. 2 гл. I, искусственное охлаждение не требуется до тех пор, пока $I_н < I_п$ и $d_н < d_п$. Для определения необходимости искусственного охлаждения представляется возможной следующая методика. На $I-d$-диаграмму наносятся изотерма $t_{н.л}$ (если она существует) и прямая по уравнению (4), в двух вариантах: при $Q_р$ расчетном и при $Q_р = 0$. После этого полоса между ними делится пополам прямыми линиями, как показано на рис. 37. Эти прямые и линия

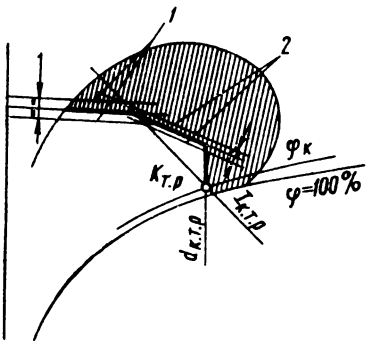


Рис. 37. Параметры наружного воздуха (заштрихованная область), частота наблюдения которых определяет необходимость искусственного охлаждения

1 — изотермы t при $Q_р = Q_{р\cdot макс}$ и при $Q_р = 0$; *2* — прямые по уравнению (4) при $Q_р = 0$ и при $Q_р = Q_{р\cdot макс}$

влагосодержания $d = d_п$ отсекают от области возможных изменений параметров наружного воздуха заштрихованную на рис. 37 часть. Затем при помощи $t-\varphi$-диаграммы подсчитывают частоту наблюдения параметров наружного воздуха в пределах этой части области. Если частота больше 200 *ч/год*, то искусственное охлаждение требуется.

Если $t-\varphi$-диаграмма данной местности не составлена, то расчет следует вести по ближайшему географическому пункту, для которого эта диаграмма имеется. Методику построения $t-\varphi$-диаграмм см. в статье Л. Б. Успенской в сборнике трудов ВНИИГС № 9, 1957. Для

некоторых географических пунктов $t-\varphi$-диаграммы приведены в приложениях II—VI.

В приложении I дана, кроме того, упрощенная методика построений в $t-\varphi$-диаграмме, при использовании которой требование устройства источника холода иногда может быть предъявлено даже тогда, когда СКВ работает в режиме искусственного охлаждения менее 200 *ч* в год.

5. Определение расчетного расхода холода

На $I-d$-диаграмму наносят границу области возможных изменений параметров наружного воздуха, характерную для данного географического пункта, и верхнюю границу расчетного климата данной СКВ. Верхние границы строятся, как показано на рис. 34 (если нет доувлажнения) или на рис. 36 (если воздух в помещении доувлажняется) при $Q_{\text{р}} = Q_{\text{р.макс}}$ и при $Q_{\text{р}} = 0$. После этого полоса, образованная построенными в двух вариантах верхними границами расчетного климата, делится пополам линиями, которые должны отсечь от области такую часть, в пределах которой параметры наружного воздуха наблюдаются 200 *ч/год*.

Расчетный расход холода $Q_{\text{х}}$ находят путем многократных подстановок в уравнения (55), (57) и (63) различных значений $Q_{\text{х}}$, построения верхних границ при этих значениях $Q_{\text{х}}$ и определения при помощи $t-\varphi$-диаграммы продолжительности превышения параметрами наружного воздуха верхней границы расчетного климата. Допустимо расчетный расход холода определять по принятой согласно СНиП расчетной энтальпии наружного воздуха $I_{\text{н.л}}$, как показано в примере (приложение I). Но надо иметь в виду, что это приводит к несколько завышенной мощности холодильной станции.

ПРИМЕР ВЫБОРА СХЕМНОГО РЕШЕНИЯ И СХЕМЫ АВТОРЕГУЛИРОВАНИЯ СКВ, РЕГУЛИРУЕМОЙ ПО МЕТОДУ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ[1]

Исходные данные. Составлен полный проект круглогодичной СКВ с полезной производительностью $L=40\,000$ *кг/ч* для промышленного здания: по общепринятой методике подобраны воздухораздающие устройства, трассировка воздуховодов, сетевое оборудование, тип кондиционера, а также калориферы и фильтры к нему. Воздух из помещения удаляется через рабочую зону, т. е. коэффициент $m \approx 1$. Предусмотрена возможность рециркуляции до 80% от общей полезной производительности системы, т. е. коэффициент санитарной нормы $z=0{,}8$. В рабочей зоне температура должна быть $t_р=19 \div 24°$ С, а относительная влажность $\varphi_р=65\%$. Удельные теплопотери помещения $Q_0=5000$ *ккал/ч · град*. Суммарные тепловыделения от людей, технологического оборудования и постоянно включенных светильников составляют $Q_т=30\,000$ *ккал/ч*; расчетные теплопоступления от солнечной радиации $Q_р=20\,000$ *ккал/ч*; влаговыделения $G=32$ *кг/ч*.

Здание расположено в г. Риге, для которого имеется t—φ-диаграмма (см. приложение II). Согласно СНиП II-Г.7-62 расчетная температура наружного воздуха летом $t_{н.л.}=27{,}5°$ С, а энтальпия $I_{н.л.}=12{,}3$ *ккал/кг*.

Необходимо определить: 1) нужно ли проектировать источник холода; 2) расчетную мощность источника холода; 3) наиболее подходящее схемное решение кондиционера; 4) наиболее простую схему авторегулирования для выбранного схемного решения кондиционера.

Р е ш е н и е. 1. Переносим с t—φ-диаграммы на I—d-диаграмму границу области возможных изменений параметров наружного воздуха (см. рис. 38). Наносим на I—d-диаграмму точки, характеризующие летние расчетные состояния воздуха (точка $Н_л$). В данном случае при $m=1$ состояние воздуха рабочей зоны соответствует состоянию уходящего воздуха (точка $У_л$). Летом параметры воздуха рабочей зоны следующие:

$$t_{у.л}=24° \text{ С}; \quad \varphi_{у.л}=65\%; \quad I_{у.л}=13{,}3 \text{ } ккал/кг;$$
$$d_{у.л}=12{,}4 \text{ } г/кг.$$

---

[1] Пример приводим в старой системе единиц измерения, так как в проектной практике до сих пор, как правило, используются построенные в системе МКС I — d-диаграммы, а Строительные нормы и правила пока не приведены в соответствие с требованиями системы СИ.

Тогда энтальпия приточного воздуха

$$I_{\text{п.л}} = I_{\text{у.л}} - \frac{Q_{\text{т}} + Q_{\text{р}} + Q_0 (t_{\text{н.л}} - t_{\text{у.л}})}{L} m = 13{,}3 -$$

$$- \frac{30\,000 + 20\,000 + 5\,000\,(27{,}5 - 24)}{40\,000} 1 = 11{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

При этом влагосодержание приточного воздуха

$$d_{\text{п.л}} = d_{\text{у.л}} - \frac{G}{L} m = 12{,}4 - \frac{32\,000}{40\,000} = 11{,}6 \text{ г/кг}.$$

Проводим на I—d-диаграмме (см. рис. 38) изоэнтальпу $I_{\text{п.л}} = 11{,}6$ *ккал/кг* и прямую через точки $У_{\text{л}}$ и $П_{\text{л}}$. Полученные две

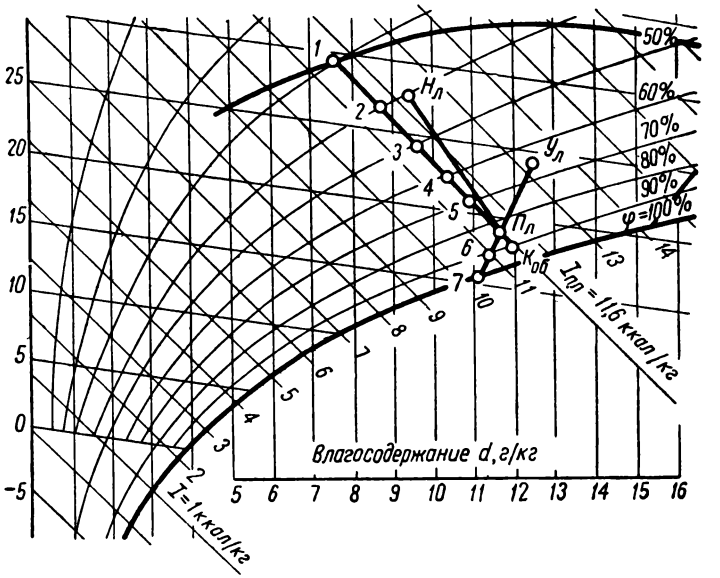


Рис. 38. Пример определения необходимости искусственного охлаждения при помощи I — d-диаграммы

прямые образуют верхнюю границу расчетного климата для СКВ, не имеющей источника холода. Переносим полученную границу по точкам *1, 2, 3, 4, 5,* $П_{\text{л}}$, *6* и *7* на t—φ-диаграмму (рис. 39). Затем суммируем цифры, записанные во всех расположенных выше этой границы участках t—φ-диаграммы. Некоторые участки рассекаются проведенной границей; для них берется часть цифры, пропорциональная величине отсеченной площади участка (вполне допустимо определять пропорции приблизительно, «на глаз»).

В нашем примере такое суммирование показывает, что искусственное охлаждение необходимо в течение 275 *ч*, т. е. больше 200 *ч* в год. Следовательно, необходимо проектировать источник

холода. Если проектировщик не имеет t—φ-диаграммы по данному географическому пункту, то следует проектировать холодильную установку во всех случаях, когда $I_{п\,л.} < I_{н\,л}$.

2. Расчетная мощность источника холода

$$Q_х = (I_{н.л} - I_{п.л})\, L = (12{,}3 - 11{,}6)\, 40\,000 = 28\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Выбор форсуночной камеры производим по одному из существующих методов, принимая в расчет только ту часть воздуха,

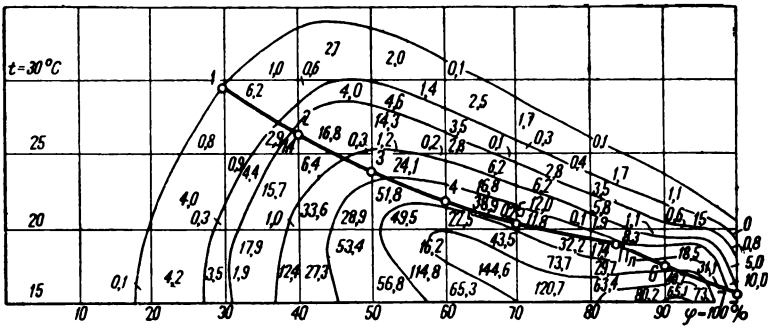


Рис. 39. Пример определения необходимости искусственного охлаждения при помощи t — φ-диаграммы

которая в летнем расчетном режиме проходит через форсуночную камеру:

$$L_{расч} = L\frac{\overline{H_л П_л}}{\overline{H_л K_{об}}} = 40\,000\,\frac{35}{40} = 35\,000 \text{ кг/ч}.$$

Здесь $НП$ и $НК$ — длина отрезков $НП$ и $НК$ в *мм* (см. рис. 38). Разумеется, что в режиме изоэнтальпического увлажнения расчет форсуночной камеры производится при полной производительности по воздуху.

3. На основании проделанного расчета принимаем к установке кондиционер со схемным решением типа $РК$.

4. Наиболее простой схемой авторегулирования будет схема $РК$—φ, обеспечивающая поддержание влагоконстантного режима. Обычно в проектных организациях специалист по кондиционированию воздуха после завершения проекта выдает лицам, занимающимся авторегулированием, задание на проектирование в виде подробного описания последовательности работы отдельных заслонок и клапанов СКВ. В данном случае необходимость в выдаче подобных материалов отпадает, поскольку логические части 12 разработанных схем авторегулирования не требуют каких-либо доделок со стороны специалиста по авторегулированию.

Таким образом, работа проектировщика упрощается.

ДИАГРАММА $t - \varphi$ ДЛЯ Г. РИГИ

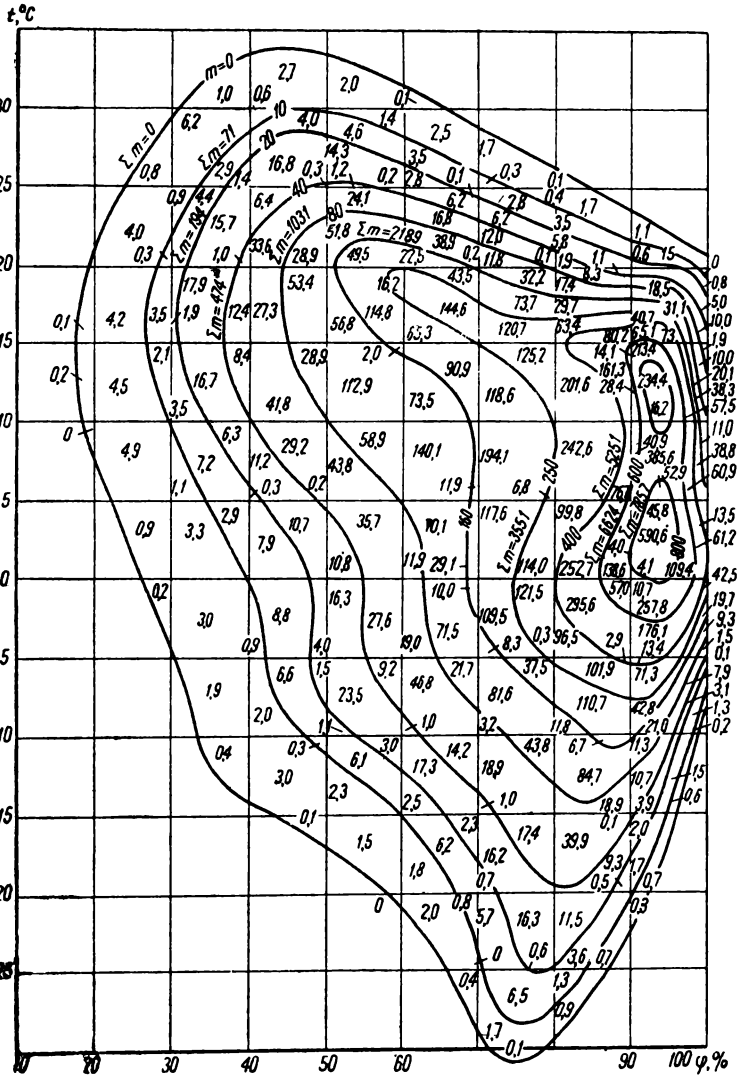


ДИАГРАММА $t - \varphi$ ДЛЯ Г. МОСКВЫ

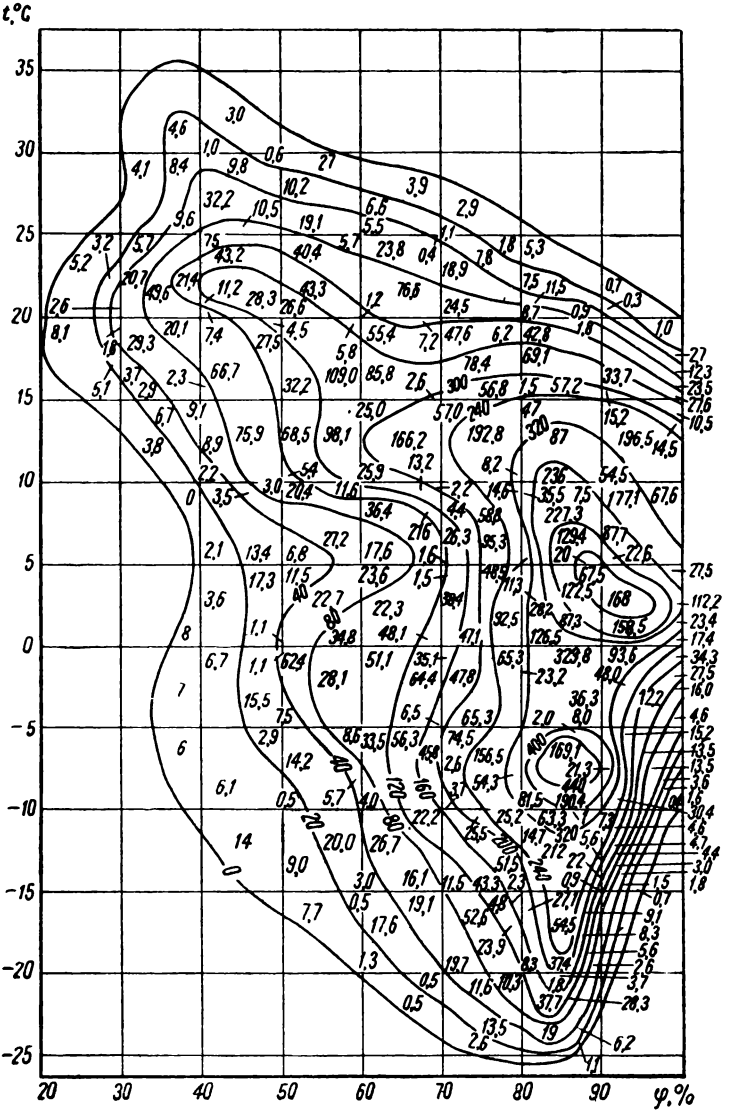


ДИАГРАММА $t - \varphi$ ДЛЯ Г. ВОЛГОГРАДА

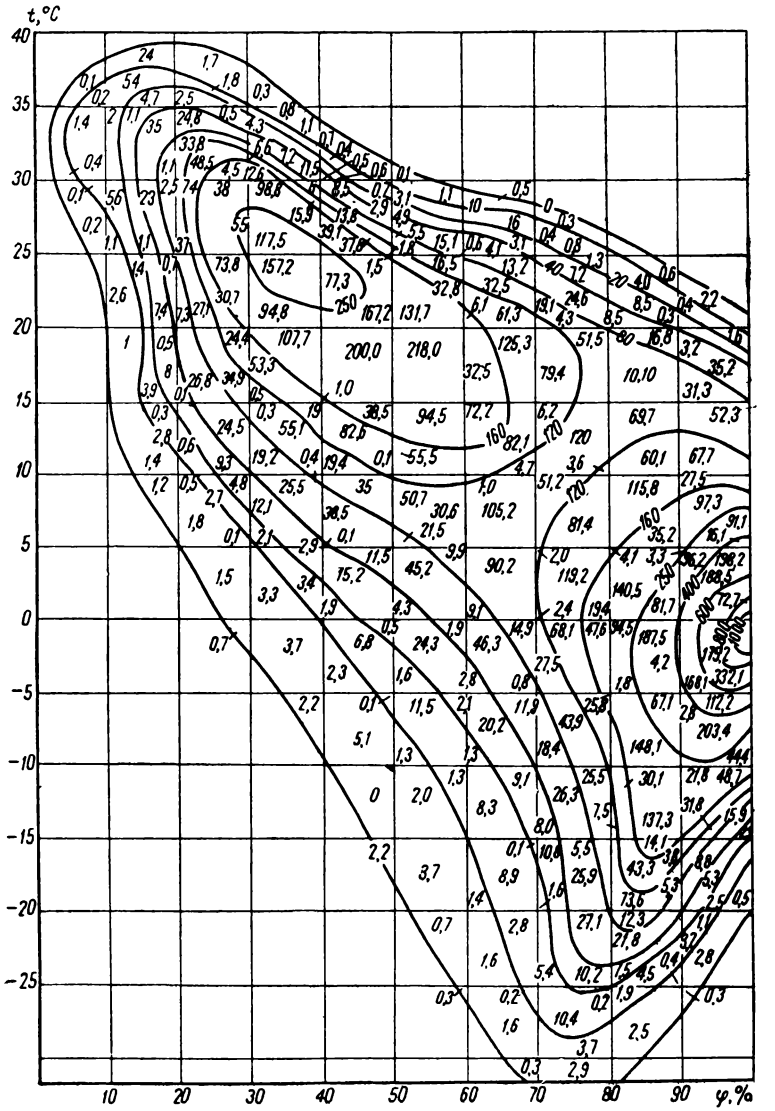


ДИАГРАММА $t - \varphi$ ДЛЯ Г. ТБИЛИСИ

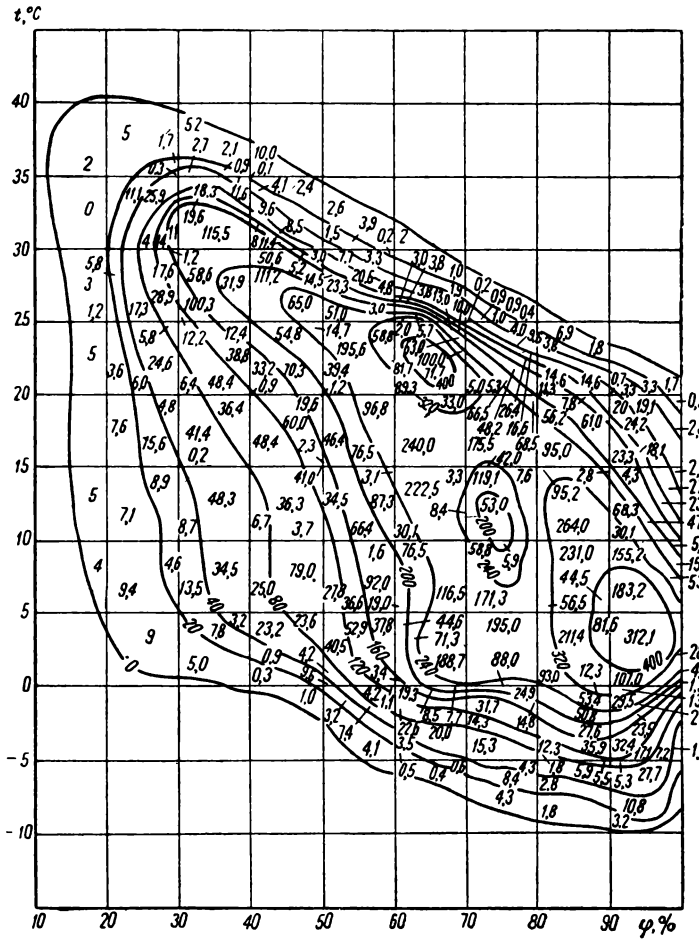
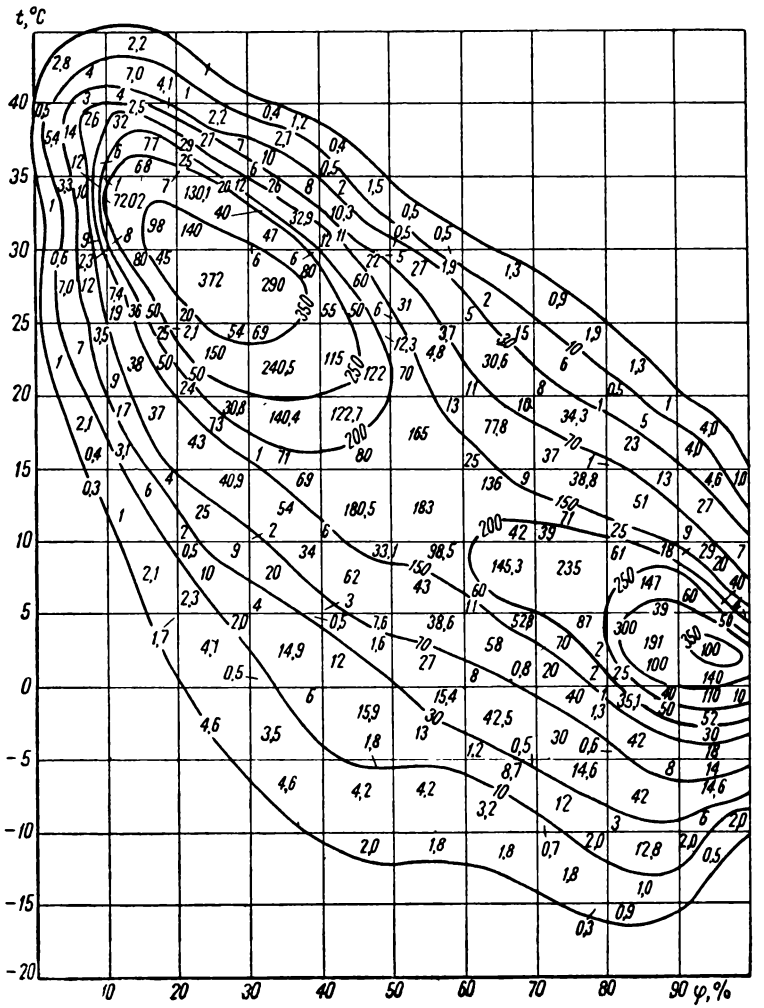


ДИАГРАММА t — φ ДЛЯ Г. АШХАБАДА



ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизация центральных кондиционеров производительностью от 10 до 80 тыс. $м^3/ч$. Типовые решения. Типовые схемы ОВ-04-01/63. Вып. 1—4. М., ЦИТП, 1964.

2. Автоматизация центральных кондиционеров производительностью от 10 до 80 тыс. $м^3/ч$. Серия ОВ-04-01/66. М., ЦИТП, 1966.

3. Альбом рабочих чертежей и деталей для автоматики кондиционеров, выпускаемых заводом «Елгавсельмаш». Серия ОВ-04-10. М., ЦИТП, 1963.

4. Андреев П. И., Мошкин В. И. Расчетные летние параметры наружного воздуха для систем кондиционирования воздуха. Технич. сб. ГПИ-1. Разд. ОиВ, вып. 5, 1962.

5. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование в установках кондиционирования воздуха. Под ред. Б. С. Генина. Техн. управл. Промстройпроекта, 1940.

6. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование вентиляции и кондиционирования воздуха. М., Госэнергоиздат, 1961.

7. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование кондиционирования воздуха. Под ред. Ю. И. Шендлера. М., Оборонгиз, 1949.

8. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование кондиционирования воздуха. М., Профиздат, 1962.

9. Баркалов Б. В. Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Вып. 1—13. ГПИ Промстройпроект, 1966.

10. Баркалов Б. В. Кондиционирование воздуха. В кн.: Рысин С. А. «Вентиляционные установки машиностроительных заводов». Справочник. Изд. 2-е. М., Машгиз, 1961.

11. Баркалов Б. В. Кондиционирование воздуха. Технич. инф. Промстройпроекта, 1954, № 1.

12. Баркалов Б. В. Расчетный наружный климат. В кн.: «Кондиционирование воздуха». Под ред. Н. В. Дегтярева. М., Госстройиздат, 1953.

13. Баркалов Б. В. Расчетный наружный климат для систем кондиционирования воздуха. В кн.: «Техническая информация» (Промстройпроект). М., Госстройиздат, 1952.

14. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания. М., Госторгиздат, 1962.

15. Гоголина Т. В. Холодильные установки для систем кондиционирования воздуха и их экономические показатели. В кн.: «Кондиционирование воздуха в промышленных и жилых зданиях». М., Госстройиздат, 1962.

16. Давыдов Ю. С. Развитие автоматики кондиционирования воздуха. В кн.: «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях». М., Стройиздат, 1964.

17. Давыдов Ю. С., Закревская В. Г. Пути развития автоматизации систем кондиционирования воздуха. В кн.: «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях». М., Стройиздат, 1965.

18. Дегтярев Н. В. Режимы работы установок кондиционирования воздуха и методы регулирования и контроля. В кн.: «Кондиционирование воздуха». Под ред. Н. В. Дегтярева. М., Госстройиздат, 1953.

19. Карпис Е. Е. Пути технического прогресса в области кондиционирования воздуха. В кн.: «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях». М., Стройиздат, 1964.

20. Карпис Е. Е. Теплотехническая эффективность систем кондиционирования воздуха и кондиционеров различных схемных решений. АСиА СССР, 1962.

21. Кастнер Ф. Устройства для увлажнения воздуха. Исследования и расчеты (пер. с нем.) М. — Иваново. Изд. Ивановской области, 1933.

22. Коган Г., Мейман Е. Автоматизация установок кондиционирования воздуха. Рига, ЛатИНТИ, 1964.

23. Креслинь А. Я. Верхняя граница расчетного климата. Сб. трудов НИИСТ, № 18, 1966.

24. Креслинь А. Я. Диаграмма t—φ климата г. Риги для расчета систем кондиционирования воздуха. Инф. сб. гос. ин-тов по проектированию пром. предприятий СНХ Эст., Латв. и Лит. ССР, № 2—3, 1960.

25. Креслинь А. Я. К выбору летних расчетных параметров наружного воздуха для систем кондиционирования воздуха. В кн.: «Тепловой режим жилых и общественных зданий из крупнопанельных элементов». Материалы совещания. Вып. II. М., Стройиздат, 1964.

26. Креслинь А. Я. Некоторые особенности применения второй рециркуляции в кондиционерах. В кн.: «Теплогазоснабжение и вентиляция» (тезисы докладов), Киев, 1969.

27. Креслинь А. Я. Определение годовых расходов энергии системой кондиционирования воздуха. В кн.: «Теплогазоснабжение и вентиляция» (тезисы докладов), Киев, 1968.

28. Креслинь А. Я. Оптимальные режимы охлаждения воздуха в мокром кондиционере. «Водоснабжение и санитарная техника», 1965, № 10.

29. Креслинь А. Я. Продолжительность потребления тепла и холода системами кондиционирования воздуха. В кн.: «Вентиляция и кондиционирование воздуха», Рига, Рижский политехн. ин-т, 1969.

30. Креслинь А. Я. Теоретические основы авторегулирования систем кондиционирования воздуха по методу оптимальных режимов. Доклад на IV научно-техническом совещании по кондиционированию воздуха (Тбилиси, 21—25 мая 1968 г.). Рига, НТО Стройиндустрии, 1968.

31. Креслинь А. Я. Технико-экономические показатели систем кондиционирования воздуха. Сб. трудов кафедры санитарной техники Рижского политехнического ин-та, № 1, 1968.

32. Креслинь А. Я., Апинис В. А. Методика определения верхней границы расчетного климата. Сб. трудов НИИСТ, № 18, 1966.

33. Ладыженский Р. М. Кондиционирование воздуха. Изд. 2-е. М., Пищепромиздат, 1957.

34. Лушников А. А. Диаграммы режимов работы установок кондиционирования воздуха. В кн.: «Кондиционирование воздуха». Под ред. Н. В. Дегтярева. М., Госстройиздат, 1939.

35. Мухин В. В. Кондиционирование воздуха в пищевой про- Под ред. Н. В. Дегтярева. М., Госстройиздат, 1939.

36. Мухин В. В. Кондиционирование воздуха и его применение в хлебопекарной промышленности. М., Пищепромиздат, 1950.

37. Мухин В. В. Расчет и регулирование центральных кондиционеров. М., Пищепромиздат, 1958.

38. Мухин В. В. I—$t_н$-номограмма для анализа работы и расчета установок кондиционирования воздуха. «Отопление и вентиляция», 1940, № 10.

39. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., «Высшая школа», 1962.

40. Нестеренко А. В. Применение *I—d*-диаграммы в расчетах вентиляции. М., Стройиздат, 1950.

41. Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР. Госплан СССР, 1961.

42. Перепелица Е. Г. Коэффициент *m* для помещений с тепловлаговыделениями людей при различных схемах подачи и удаления воздуха. «Водоснабжение и санитарная техника», 1964, № 11.

43. Полтанова Н. А. Кондиционирование воздуха промышленных зданий. Труды Горьковского инж.-стр. ин-та им. В. И. Чкалова, вып. 41, 1962.

44. Прейскурант № 09-01 тарифов на электрическую и тепловую энергию. Госплан СССР, 1960.

45 Пузырев А. В., Одиноков И. В., Осмоловская Т. Н. Кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях, Иваново, 1961.

46. Сорокин Н. С. Вентиляция, увлажнение и отопление на текстильных фабриках. Изд. 2-е. М., Гизлегпром, 1953.

47. Строительные нормы и правила. Ч. II, разд. Г, гл. 7. «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования». М., Стройиздат, 1964.

48. Схемы автоматического регулирования работы текстильных кондиционеров и систем местного увлажнения. М., Гипролегпром, 1953.

49. Успенская Л. Б. Выбор летних расчетных параметров наружного воздуха для установок кондиционирования. Сб. трудов ВНИИГС, № 15, 1960.

50. Успенская Л. Б. Исследование закономерностей распределения параметров наружного воздуха к задачам расчета систем кондиционирования. Диссертация, Л., 1960.

51. Успенская Л. Б. Основные климатологические данные для расчета систем кондиционирования воздуха. Сб. трудов ВНИИГС, № 9, 1958.

52. Успенская Л. Б. Расчетные наружные условия для систем кондиционирования воздуха и вентиляции. «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 9.

53. Филиппов В. А. Регулирование вентиляционно-увлажнительных установок при кондиционировании воздуха. Гизлегпром, 1939.

54. Чаплин В. М. Курс отопления и вентиляции. Вып. II. Вентиляция. М., Госстройиздат, 1928.

55. Хомутецкий Ю. Н. Основные схемы обработки воздуха и автоматического регулирования кондиционеров полиграфических предприятий. «Водоснабжение и санитарная техника», 1962, № 11.

56. Goodman W. Air conditioning analysis. N. Y., The MacMillan Co., 1944.

57. Haines J. E. Automatic control of heating and air conditioning. N. Y., — L., 1953. (N. Y., McGraw Hill. Book Co., 1956).

58. Lewis S. R. Design and operating problems in air conditioning — Ice and Refrigeration, 1937, v. 92, N 4.

59. Máca F. Grundsätzliches über automatische Regelung bei Klimaanlagen — Gesundheits — Ingenieur, 1957, N 15/16. (Пер. № 2279 ГПИ — 1. М., 1961).

ПРИНЯТЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

L — полезная производительность СКВ в *кг/сек;*

$L_{н.мин}$ — минимальный необходимый расход наружного воздуха в *кг/сек;*

z — коэффициент санитарной нормы;

ε — направление луча процесса в кондиционируемом помещении;

m — коэффициент теплораспределения;

w — коэффициент второй рециркуляции;

n — отношение отпускных стоимостей тепла и холода,

$t_{н\,л}$ — летняя расчетная температура наружного воздуха в °С;

t_w — температура наружного воздуха, при которой $w=z$;

$I_{н\,л}$ — летняя расчетная энтальпия наружного воздуха при регулировании влагосодержания приточного воздуха по методу точки росы в *кдж/кг;*

$I'_{н\,л}$ — то же, при регулировании СКВ по методу второй рециркуляции в *кдж/кг;*

$q_т$ — мгновенный расход тепла в *кдж/кг;*

$q_х$ — мгновенный расход холода в *кдж/кг;*

$q_{прив}$ — мгновенный приведенный расход энергии в *кдж/кг;*

$Q_х$ — расчетный расход холода в *квт;*

$Q_т$ — сумма тепловыделений от технологического оборудования, освещения, людей и т. п. в *квт;*

$Q_р$ — солнечная радиация в *квт;*

Q_0 — удельные теплопотери кондиционируемого помещения в *квт/град;*

G — влаговыделения в *кг/сек;*

A и $Б$ — константы данной системы кондиционирования воздуха;

I — энтальпия в *кдж/кг;*

d — влагосодержание в *кг/кг;*

t — температура в °С;

φ — относительная влажность;

$Н$ — наружный воздух;

$П$ — приточный воздух;

$Р$ — воздух в рабочей (обслуживаемой) зоне кондиционируемого помещения;

$У$ — уходящий (рециркуляционный) воздух;

$К_{т\,р}$ — камерный воздух при регулировании СКВ по методу точки росы;

$К_{2р}$ — камерный воздух при регулировании СКВ методом второй рециркуляции;

$К_{об}$ — камерный воздух при регулировании СКВ методом обвода мокрой камеры;

$К_\varepsilon$ — точка пересечения кривой $\varphi_к$ и луча процесса;

$С_{н.у}$ — смесь наружного и уходящего воздуха;

$С_{к.н}$ — смесь камерного и наружного воздуха;

$С_{к.у}$ — смесь камерного и уходящего воздуха;

$С_{к.н.у}$ — смесь камерного, наружного и уходящего воздуха.

ОГЛАВЛЕНИЕ

		Стр.
Предисловие		3
Глава I.	**Теоретические основы регулирования систем кондиционирования воздуха по методу оптимальных режимов**	4
	1. Краткий обзор практики регулирования систем кондиционирования воздуха	4
	2. Оптимальная технология регулирования системы кондиционирования воздуха, не имеющей источника холода	10
	3. Продолжительность потребления тепла и холода при различных методах регулирования влагосодержания приточного воздуха	21
	4. Оптимальная технология охлаждения воздуха	29
Глава II.	**Разновидности систем кондиционирования воздуха, регулируемых по методу оптимальных режимов**	45
	1. Прямоточные системы кондиционирования воздуха	45
	2. Замкнутые системы кондиционирования воздуха	47
	3. Системы, обслуживающие помещения без влаговыделений	47
	4. Термоконстантные и влагоконстантные системы кондиционирования воздуха	48
	5. Типизация однозональных кондиционеров, регулируемых по методу оптимальных режимов	49
Глава III.	**Сравнительные технико-экономические показатели**	55
	1. Мгновенные расходы тепла и холода	55
	2. Расчетные расходы холода	69
	3. Годовые расходы тепла, холода и электроэнергии	76
Глава IV.	**Рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха**	80
	1. Электрические системы авторегулирования, разработанные институтом Латгипром	80
	2. Последовательность составления проекта	81
	3. Определение расчетной летней температуры наружного воздуха для системы кондиционирования воздуха	82
	4. Методика определения необходимости искусственного охлаждения	84
	5. Определение расчетного расхода холода	85
Приложение I.	Пример выбора схемного решения и схемы авторегулирования СКВ, регулируемой по методу оптимальных режимов	86
Приложение II.	Диаграмма t—φ для г. Риги	89
Приложение III.	Диаграмма t—φ для г. Москвы	90
Приложение IV.	Диаграмма t—φ для г. Волгограда	91
Приложение V.	Диаграмма t—φ для г. Тбилиси	92
Приложение VI.	Диаграмма t—φ для г. Ашхабада	93
Литература		94