Библиотека СОК

О. Я. Кокорин
Д-р техн. наук, проф.

УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Издание второе, переработанное и дополненное



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1978

6С9.4
К55
УДК 628.84

Рецензент д-р техн. наук проф. Гоголин А. А.

Кокорин О. Я.

К55 Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1978.

264 с. с ил.

В книге изложены основы расчета и выбора аппаратов в установках кондиционирования воздуха, предложена классификация систем и установок кондиционирования (УКВ и СКВ). Приведены результаты новых исследований процессов тепло- и массообмена при обработке кондиционируемого воздуха в контактных и поверхностных теплообменниках. Рассмотрены конструктивные варианты теплообменных аппаратов и результаты исследования новых аппаратов на базе тепловых трубок. Даны рекомендации по проектированию и применению оборудования на основе многолетнего опыта исследования и обобщения результатов эксплуатации.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием, наладкой и эксплуатацией СКВ и УКВ; она может быть полезна студентам строительных и политехнических вузов по курсу «Кондиционирование воздуха».

6С9. 4

К $\frac{30210\text{-}308}{038(01)\text{-}78}$ 308-78

© Издательство «Машиностроение», 1978 г.

Под термином *кондиционирование воздуха* подразумевается создание и автоматическое поддержание необходимых кондиций воздушной среды в помещении или сооружении. В общем случае понятие кондиция воздуха включает в себя следующие его параметры: температуру, влажность, скорость движения, чистоту, содержание запахов, давление, газовый состав и ионный состав. В зависимости от назначения обслуживаемого объекта выбирают требуемые кондиции воздушной среды, наиболее важные для конкретных условий применения. Как правило, для обычных объектов промышленного и гражданского строительства требуемые кондиции воздушной среды ограничиваются только частью перечисленных параметров.

Кондиционирование воздуха обеспечивается применением специальных систем. Под термином **системы кондиционирования воздуха (СКВ)** подразумевается комплекс устройств, предназначенных для создания и автоматического поддержания в обслуживаемых помещениях заданных величин параметров воздушной среды. Указанный комплекс может включать в себя следующие шесть составных частей: 1) установку кондиционирования воздуха (УКВ), обеспечивающую необходимые кондиции воздушной среды по тепловлажностным качествам, чистоте, газовому составу и наличию запахов; 2) средства автоматического регулирования и контроля за приготовлением воздуха нужных кондиций в УКВ, а также поддержания в обслуживаемом помещении или сооружении постоянства заданных величин параметров воздуха; 3) устройств для транспортирования и распределения кондиционированного воздуха; 4) устройств для транспортирования и удаления избытков внутреннего воздуха; 5) устройств для глушения шума, вызываемого работой элементов СКВ; 6) устройства для приготовления и транспортирования источников энергии (электрического тока, холодной и теплой сред), необходимых для работы аппаратов в СКВ. В зависимости от конкретных условий некоторые составные части СКВ могут отсутствовать.

Классификацию СКВ можно провести по следующим пяти признакам: назначению, характеру связи с обслуживаемым помещением, способу снабжения холодом, схеме обработки воздуха в УКВ и величине давления, развиваемого вентиляторами.

По назначению СКВ можно подразделить на три вида: технологические, технологически-комфортные и комфортные.

Для технологических СКВ характерно выполнение требований по созданию и поддержанию воздушной среды, наиболее благоприятной для технологического производственного процесса, создания специальных условий для испытания готовых изделий и веществ, обеспечения микроклимата для выращивания или испытания биологических сред, сохранения изделий и веществ. Величины параметров воздушной среды при этом выбирают только исходя из назначения технологического процесса без учета воздействия среды на человеческий организм. Такие СКВ обслуживают замкнутые объемы камер, рабочее пространство технологических аппаратов, помещения хранилищ и др. Обслуживающий персонал находится в кондиционируемом объеме только кратковременно и снабжается средствами защиты от воздействия окружающей среды.

Например, в помещениях для хранения мехов необходимо поддерживать температуру воздуха 4—10° С и относительную влажность 55—65%, что обеспечивает сохранность и качество меха. В камерах созревания сыров на маслосыродельных заводах для обеспечения высокого качества сыра температура окружающего воздуха должна быть 10—12° С, а относительная влажность не превышать 75—80%. Технологическое кондиционирование предохраняет сыр от плесневения, уменьшает потери его сухой массы, сокращает продолжительность наведения корки и снижает затраты ручного труда. Обслуживающий персонал находится в таких помещениях кратковременно и в теплой одежде.

Для технологически-комфортных СКВ характерно выполнение требований по созданию и поддержанию воздушной среды как благоприятной для проведения технологического производственного процесса, так и достаточно комфортной для пребывания обслуживающего персонала. Величины параметров воздушной среды при этом выбирают руководствуясь требованиями производственного процесса, которые, как правило, не зависят от наружных климатических условий. Обслуживающий персонал находится в таких помещениях постоянно. Например, в цехах точного машиностроения для обеспечения нужной точности изготовления деталей и сборки изделий требуется поддержание постоянной температуры воздуха на уровне 20 ± 0,5° С и относительной влажности 45—50%. Кондиционирование воздуха способствует уменьшению брака и повышению производительности труда.

Для комфортных СКВ характерно выполнение требований по обеспечению в обслуживаемых помещениях воздушной среды, наиболее благоприятной для труда и отдыха. Работоспособность и самочувствие человека в значительной мере определяются тепловым балансом его организма и наиболее оптимальны в условиях

окружающей воздушной среды на уровне теплового комфорта. Применение СКВ повышает производительность труда, снижает утомляемость и возможности заболеваний работающих и поэтому, особенно в климатических зонах с высокой наружной температурой, экономически оправдано. Для многоэтажных зданий, ограждающие конструкции которых выполняются с высоким процентом остекления (60—75% их поверхности), применение СКВ является обязательным, обеспечивающим нормальные санитарно-гигиенические кондиции воздушной среды в помещениях.

В южных районах страны, как показал опыт, применение СКВ в жилищном строительстве улучшает условия отдыха, способствует быстрому восстановлению сил, хорошему самочувствию и сохранению здоровья людей. Очевидно применение кондиционирования в жилых зданиях пойдет по пути массового использования компактных и малошумных бытовых кондиционеров, производство которых осваивается отечественной промышленностью.

По характеру связи с обслуживаемым помещением можно подразделить СКВ на три вида: центральные, местные и центрально-местные. Центральные СКВ характеризуются расположением УКВ в удалении от обслуживаемых объектов и наличием приточных воздуховодов значительной протяженности. Местные СКВ характеризуются расположением УКВ в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него, при отсутствии (или наличии весьма коротких) приточных воздуховодов. Центрально-местные СКВ характеризуются как наличием УКВ в удалении от обслуживаемых объектов, так и местных УКВ, располагаемых в самих помещениях или в непосредственной близости от них.

По способу снабжения холодом можно выделить три вида СКВ: неавтономные, автономные и испарительные. Неавтономные СКВ характеризуются наличием централизованных источников холодоснабжения в виде холодильных станций, от которых насосами подается холодная вода или рассол к аппаратам УКВ. Автономные СКВ характеризуются наличием УКВ со встроенными источниками холода в виде холодильных машин различного типа. Испарительные СКВ характеризуются использованием для целей охлаждения кондиционируемого воздуха эффекта испарения воды.

По схеме обработки воздуха можно выделить два вида СКВ: прямоточные, характеризующиеся обработкой в УКВ только наружного воздуха, и рециркуляционные — с обработкой в УКВ смеси наружного и рециркуляционного воздуха, или (в технологических системах) только одного рециркуляционного воздуха (например, системы приготовления воздуха в колбасных сушилках).

По величине давления H, развиваемого вентилятором, СКВ могут быть: низкого давления,

когда $H < 100$ кгс/м², среднего давления, когда $100 \leqslant H \leqslant 300$ кгс/м², и высокого давления, когда $H > 300$ кгс/м².

Исторически наибольшее развитие первоначально получило технологическое кондиционирование. В Советском Союзе еще в 30-х годах применялись простейшие установки для обработки воздуха на текстильных и табачных фабриках (форсуночные камеры и калориферы). Прочность и гибкость текстильного материала в значительной степени зависит от влажности, поэтому увлажнение приточного воздуха, а также местное доувлажнение, позволяло улучшить технологический процесс. В табачной промышленности качество и расход табака при производстве курительных изделий в значительной степени определяется влажностью окружающего воздуха.

В дальнейшем были созданы более совершенные установки кондиционирования, но до 50-х годов они изготовлялись по индивидуальным проектам монтажными организациями непосредственно в условиях строительства. Это предопределяло высокую стоимость и недостаточное качество оборудования и, конечно, не могло удовлетворить возрастающих потребностей народного хозяйства в кондиционерах и требований индустриализации строительных работ. Началом создания новой отрасли отечественного машиностроения — кондиционеростроения можно считать 1956—1957 гг., когда в НИИ сантехники были разработаны, а на Харьковском заводе отопительно-вентиляционного оборудования (ныне Харьковский завод «Кондиционер») освоены производством секции центральных горизонтальных кондиционеров производительностью по воздуху 10; 20; 40 и 60 тыс. м³/ч и местных агрегатов производительностью по воздуху от 0,5 до 3,5 тыс. м³/ч. Это позволило проектным организациям применять типовое оборудование для устройства СКВ, обеспечило снижение капитальных и эксплуатационных затрат и сокращение сроков строительных работ при монтаже кондиционеров.

Однако выпускаемое оборудование не отвечало потребностям различных видов строительства, потребовалось расширить номенклатуру УКВ. Особенно это стало необходимо в связи с широким строительством предприятий искусственного волокна, различных химических предприятий, новых типов административных и общественных зданий. Поэтому в период с 1957 по 1968 гг. в НИИ сантехники продолжалась разработка новых видов установок кондиционирования, а заводы увеличивали их производство.

В настоящее время в системе Министерства строительного, дорожного и коммунального машиностроения СССР имеются два головных завода в городах Харьков и Домодедово, специализирующиеся в области производства кондиционеров.

Создание единого оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха с 1968 г. осуществляет Всесоюзный научно-исследовательский институт по оборудованию для кон-

дицонирования и вентиляции (ВНИИКондиционер, г. Харьков). Институтом совместно с Харьковским заводом «Кондиционер» создан ряд унифицированных УКВ номинальной производительностью по воздуху от 30 до 250 тыс. м³/ч, серийное производство которых начато с 1971 г. Совместно с СКТБ «Кондиционер» (г. Домодедово) создан ряд унифицированных блочных кондиционеров на номинальную производительность по воздуху от 4 до 25 тыс. м³/ч. Домодедовским машиностроительным заводом «Кондиционер» освоено серийное производство универсальных по применению местных эжекционных кондиционеров-доводчиков типа КНЭ-У, агрегатных неавтономных кондиционеров типа КНУ и другое оборудование. Расширение номенклатуры оборудования позволяет повысить технический уровень СКВ и улучшить их эксплуатационные показатели.

Наиболее важным элементом СКВ являются установки, обеспечивающие придание воздуху заданных кондиций. Можно выделить пять классификационных признаков таких установок (УКВ): возможность обеспечения заданных кондиций, характер связи с обслуживаемым помещением, способ снабжения холодом, величина давления, развиваемого вентилятором, и конструктивное исполнение.

По возможностям обеспечения заданных кондиций УКВ можно подразделить на установки общего назначения, обеспечивающие круглогодовое придание воздуху требуемых кондиций, и установки ограниченного действия, для придания нужных кондиций воздуху только в определенном сезоне климатического периода.

По характеру связи с обслуживаемым помещением УКВ подразделяются на центральные и местные. Центральные установки находятся в удалении от обслуживаемых объектов и имеют соединительные приточные воздуховоды значительной длины. Местные установки располагаются в самом обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него, при наличии весьма коротких приточных воздуховодов.

По способу снабжения холодом УКВ делятся на неавтономные, автономные, испарительные.

По величине давления, развиваемого вентилятором, УКВ делятся на установки низкого давления (полное давление вентилятора менее 100 кгс/м²), среднего давления (H = 100÷300 кгс/м²) и высокого давления (H свыше 300 кгс/м²).

По конструктивному исполнению УКВ можно подразделить на секционные, блочные и агрегатные. Секционные УКВ собирают на месте монтажа по заданной схеме приготовления воздуха из отдельных секций, поставляемых на строительство заводами-изготовителями. Блочные УКВ собирают из отдельных технологических блоков по заданной схеме приготовления воздуха и наиболее выгодной для применения кон-

структивной схеме компоновки (горизонтальная, вертикальная, смешанная). Сборка может производиться на заводе-изготовителе, а при значительных габаритах блоков — на месте монтажа. Для агрегатных УКВ характерна поставка заводом-изготовителем полностью собранного агрегата по постоянной технологической схеме обработки воздуха.

Наиболее ответственными узлами УКВ являются аппараты, в которых осуществляется требуемый режим обработки воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения. Расчет и проектирование аппаратов основываются на общих закономерностях аэродинамики, гидравлики, теплотехники, термодинамики и теории автоматического регулирования. Поэтому в настоящей работе рассматриваются некоторые положения теории для проектирования и расчета аппаратов УКВ и даются рекомендации, вытекающие из специфики их назначения.

Применительно к вопросам кондиционирования воздуха наиболее существенный вклад в разработку теории внесен советскими учеными А. А. Гоголиным, П. Н. Каменевым, Е. Е. Карписом, А. В. Нестеренко, Е. В. Стефановым, П. В. Участкиным. В становлении отечественной отрасли — кондиционеростроения и создании оборудования наиболее существенный вклад внесен советскими специалистами П. М. Кучеровым, Н. М. Давыдовым, А. И. Давышевым, Г. А. Еланчиком и другими.

Глава I ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В УКВ

§ 1.1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

В аппаратах УКВ осуществляются различные процессы обработки атмосферного воздуха, который является однородной смесью нескольких газов, составляющих сухую его часть, и водяных паров. Сухая часть воздуха сравнительно постоянна по составу и содержит (по массе): азота 75,55%, кислорода 23,1%, аргона 1%, углекислого газа 0,05% и небольшое количество других компонентов (0,3%). В атмосферном воздухе всегда присутствуют водяные пары; смесь сухой части воздуха и водяных паров называют влажным воздухом. В диапазоне температур и давлений, представляющих практический интерес для расчета аппаратов УКВ, влажный воздух может рассматриваться как смесь двух идеальных газов, для которых характеристические уравнения имеют вид

$$P_c/\rho_c = R_c T \quad \text{и} \quad P_п/\rho_п = R_п T, \tag{1.1}$$

где ρ_c и $\rho_п$ — соответственно плотности (объемные массы) сухого воздуха и водяного пара, кг/м³; $R_c = 2{,}153$ — газовая постоянная сухого воздуха; $R_п = 3{,}461$ — газовая постоянная водяного пара; P_c — парциальное давление сухой части воздуха, мм рт. ст.; $P_п$ — парциальное давление водяных паров, мм рт. ст.; T — температура влажного воздуха, К.

По закону Дальтона давление смеси нескольких газов при установившемся состоянии равно сумме давлений газов, составляющих эту смесь. Следовательно, общее давление влажного воздуха равно сумме давлений сухой его части и водяных паров:

$$P_б = P_c + P_п,$$

где $P_б$ — общее давление атмосферного воздуха или барометрическое давление.

В расчетах по кондиционированию воздуха давление атмосферного воздуха и водяных паров обычно берут в кгс/м² или в мм рт. ст. Согласно международной системе единиц измерения СИ (ГОСТ 9867—61) давление измеряется в Н/м². Пересчет давления производится по соотношениям

$$1 \text{ Н/м}^2 = 0{,}101972 \text{ кгс/м}^2 = 7{,}5006 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$$

Используя характеристические уравнения (1.1) и численные значения газовых постоянных, получим выражения для вычисления плотности (объемных масс):

для сухой части

$$\rho_c = \frac{P_c}{TR_c} = \frac{1}{2{,}153}\frac{(P_б - P_п)}{T} = 0{,}465\frac{(P_б - P_п)}{T} \text{ кг/м}^3; \qquad (1.2)$$

для водяного пара

$$\rho_п = \frac{P_п}{TR_п} = \frac{1}{3{,}461}\frac{P_п}{T} = 0{,}289\frac{P_п}{T} \text{ кг/м}^3;$$

для влажного воздуха

$$\rho_в = 0{,}465\frac{(P_б - P_п)}{T} + 0{,}289\frac{p_п}{T} = \frac{1}{T}(0{,}465P_б - 0{,}176p_п) \text{ кг/м}^3.$$

При выводе выражения (1.2) произведена замена величины давления сухой части воздуха на разность общего давления влажного воздуха и парциального давления водяных паров. Это вызвано тем, что обе последние величины можно достаточно точно и просто измерить. Общее давление влажного воздуха $P_б$ находят замером по барометру величины давления атмосферного воздуха $P_{б.в}$ и внесением в него поправок (мм рт. ст.):

$$P_б = P_{б.в} \pm H_{ст} \pm P_1 \pm P_2 \pm P_3,$$

где $H_{ст}$ — поправка на статическое давление (берется со знаком плюс) или разрежение (со знаком минус) воздушного потока на мерительном участке по сравнению с атмосферным давлением; P_1 — поправка на температуру воздуха (по специальным таблицам); P_2 — поправка на высоту места измерения (по специальным таблицам); P_3 — инструментальная поправка (по паспорту прибора).

Влажность воздуха, как правило, меняется в процессе обработки его в аппаратах УКВ, поэтому может изменяться и парциальное давление водяных паров в воздухе. Однако каждому значению температуры влажного воздуха соответствует определенное максимальное давление водяных паров, отвечающее состоянию их полного насыщения. Величина парциального давления водяного пара в состоянии полного насыщения обозначается $p_н$ и называется давлением насыщения. Величины $p_н$ находятся по таблицам в зависимости от температуры влажного насыщенного воздуха (например, по таблицам работы [26]).

Если водяной пар во влажном воздухе не находится в состоянии насыщения, мы имеем дело с перегретым водяным паром, и такую смесь называют ненасыщенным влажным воздухом. Давление в нем водяного пара обозначается $p_п$. Отношение парциального давления водяных паров к давлению насыщения при данной температуре влажного воздуха называется относительной влажностью, которая обычно выражается в процентах:

$$\varphi = (p_п/p_н)\,100\%.$$

Если насыщенный воздух охлаждать, то он перейдет за пределы насыщения и в нем будет образовываться видимый туман с выпадением капелек воды. Для насыщенного влажного воздуха относительная влажность будет 100%. Если такой воздух нагревать, то он становится ненасыщенным и водяные пары в нем будут находиться в перегретом состоянии. Для ненасыщенного влажного воздуха относительная влажность менее 100%.

При изменении температуры и влажности изменяется и объем паровоздушной смеси. В то же время масса сухой части в единице объема влажного воздуха сохраняется постоянной. Поэтому принято относить характеристические показатели влажного воздуха к единице массы сухой его части.

Массовое количество водяного пара во влажном воздухе, приходящееся на 1 кг сухой его части, называют влагосодержанием. Формулу для его вычисления можно получить из характеристических уравнений (1.1):

$$d = \frac{R_c}{R_п}\frac{p_п}{p_c} = \frac{2{,}153}{3{,}461}\frac{p_п}{(P_б - p_п)} = 0{,}622\frac{p_п}{(P_б - p_п)} \text{ кг/кг сухого воздуха.} \quad (1.3)$$

Энтальпия или теплосодержание I влажного воздуха рассматривается как количество тепла, содержащееся в 1 кг сухой части воздуха и d кг водяных паров, т. е. $1 + d$ кг влажного воздуха:

$$I = I_c + I_п \text{ ккал/кг сухого воздуха.}$$

Энтальпия сухой части

$$I_c = c_p t \text{ ккал/кг сухого воздуха,}$$

где t — температура воздуха, °С.

Общее давление влажного воздуха сравнительно мало изменяется при обработке в аппаратах кондиционирования, и поэтому величину c_p можно рассматривать как теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении, которая в диапазоне температур от —50 до +50° С достаточно точно может быть принята постоянной и равной 0,24 ккал/кг·град.

Энтальпия d кг водяного пара

$$I_п = (597 + 0{,}45 t_п)\, d \text{ ккал/кг сухого воздуха,}$$

где 597 ккал/кг — теплота испарения воды при температуре 0 °С; 0,45 ккал/кг·град — теплоемкость водяных паров; $t_п$ — температура водяного пара, °С.

Влажный воздух рассматривается как однородная смесь с одинаковой температурой t. Тогда энтальпия влажного воздуха

$$I = 0{,}24t + (597 + 0{,}45\, t)\, d \text{ ккал/кг сухого воздуха.} \quad (1.4)$$

Объединив члены формулы, связанные с температурой влажного воздуха, получим

$$I = (0{,}24 + 0{,}45d)\,t + 597d \text{ ккал/кг сухого воздуха.}$$

Величина $(0{,}24 + 0{,}45d)$ представляет собой теплоемкость влажного воздуха, отнесенную к 1 кг его части, и обозначается c'_p.

Следовательно, энтальпия влажного воздуха зависит от его температуры и влажности. В свою очередь, при постоянном общем давлении влажного воздуха, как это видно из выражения (1.3), величина влагосодержания однозначно определяется величиной парциального давления водяного пара.

Отметим еще два показателя, часто используемых при оценке параметров влажного воздуха: температуру точки росы $t_р$ и температуру воздуха по мокрому термометру $t_м$.

Если влажный воздух охлаждать при постоянном влагосодержании до относительной влажности 100%, то температура, при которой водяные пары окажутся полностью насыщенными, будет температурой точки росы, так как дальнейшее понижение температуры приведет к конденсации водяных паров из воздуха. Тем самым температура точки росы характеризует возможный предел охлаждения влажного воздуха при постоянном влагосодержании.

Температура воздуха по мокрому термометру измеряется психрометрическими методами, т. е. одновременно сухим и влажным термометрами. Измерения могут производиться ртутными лабораторными термометрами, термопарами, термисторами и другими приборами с различными принципами действия чувствительных элементов, соответствующим образом оттарированных и градуированных. У прибора для измерения температуры по сухому термометру чувствительный элемент должен быть защищен от облучения и попадания влаги. У прибора для измерения температуры по мокрому термометру чувствительный элемент также защищается от облучения и заключается в тонкий чехол из гигроскопичного материала (обычно из батиста), смачиваемого водой.

При измерении параметров влажного ненасыщенного воздуха сухой чувствительный элемент показывает температуру паровоздушной смеси, а с влажной поверхности второго чувствительного элемента испаряется вода. Испарение ее обусловлено тем, что парциальное давление водяных паров в ненасыщенном воздухе меньше, чем у смоченной поверхности чувствительного элемента измерительного прибора. На испарение затрачивается тепло как окружающего воздуха, так и воды, содержащейся в смоченном материале чехла; температура воды понижается и достигает предельного значения в условиях, когда затрачиваемое на испарение тепло полностью забирается из окружающего воздуха. Тем самым температура воздуха по мокрому термометру характеризует температуру насыщенного воздуха в условиях, когда тепло для испарения воды берется только из окружающего воздуха.

По показаниям сухого t и мокрого $t_м$ термометров с учетом реальных условий измерения обычно вычисляется величина парциального давления водяного пара в воздухе по формуле

$$p_п = p_{нм} - A_п (t - t_м) P_б \text{ мм рт. ст.}, \qquad (1.5)$$

где $p_{нм}$ — давление насыщения при наблюдаемой температуре воздуха по мокрому термометру, мм рт. ст.; $A_п$ — психрометрический коэффициент.

Величина психрометрического коэффициента зависит от скорости движения воздуха v у смоченной поверхности чувствительного элемента измерительного прибора и вычисляется по формуле

$$A_п = 0{,}00001 \left(65 + \frac{6{,}75}{v}\right).$$

Связь между параметрами влажного воздуха наглядно изображается диаграммами, из которых в нашей стране широкое применение получила I—d-диаграмма, разработанная проф. Л. К. Рамзиным. Принцип построения термодинамических диаграмм и методы пользования ими описаны в работах Р. М. Ладыженского [26] и А. В. Нестеренко [33].

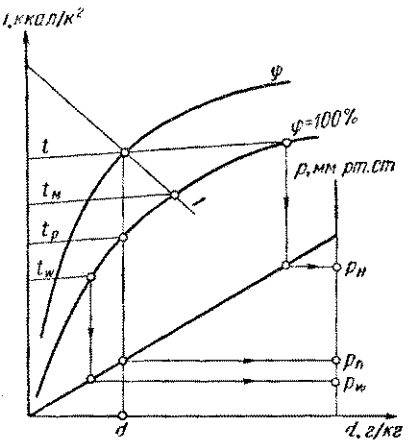


Рис. 1. Принципиальная схема I—d-диаграммы и нахождение по ней параметров влажного воздуха и воды

Кратко отметим основные особенности нахождения параметров воздуха с помощью I—d-диаграмм. На рис. 1 представлена принципиальная схема I—d-диаграммы и даны обозначения параметров влажного ненасыщенного воздуха. В случае насыщенного воздуха его параметры находятся в точке пересечения изотермы t с кривой относительных влажностей 100%. Аналогично этому параметры воды находятся в точке пересечения изотермы t_w с кривой $\varphi = 100\%$.

Некоторым недостатком I—d-диаграммы является то, что ее построение производится для определенного барометрического давления, так как величины d и I, как это следует из выражений (1.3) и (1.4), зависят от $P_б$. При одних и тех же значениях $P_п$ и t величины d и I увеличиваются с уменьшением барометрического давления. В случаях значительного изменения давления влажного воздуха в процессе обработки построение процессов удобно производить на специальных I—d-диаграммах, построенных для переменных давлений.

§ 1.2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

Для осуществления процессов переноса тепла и массы необходимо различие потенциалов между средами (жидкость и газ, соприкосновение жидкости с твердым телом и др.). Применительно к режимам работы аппаратов в УКВ в качестве потенциалов для переноса тепла принимается разность температур, а для переноса массы (водяного пара) — разность парциальных давлений водяных паров. Следовательно, наличие температурного напора между отдельными точками среды обусловливает перенос тепла, а наличие напора парциальных давлений — перенос массы.

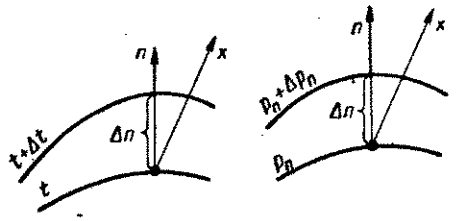


Рис. 2. Линии постоянных температур и парциальных давлений при нахождении величины градиентов потенциалов переноса

В общем случае изменения температур и парциальных давлений протекают различно как в пространстве, так и во времени. Для упрощения ограничимся случаями изменения потенциалов переноса в одном направлении. Одновременно принимаем условие о стационарности процессов переноса, т. е. постоянстве во времени температур и парциальных давлений в точках системы и ограничении их изменения только одной координатой направления. Если в среде мысленно выделить и соединить точки с одинаковыми потенциалами, то для равных температур получим **изотермическую поверхность**, а для равных парциальных давлений — **изобарическую поверхность**. Наиболее значительные изменения температуры и парциального давления на единицу длины получаются в направлении нормали соответственно к изотермической или изобарической поверхностям (рис. 2)

Предел отношения изменения температуры Δt между соседними изотермами к расстоянию между ними по нормали Δn называют температурным градиентом и обозначают одним из следующих символов:

$$\lim \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} = \operatorname{grad} t \text{ град/м}.$$

Предел отношения изменения парциального давления $\Delta p_п$ между соседними изобарами к расстоянию между ними по нормали Δn называют градиентом парциальных давлений и обозначают одним из следующих символов:

$$\lim \frac{\Delta p_п}{\Delta n} = \frac{\partial p_п}{\partial n} = \operatorname{grad} p_п \text{ кг/м}^2\text{(м)}.$$

Положительным направлением градиента потенциалов считается направление в сторону возрастания потенциала. Распространение тепла и массы осуществляется в сторону убывания потенциалов.

В аппаратах УКВ процессы тепло- и массообмена определяются главным образом явлениями теплопроводности, диффузии и конвекции. Доля лучистого теплообмена весьма мала, и им можно, как правило, пренебречь. Распространение тепла теплопроводностью протекает при непосредственном соприкосновении и обусловливается тепловым движением микрочастиц вещества (молекул, атомов, электронов), вызываемым наличием температурного градиента. Теплопроводность в чистом виде характерна для процессов переноса тепла в твердых телах. Применительно к движущимся жидкостям (газам) перенос тепла теплопроводностью характерен для весьма тонких слоев непосредственно прилегающих к поверхности соприкосновения.

Французским ученым Фурье предложено уравнение для выражения количества тепла, переданного теплопроводностью в единицу времени через изотермическую поверхность dF:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF \text{ ккал/ч.} \tag{1.6}$$

Коэффициент пропорциональности λ является физической характеристикой вещества по способности проводить тепло и называется коэффициентом теплопроводности; он имеет размерность ккал/м·ч·град. Численные значения коэффициентов λ определяются по результатам испытаний различных веществ.

Количественный перенос массы вещества dG_m при молекулярной диффузии в единицу времени через поверхность dF оценивается по уравнению Фика

$$dG_m = -D_p \frac{\partial p_п}{\partial n} dF \text{ кг/ч.} \tag{1.7}$$

Коэффициент пропорциональности D_p называют коэффициентом молекулярной диффузии одного компонента в другой или просто коэффициентом диффузии. Для процессов диффузии в смеси водяного пара и воздуха коэффициент D_p может быть вычислен по формуле

$$D_p = \frac{0{,}0627}{P_б} \left(\frac{T}{273}\right)^{0{,}8} \text{ м/ч.}$$

Преобразуем выражения (1.6) и (1.7) к виду

$$q = \frac{dQ}{dF} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \text{ ккал/м}^2\text{·ч;} \tag{1.8}$$

$$g_m = \frac{dG_m}{dF} = -D_p \frac{\partial p_п}{\partial n} \text{ кг/м}^2\text{·ч.} \tag{1.9}$$

Плотности теплового q и массового g_m потоков соответственно пропорциональны градиентам температур или парциальных давлений и направлены в сторону убывания градиента потенциалов. Сходность структур дифференциальных уравнений для потоков молекулярного переноса тепла и массы свидетельствует о наличии аналогии между явлениями теплопроводности и диффузии.

Реальные процессы в аппаратах УКВ протекают в условиях вынужденного движения обменивающихся сред, обусловливаемого работой вентилятора или эжекцией (перемещение воздуха), работой насоса (перемещение воды), работой компрессора (перемещение холодильных агентов). Поэтому и процессы тепло- и массообмена определяются явлениями переноса макрочастиц (состоящих из большого числа молекул) жидкости или газа, обусловливающимися характером движения сред. Следовательно, в условиях вынужденного движения и при наличии градиента потенциалов одновременно будут происходить обмены теплом и массой, обусловленные совместными действиями конвективного и молекулярного переноса. Такие процессы переноса тепла и массы получили название конвективных тепло- и массообменов.

Интенсивность процессов конвективного теплообмена принято оценивать через коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{dQ}{dF\,(t - t_w)} = \frac{q}{\Delta t} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \qquad (1.10)$$

равный тепловому потоку dQ через поверхность теплообмена dF и отнесенному к температурному напору $\Delta t = t - t_w$ между движущейся средой с температурой t и поверхностью теплообмена с температурой t_w. Коэффициент α зависит от скорости и характера движения сред, формы и состояния поверхности теплообмена, температуры и других факторов. В настоящее время теоретическое вычисление величин α возможно только для простейших и идеализированных случаев конвективного теплообмена. Основным методом нахождения α является вычисление по экспериментальным данным по формулам вида (1.10). Для получения инженерных решений прибегают к упрощениям и считают, что коэффициент α постоянен по поверхности и равен среднему значению, вычисленному по осредненному по поверхности теплообмена температурному напору.

Интенсивность процессов массообмена принято оценивать через коэффициент массоотдачи

$$\beta_p = \frac{dG_m}{dF\,(p_п - p_w)} = \frac{g_m}{\Delta p_п} \text{ кг/м}^2\cdot\text{ч (кг/м}^2), \qquad (1.11)$$

равный массовому потоку dG_m через поверхность массообмена dF и отнесенному к напору парциальных давлений $\Delta p_п = p_п - p_w$ между движущейся средой с давлением $p_п$ и поверхностью массообмена с давлением p_w. Коэффициент β_p зависит от аналогичных факторов, ранее рассмотренных для коэффициента α. Основным

методом нахождения β_p является вычисление по экспериментальным данным по формулам вида (1.11). Для получения инженерных решений прибегают к упрощениям и считают, что коэффициент β_p постоянен по поверхности и равен среднему значению, вычисленному по осредненному по поверхности массообмена напору парциальных давлений.

§ 1.3. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА И ВОДЫ

Для обработки кондиционируемого воздуха широко применяют аппараты, в которых осуществляется непосредственный контакт между воздухом и водой (контактные аппараты: форсу-

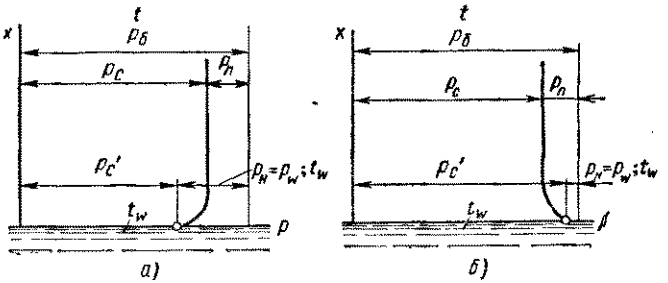


Рис. 3. Распределение парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара в процессах при непосредственном контакте воздуха и воды для режимов испарения (*а*) и конденсации (*б*)

ночные камеры, орошаемые насадки и слои). Процессы тепломассообмена при непосредственном контакте воздуха и воды рассматриваются под воздействием напора потенциалов (температур и парциальных давлений) между воздухом в ядре потока и слоем воздуха, непосредственно прилегающим к поверхности воды (рис. 3). В слое у поверхности воды воздух принимается насыщенным с температурой, равной температуре воды (t_w, p_w).

Направленность напоров температур и парциальных давлений по рис. 3, *а* соответствует условиям нагрева ($t_w > t$) и увлажнения ($p_w > p_п$) воздуха. При этом парциальное давление водяных паров изменяется от значения в ядре потока $p_п$ до значения у поверхности воды, а общее давление влажного воздуха $P_б$ сохраняется одинаковым. При этих условиях различие парциальных давлений водяных паров обусловит и различие парциальных давлений сухих частей воздуха у поверхности воды и в ядре потока ($p_c' < p_c$).

Под воздействием напора парциальных давлений $\Delta p_п = p_w - p_п$ поток водяных паров направлен от поверхности воды (увлажнение воздуха). Напор парциальных давлений для сухих частей

воздуха $\Delta p_c = p_c - p'_c$ направлен в противоположную сторону, и, следовательно, газы (составляющие сухую часть воздуха) должны диффундировать также в направлении, противоположном направлению диффузии паров.

Для водяных паров имеются условия свободной диффузии в парогазовую смесь (влажный воздух). В то же время для газов поверхность воды является непроницаемой, и поэтому невозможно возникновение постоянного потока газа по направлению к поверхности воды. Если бы такой поток газа имел место, то у поверхности воды создавались бы условия постоянного накопления газа и, следовательно, повышалось общее давление смеси. Это невозможно, так как при стационарном режиме должно сохраняться условие постоянства во времени распределения парциальных давлений водяного пара и сухой части воздуха как у поверхности воды, так и в ядре потока ($P_б = \text{const}$). Поэтому перемещение частиц газа к поверхности воды должно компенсироваться обратным потоком всей парогазовой смеси к ядру воздуха. Этот поток называют стефановым потоком.

Направленность напоров температур и парциальных давлений по рис. 3, *б* соответствует условиям охлаждения ($t > t_w$) и осушения ($p_п > p_w$) воздуха в ядре потока. В этих условиях парциальное давление газов у поверхности воды больше парциального давления газов в ядре потока ($p'_c > p_c$). Следовательно, и стефанов поток будет иметь направление, противоположное направлению процесса испарения.

В общем случае наличие стефанового потока влияет на интенсивность переноса тепла и массы, а следовательно, и на величины коэффициентов тепломассоотдачи. Однако в режимах работы УКВ величины парциального давления сухой части влажного воздуха мало отличаются от величин общего давления смеси, т. е. отношение $P_б/P_c$ близко к единице, поэтому и влияние стефанового потока мало и им можно пренебречь.

Рассмотрим процессы переноса тепла и массы на элемент поверхности контакта dF между воздухом и водой в режимах охлаждения и осушения воздуха (направленность напоров потенциалов переноса соответствует рис. 3, *б*). Наличие температурного напора $\Delta t = t - t_w$ обусловит поток тепла от воздуха к воде, т. е. понижение температуры воздуха на dt:

$$dQ_я = -Gc'_p dt = \alpha (t - t_w)\, dF \text{ ккал/ч}. \qquad (1.12)$$

Поток массы также направлен от воздуха к воде и обусловит понижение влагосодержания воздуха на $d\,(d)$ кг/кг:

$$dG_m = -Gd\,(d) = \beta_p (p_п - p_w)\, dF \text{ кг/ч}. \qquad (1.13)$$

Так как слой воздуха у поверхности воды насыщен, то приток массы водяного пара dG_m вызовет конденсацию влаги из воздуха, в процессе которой выделяется тепло

$$dQ_m = dG_m r \text{ ккал/ч}. \qquad (1.14)$$

Поток тепла, обусловливаемый изменением температуры воздуха, принято называть **потоком явного тепла** $dQ_я$, а перенос тепла, обусловливаемый фазовыми превращениями (конденсация, испарение), **потоком скрытого тепла** dQ_m. Результирующий поток явного и скрытого тепла принято называть **полным потоком тепла** $dQ_п$. Соотношение

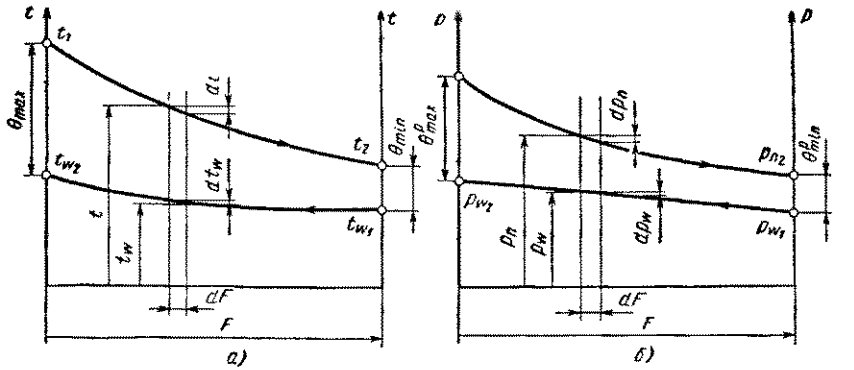


Рис. 4. Изменение напоров температур (*а*) и парциальных давлений (*б*) по поверхности контакта воздуха и воды в процессах охлаждения и осушения воздуха (случай I)

количеств полного и явного тепла принято характеризовать безразмерным показателем

$$\xi = dQ_п/dQ_я. \tag{1.15}$$

В результате притока к воде явного и скрытого тепла вода повысит свою температуру на dt_w:

$$dQ_w = G_w c_w dt_w \text{ ккал/ч}. \tag{1.16}$$

При стационарном тепловом режиме имеет место баланс тепловых потоков между воздухом и водой:

$$dQ_п = dQ_я + dQ_m = G_w c_w dt_w \text{ ккал/ч}. \tag{1.17}$$

Для выражений (1.12)—(1.17) использованы условные обозначения: G — расход воздуха, кг/ч; G_w — расход воды, кг/ч; c_w — теплоемкость воды (в дальнейшем принимаем ее равной в 1 ккал/кг·град); $r = (597 - 0{,}55t_w)$ — теплота фазового превращения, ккал/кг.

Общая поверхность контакта воздуха с водой составляет F и их параметры изменяются по поверхности. Примем противоточную схему движения воздуха и воды с изменением температур и парциальных давлений, как показано на рис. 4. При этом считаем, что соотношение начальных параметров

$$t_1 > t_{p_1} > t_{w_1} \text{ и } p_{п_1} > p_{w1}$$

и обеспечивается одновременное охлаждение и конденсация влаги из воздуха на всей поверхности контакта.

Общее количество явного тепла в час, отданное воздухом воде, может быть найдено интегрированием выражения (1.12) в пределах изменения температуры воздуха от t_1 до t_2 по поверхности контакта F:

$$Q_{\text{я}} = -\int_{t_1}^{t_2} Gc'_{\text{p}}\,dt = -Gc'_{\text{p}}(t_1 - t_2) \text{ ккал/ч}. \tag{1.18}$$

Ранее было оговорено, что считаем коэффициент теплоотдачи α постоянным по поверхности и не зависящим от температуры. Тогда интегрирование правой части выражения (1.12) дает

$$Q_{\text{я}} = \bar{\alpha}\int_0^F (t - t_w)dF \text{ ккал/ч},$$

где $\bar{\alpha}$ — средний по поверхности контакта коэффициент теплоотдачи, ккал/м^2·ч·град.

Для практического использования последнего выражения необходимо кроме коэффициента $\bar{\alpha}$ знать формулу для вычисления среднего по поверхности температурного напора. В задачах теплообмена, не осложненных одновременными процессами переноса массы, вычисление осредненного по поверхности теплообмена температурного напора производится по формулам среднелогарифмической разности:

$$\Delta t_{\text{ср. л}} = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{\ln \dfrac{\theta_{\max}}{\theta_{\min}}} \,^{\circ}\text{C}, \tag{1.19}$$

где $\theta_{\max}$ и $\theta_{\min}$ — соответственно наибольший и наименьший температурные напоры между потоками, °С.

Рассмотрим особенность определения осредненного температурного напора в процессах с одновременным переносом тепла и массы.

Количество тепла в час, воспринятого водой от воздуха, может быть найдено интегрированием выражения (1.16) в пределах изменения температуры воды от t_{w_1} до t_{w_2} по поверхности контакта F:

$$Q_w = \int_{t_{w_2}}^{t_{w_1}} G_w c_w dt_w = G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1}) \text{ ккал/ч}. \tag{1.20}$$

С учетом выражений (1.17), (1.18) и (1.20) уравнение теплового баланса по всей поверхности контакта F будет иметь вид

$$Gc'_{\text{p}}(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r = G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1}) - G_m c_w t_{w_2}.$$

Величина $G_п c_w t_{w_2}$ определяет количество тепла, подведенного к воде с теплотой сконденсировавшихся водяных паров при температуре t_{w_2}. Эта величина при температуре воды в 10—20° С составляет 1—2% от общего количества тепла, воспринятого водой. Для упрощения этой величиной можно пренебречь.

Делаем допущение о постоянстве соотношения количеств полного и явного тепла по поверхности контакта, т. е. постоянстве безразмерного показателя ξ. Используем показатель ξ при составлении уравнения теплового баланса для потока явного тепла от воздуха к воде:

$$Q_я = Gc'_p (t_1 - t_2) = \frac{G_w c_w}{\xi} (t_{w_2} - t_{w_1}) \text{ ккал/ч.} \qquad (1.21)$$

Произведение Gc'_p характеризует тепловой эквивалент воздушного потока и определяет количество тепла, отданное воздухом при изменении его температуры на 1° С. По аналогии с этим величина $G_w c_w/\xi$ может рассматриваться как тепловой эквивалент по восприятию явного тепла водяным потоком от воздуха и определяется количеством полученного явного тепла при изменении температуры воды на 1° С. В свою очередь, произведение $G_w c_w$ будем рассматривать как тепловой эквивалент водяного потока по восприятию полного тепла от воздуха.

В контактных аппаратах результирующий процесс переноса массы в зависимости от направленности напоров парциальных давлений может быть различен, что обусловит и изменение показателя ξ. Следовательно, будут изменяться и величины теплового эквивалента по восприятию явного тепла водяным потоком от воздуха: если $d_1 > d_2$ (охлаждение и осушение воздуха), то $\xi > 1$ и $G_w c_w/\xi < G_w c_w$; если $d_1 = d_2$ (охлаждение без изменения влагосодержания воздуха), то $\xi = 1$ и $G_w c_w/\xi = G_w c_w$; если $d_1 < d_2$ (охлаждение и увлажнение воздуха), то $\xi < 1$ и $G_w c_w/\xi > G_w c_w$.

Составим уравнение теплового баланса потока явного тепла на элементе поверхности контакта dF для противоточного аппарата, где воздух охлаждается на $-dt$, а вода нагревается на dt_w:

$$dQ_я = -Gc'_p dt = -(G_w c_w/\xi)\, dt_w \qquad (1.22)$$

или изменение температурного напора составит

$$dt - dt_w = d(t - t_w) = -dQ_я \left(\frac{1}{Gc'_p} - \frac{1}{G_w c_w/\xi}\right).$$

Подставим в последнее уравнение выражение для $dQ_я$ по правой части равенства (1.12) и после разделения переменных получим

$$\frac{d(t - t_w)}{t - t_w} = -\alpha dF \left(\frac{1}{Gc'_p} - \frac{1}{G_w c_w/\xi}\right). \qquad (1.23)$$

По общему балансу явного теплообмена из уравнений (1.21) найдем

$$Gc'_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{я}}}{(t_1 - t_2)} \text{ и } \frac{G_w c_w}{\xi} = \frac{Q_{\text{я}}}{(t_{w_2} - t_{w_1})}.$$

Полученные выражения подставим в уравнение (1.23):

$$\frac{d(t - t_w)}{t - t_w} = -\frac{\alpha}{Q_{\text{я}}} dF [(t_1 - t_2) - (t_{w_2} - t_{w_1})].$$

Принимая, что коэффициент теплоотдачи α постоянен по поверхности и равен среднему значению, последнее выражение можно проинтегрировать и после интегрирования получим

$$\ln \frac{t_2 - t_{w_1}}{t_1 - t_{w_2}} = -\frac{\alpha}{Q_{\text{я}}} F [(t_1 - t_{w_2}) - (t_2 - t_{w_1})]$$

или окончательно

$$Q_{\text{я}} = \alpha F \frac{(t_1 - t_{w_2}) - (t_2 - t_{w_1})}{\ln \frac{t_1 - t_{w_2}}{t_2 - t_{w_1}}} \text{ ккал/ч.} \qquad (1.24)$$

Дробное выражение в правой части последнего уравнения представляет собой обычную формулу для вычисления среднелогарифмического температурного напора для противоточной схемы движения потоков.

Аналогичным методом выводится выражение для осреднения температурного напора при прямоточной схеме движения потоков. Общее выражение для вычисления среднелогарифмического температурного напора будет одинаково с выражением (1.19). Следовательно, наличие массообмена не изменяет формулы для расчета среднего по поверхности температурного напора, а оказывает существенное влияние на величину теплового эквивалента водяного потока по восприятию тепла от воздуха.

В процессах конденсации влаги из воздуха ($\xi > 1$) подвод к воде тепла фазового превращения обусловливает дополнительное возрастание температуры воды. Тем самым уменьшается и температурный напор по поверхности контакта воздуха с водой по сравнению с процессами отвода только явного тепла от воздуха без конденсации влаги (сравнение производится при равных соотношениях количеств воздуха и воды, конструкции аппарата, соотношении начальных температур воздуха и воды). Поэтому и величина теплового эквивалента водяного потока по восприятию явного тепла от воздуха будет меньше, чем для процессов охлаждения без изменения влагосодержания воздуха.

Рассмотрим закономерности изменения температурного напора по поверхности контакта, для чего проинтегрируем выражение (1.23):

$$\int_{t_1 - t_{w_2}}^{t_2 - t_{w_1}} \frac{d(t - t_w)}{t - t_w} = -\int_0^F \alpha dF \left(\frac{1}{Gc'_{\text{р}}} - \frac{1}{G_w c_w / \xi} \right).$$

После интегрирования окончательно получим

$$\frac{t_2 - t_{w_1}}{t_1 - t_{w_2}} = e^{-\left(\frac{1}{Gc'_p} - \frac{1}{G_w c_{w/\xi}}\right)\alpha F}. \qquad (1.25)$$

Следовательно, изменение температурного напора в процессах теплообмена, осложненных массообменом, подчиняется экспоненциальному закону и в общем случае зависит от тепловых эквивалентов потоков, коэффициента теплоотдачи α, показателя ξ и размера поверхности обмена.

При выводе выражений (1.24) и (1.25) сделаны допущения о равенстве α и ξ средним значениям, постоянным по поверхности. Средние значения α по результатам опытов вычисляются по выражению

$$\alpha = \frac{Gc'_p (t_1 - t_2)}{F\Delta t_{\text{ср. л}}} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (1.26)$$

Средние значения ξ вычисляются по выражению

$$\xi = \frac{G(I_1 - I_2)}{Gc'_p (t_1 - t_2)}. \qquad (1.27)$$

В процессах с массообменом вычисление среднего по поверхности напора парциальных давлений также производится по формуле среднелогарифмической разности. Средние значения коэффициента β_p по результатам опытов вычисляются по выражению

$$\beta_p = \frac{G(d_1 - d_2)}{F\dfrac{\theta^p_{max} - \theta^p_{min}}{\ln\left(\theta^p_{max}/\theta^p_{min}\right)}} \text{ кг/м}^2\cdot\text{ч (кг/м}^2\text{)}, \qquad (1.28)$$

где θ^p_{max} и θ^p_{min} — соответственно наибольший и наименьший напоры парциальных давлений между потоками, кгс/м^2.

В режимах охлаждения и осушения воздуха изменение парциальных давлений по поверхности обмена между воздухом и водой можно представить графически, как это показано на рис. 4, *б*. Из сравнения графиков можно отметить, что изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности обмена имеет сходный характер.

При исследовании и расчетах контактных аппаратов находят применение коэффициенты полного теплообмена σ, вычисляемые по результатам опытов в политропических режимах по выражению

$$\sigma = \frac{G(I_1 - I_2)}{F\dfrac{(\theta^I_{max} - \theta^I_{min})}{\ln\left(\theta^I_{max}/\theta^I_{min}\right)}} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч (ккал/кг)}, \qquad (1.29)$$

где θ'_{max} и θ'_{min} — соответственно наибольший и наименьший напоры энтальпий между потоками, ккал/кг.

Для осуществления режимов охлаждения и осушения воздуха необходимым условием является наличие холодной воды с температурой ниже температуры точки росы воздуха ($t_p > t_w$). Если температура воды выше температуры точки росы воздуха, то массообмен направлен от воды к воздуху, т. е. происходит увлажнение воздуха. При $t_{p_1} < t_{w_1} < t_{м_1}$ и $p_{п_1} < p_{w_1}$ имеются возможности для осуществления процессов охлаждения и увлажнения с понижением энтальпии воздуха. Результирующие потоки тепла и массы для таких процессов описываются следующими уравнениями:

количество отведенного от воздуха явного тепла

$$Q_я = Gc'_p (t_1 - t_2) \text{ ккал/ч};$$

количество водяных паров, переданных в воздух в процессе испарения,

$$G_m = G (d_1 - d_2) \text{ кг/ч}.$$

Условно считаем положительным направление процессов при переносе тепла и массы от воздуха к воде. Тогда и результирующий поток испарения по последнему уравнению будет условно иметь знак минус.

Количество тепла, затраченное на испарение массы водяного пара, составит

$$Q_m = G_m r \text{ ккал/ч}.$$

К поверхности воды подводится явное тепло от воздуха и одновременно затрачивается Q_m тепла на испарение. Результирующий процесс протекает с повышением температуры воды (условно положительное направление), и количество воспринятого водой тепла определяется уравнением аналогичным уравнению (1.20).

Уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$Gc'_p (t_1 - t_2) + G (d_1 - d_2) r = G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1}) + G_m c_w t_{w_2}. \quad (1.30)$$

Величина $G_m c_m t_{w_2}$ определяет количества тепла, отданное водой при испарении массы G_m при температуре t_{w_2}. Для рассматриваемых режимов эта величина мала, и ею можно пренебречь.

В уравнении (1.30) тепло фазового превращения массы G_m водяных паров входит со знаком минус, т. е. в процессе испарения в воздух возвращается это тепло. Результирующий процесс протекает с понижением энтальпии воздуха.

Изменение напоров парциальных давлений по поверхности обмена для этих процессов показано на рис. 5 и изменение напоров температур аналогично графику на рис. 4, *а*. Сравнивая графики на рис. 4 и 5, можно заметить, что в процессах охлаждения и увлажнения воздуха изменение напоров температур и пар-

циальных давлений по поверхности обмена между воздухом и водой не носит аналогичного характера (рис. 4, *а* и 5), как это имеет место в процессах охлаждения и осушения воздуха (см. рис. 4).

Процессы испарения обусловливают отвод от воды тепла фазового превращения и способствуют понижению ее температуры, поэтому такой процесс переноса массы способствует увеличению теплового эквивалента водяного потока по восприятию явного тепла от воздуха. Увеличиваются температурные напоры по поверхности обмена, но в то же время уменьшаются напоры парциальных давлений (см. рис. 5). Следовательно, в процессах охлаждения и увлажнения с понижением энтальпии воздуха не соблюдается подобный характер изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности обмена.

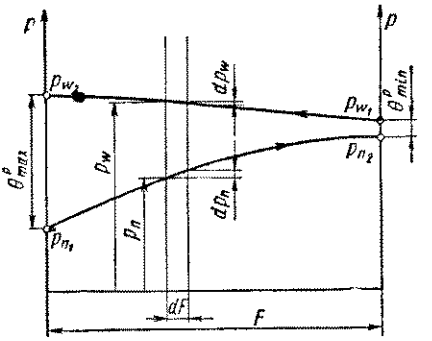


Рис. 5. Изменение напоров парциальных давлений по поверхности контакта воздуха и воды в процессах охлаждения и увлажнения воздуха с понижением его энтальпии (случай 2)

При соотношении начальных параметров $t_{м_1} = t_{w_1}$ и $p_{п_1} < p_{w_1}$ имеет место процесс увлажнения с одновременным понижением температуры воздуха, при практически постоянной его энтальпии. Поэтому такие режимы часто называют адиабатическим увлажнением воздуха. В контактных аппаратах эти режимы осуществляются при непосредственном соприкосновении воздуха с постоянно рециркулирующей водой, температура которой быстро принимает и в дальнейшем сохраняет постоянное значение, близкое к температуре воздуха по мокрому термометру.

В силу наличия температурного напора явное тепло от воздуха подводится к воде и расходуется на испарение, так как одновременно имеет место обратная направленность напоров парциальных давлений (рис. 6). При установившемся термодинамическом равновесии и пренебрежимо малом подводе (или потере) тепла от внешних источников (от работы рециркуляционного насоса, нагрева воды в трубопроводах и др.) справедливо равенство

$$Gc'_p(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r = G_m c_w t_w.$$

Температура воды сохраняет практически постоянное значение, и поэтому в уравнении баланса отсутствует составляющая теплообмена по воде. Величина $G_m c_w t_w$ определяет некоторое повышение конечной энтальпии воздуха. Так как эта составляющая теплового баланса мала, то ею пренебрегают и считают

процесс адиабатическим. Тогда уравнение теплового баланса принимает вид

$$Gc'_p(t_1 - t_2) = G(d_2 - d_1)r. \qquad (1.31)$$

Из рис. 6 видно, что в режимах адиабатического увлажнения имеет место подобный характер изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности обмена между воздухом и водой.

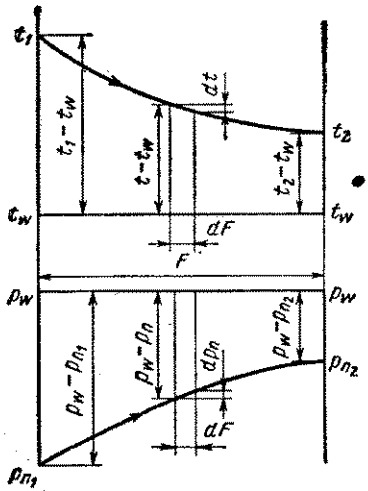


Рис. 6. Изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта в процессах адиабатического увлажнения воздуха (случай 3)

Для процессов адиабатического увлажнения американским ученым Льюисом [53] получен вывод о постоянстве отношения коэффициентов тепломассообмена. Рассмотрим общий порядок его теоретического вывода.

Для поверхности контакта dF справедливы равенства

$$\left.\begin{aligned} dQ_m &= dQ_n; \\ \beta_d(d_w - d)\,dFr &= \alpha(t - t_w)\,dF \end{aligned}\right\} \qquad (1.32)$$

или, после преобразования,

$$(d_w - d) = \frac{\alpha}{\beta_d r}(t - t_w). \qquad (1.33)$$

Здесь коэффициент массоотдачи отнесен к напору влагосодержаний и имеет условное обозначение β_d.

В свою очередь, из уравнения (1.31) можем получить преобразованное уравнение теплового баланса, показывающее, что все отданное воздухом явное тепло возвращается к нему в процессе увлажнения с водяными парами:

$$r(d_2 - d) = c'_p(t - t_2). \qquad (1.34)$$

В данном уравнении под индексом 2 подразумеваются параметры воздуха в конце поверхности обмена.

Далее Льюис делает предположение, что в результате значительного развития поверхности контакта воздуха с водой, имеющей постоянную температуру t_w, воздух станет насыщенным при температуре $t_{нw}$, т. е. $t_2 = t_w = t_{нw}$, и соответственно влагосодержание воздуха $d_2 = d_w = d_{нw}$. С учетом этого зависимости (1.33) и (1.34) примут вид

$$d_{нw} - d = \frac{\alpha}{r\beta_d}(t - t_{нw}); \quad d_{нw} - d = \frac{c'_p}{r}(t - t_{нw}).$$

Из сопоставления равенств получено

$$\alpha/\beta_d = c'_p. \qquad (1.35)$$

Вывод о постоянстве отношения коэффициентов тепломассообмена в дальнейшем был распространен и на другие процессы при непосредственном контакте воздуха и воды. Однако результаты исследования различных контактных аппаратов показали, что в определенных условиях отношение (1.35) применительно к средним по поверхности обмена значениям коэффициентов тепломассообмена не соблюдается. Учитывая важность этого вопроса, в конце данного раздела дается анализ причин нарушения постоянства отношения коэффициентов тепломассообмена.

При соотношении начальных параметров $t_1 > t_{w_2} > t_{M_1}$ и $p_{w_1} > p_{n_1}$ в контактных аппаратах протекают процессы, при которых явное тепло передается от воздуха воде, а поток массы направлен от воды к воздуху. На испарение воды расходуется как подводимое явное тепло от воздуха, так и тепло самой воды. Уравнение теплового баланса для рассматриваемых режимов будет

$$Gc'_p(t_1 - t_2) + G(d_1 - d_2)r = G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1}) + G_m c_w t_{w_2}.$$

Поток явного тепла от воздуха к воде меньше, чем тепло, вносимое в воздух с водяными парами. Поэтому результирующий процесс протекает с повышением энтальпии воздуха. В свою очередь, температура воды понижается и в пределе принимает значение, близкое к температуре воздуха по мокрому термометру. В этих режимах температура воды может иметь значения 25—40°, что не позволяет пренебрегать теплотой воды, вносимой в воздух. Тогда тепловой баланс может быть представлен уравнением

$$G_w(t_{w_2} - t_{w_1}) = AG(I_2 - I_1). \qquad (1.36)$$

Поправочный множитель A зависит от величины t_{w_2} и, по данным А. А. Гоголина [5], имеет значения:

t_{w_2}	10	15	20	25	30	35	40	45
A	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92

Характер изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности обмена для рассматриваемого случая сочетания начальных параметров воздуха и воды показан на рис. 7. Процессы с одновременным понижением температуры и увлажнением воздуха, но результирующим повышением его энтальпии, условно можно разделить на два участка. Первоначально на поверхности обмена F—F' происходит интенсивное испарение влаги в воздух и одновременное понижение температуры воздуха при средней его температуре, более высокой, чем у поверхности воды. На участке поверхности обмена F' температура поверхности воды может быть выше, чем в ядре потока воздуха, но сохраняется большее давление насыщения водяных паров по сравнению с парциальным давлением в ядре потока воздуха. Поэтому процесс понижения температуры воздуха на этом участке происходит за счет переноса массы, т. е. процессов испарения,

близких к адиабатическому увлажнению воздуха. Поток массы по всей поверхности обмена F направлен от воды к воздуху, и испарение воды обусловливает понижение ее температуры, а тем самым создаются условия интенсификации отвода явного тепла от воздуха.

Из рис. 7 видно, что изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта имеют различный

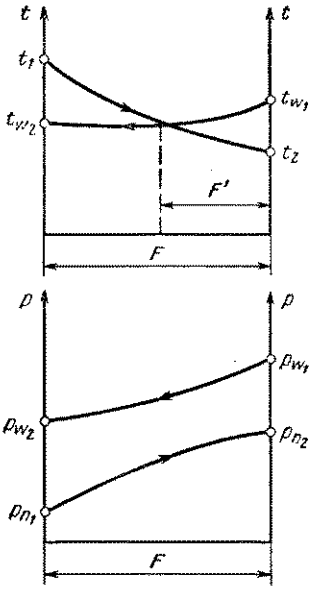


Рис. 7. Изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта в процессах охлаждения и увлажнения воздуха с повышением его энтальпии (случай 4)

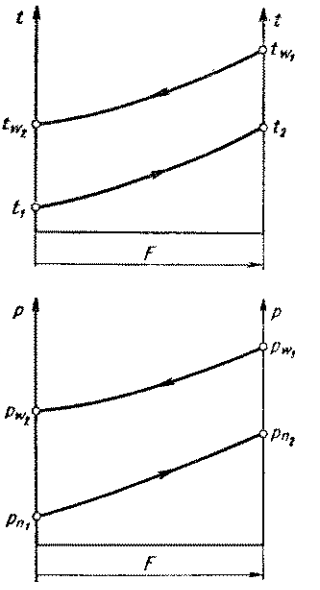


Рис. 8. Изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта в режимах работы энергетических градирен (случай 5)

характер; не равны также геометрические границы для потоков переноса тепла и массы.

Для режимов работы энергетических градирен характерно соотношение начальных параметров $t_{w_1} > t_1$ и $p_{w_1} > p_{n_1}$. В силу этого имеет место результирующее повышение температуры, влагосодержания и энтальпии воздуха и понижение температуры воды. При этом конечная температура воды выше конечной температуры воздуха. Поэтому по всей поверхности обмена потоки тепла и массы направлены от воды к воздуху и геометрические границы потоков равны.

Изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности обмена имеет подобный характер, как это представлено на рис. 8.

Немецким ученым Меркелем [54] выведено дифференциальное уравнение для процессов переноса тепла и массы при испарительном охлаждении воды. При выводе количество тепла, отведенное от поверхности воды dF с водяными парами, представлено выражением

$$dQ_m = dG_m r = \sigma (d_w - d)\, dF r \text{ ккал/ч},$$

где σ — коэффициент массопереноса, кг/м^2·ч; d_w — влагосодержание насыщенного воздуха непосредственно у поверхности воды, кг/кг сухого воздуха; d — влагосодержание воздуха в ядре потока, кг/кг сухого воздуха.

Общее количество тепла, передаваемого на поверхности контакта dF, составляет

$$dQ_п = dQ_я + dQ_m = [\alpha (t_w - t) + \sigma (d_w - d) r]\, dF \text{ ккал/ч}.$$

После вынесения за скобки коэффициента σ получено выражение

$$dQ_п = \sigma dF\, [(\alpha/\sigma)(t_w - t) + (d_w - d) r] \text{ ккал/ч}. \qquad (1.37)$$

Меркель принял справедливым вывод Льюиса [53] о постоянстве отношения коэффициентов тепломассообмена $\alpha/\sigma = 0{,}24 + 0{,}45d$. С учетом этого, а также выражения для теплоты фазового превращения воды $r = 597 - 0{,}55t$ уравнение (1.37) принимает вид

$$dQ_п = \sigma dF\, \{[0{,}24 t_w + (597 + 0{,}45 t_w)\, d_w] - [0{,}24 t + (597 + 0{,}45 t)\, d] - 0{,}55 (d_w - d)\, t_w\}. \qquad (1.38)$$

Сравнение с выражением (1.4) показывает, что первые два члена, заключенные в квадратные скобки, соответствуют энтальпии влажного воздуха у поверхности воды и в ядре потока. Последнее слагаемое $0{,}55\ (d_w - d)\ t_w$ представляет собой теплоту испарившихся водяных паров. Меркель делает допущение о незначительности этого слагаемого и им пренебрегает, а выражение (1.38) представляет в виде

$$dQ_п = \sigma\ (I_w - I)\ dF. \qquad (1.39)$$

Критический анализ вывода Меркеля сделан еще в 1939 г. А. А. Гоголиным [5, 20]; установлено, что пренебрежение теплотой испарившихся паров может вносить ошибку до 5—10%, величина которой зависит от температуры воды t_{w_2} и определяется показателем A, как это показано в уравнении (1.36). В дифференциальной форме уравнение (1.39) не могло быть использовано, и А. А. Гоголин предложил осреднение напоров энтальпий по поверхности обмена проводить с использованием формулы среднелогарифмической разности энтальпий. Если испарительное охлаждение воды $\Delta t_w = t_{w_1} - t_{w_2}$ составляет более 6° С, то вычисление осредненного напора энтальпий необходимо проводить

по предложенной Л. Д. Берманом формуле, учитывающей нелинейную зависимость энтальпии насыщенного воздуха I_w от температуры воды t_w:

$$\Delta I_{\text{ср. л}} = \frac{\theta^I_{\max} - \theta^I_{\min}}{\ln \dfrac{\theta^I_{\max} - \delta I}{\theta^I_{\min} - \delta I}}, \tag{1.40}$$

где δI — поправка, учитывающая нелинейность зависимости энтальпии насыщенного воздуха от температуры воды;

$$\delta I = (I_{w_1} + I_{w_2} - 2I_{w\,\text{ср}})/4,$$

где $I_{w.\,\text{ср}}$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды $t_{w.\,\text{ср}}$;

$$t_{w\,\text{ср}} = (t_{w_1} + t_{w_2})/2.$$

Из проведенного анализа возможных процессов тепломассообмена при непосредственном контакте воздуха и воды можно сделать вывод, что состояние начальных параметров воздуха и воды является одним из решающих факторов, определяющих характер протекания совместных процессов переноса тепла и массы. Для характеристики различных сочетаний начальных параметров воздуха и воды, определяющих граничные условия для процессов переноса тепла и массы в контактных аппаратах УКВ и агрегатах для испарительного охлаждения воды, автором предложено использовать параметрический критерий вида

$$O_т = \frac{T_{м_1} - T_{w_1}}{T_1 - T_{м_1}}. \tag{1.41}$$

В процессах при непосредственном контакте воздуха и воды температура воздуха по мокрому термометру $T_{м_1}$ является теоретическим пределом понижения температуры воды в процессах испарительного охлаждения (условно отрицательное направление процессов при $T_w > T_м$) и нагрева воды с результирующим понижением энтальпии воздуха (условно положительное направление процессов при $T_м > T_w$). Поэтому величина разности начальных абсолютных температур $T_{м_1} - T_{w_1}$ характеризует начальные потенциальные возможности для протекания процессов либо с понижением, либо с повышением температуры воды.

Одновременно с этим для процессов тепломассообмена важным показателем является способность воздуха к ассимиляции влаги, которая может характеризоваться величиной начальной психрометрической разности абсолютных температур $T_1 - T_{м_1}$. Тем самым величины, входящие в параметрический критерий $O_т$, определяют начальные граничные условия для процессов в контактных аппаратах, заданные непосредственно по требуемым режимам обработки воздуха или воды.

При граничных условиях $T_{м_1} = T_{w_1}$, т. е. в процессах адиабатического увлажнения воздуха, величина $O_т = 0$. Следовательно, в этих условиях отсутствуют потенциальные возможности для испарительного охлаждения воды.

При положительных значениях $O_т$ $(T_{м_1} > T_{w_1})$ процессы переноса тепла и массы характеризуются общим признаком результирующего понижения энтальпии воздуха и повышением температуры воды. При отрицательных значениях $O_т$ $(T_{м_1} < T_{w_1})$ процессы характеризуются общим признаком повышения энтальпии воздуха и понижением температуры воды в результате ее испарительного охлаждения.

Если в контактном аппарате осуществляется обработка полностью насыщенного воздуха $(T_1 = T_м)$, то направленность процессов переноса тепла и массы определяется соотношением величин $T_1 = T_{м_1}$ и T_{w_1}, т. е. знаком критерия $O_т$. При условии $T_1 = T_{м_1} > T_{w_1}$ величина $O_т = +\infty$ и процессы переноса тепла и массы протекают с охлаждением и осушением воздуха. Наличие температурного напора $(T_1 > T_{w_1})$ определяет перенос явного тепла от воздуха к воде; одновременно с понижением температуры воздуха, поскольку он полностью насыщен, осуществляется конденсация водяных паров из воздуха. Тем самым геометрические границы для потоков переноса тепла и массы равны, а изменение температур и парциальных давлений по поверхности контакта имеет подобный характер, как это показано на рис. 4.

При условии $T_{w_1} > T_1 = T_{м_1}$ величина $O_т = -\infty$, и процессы переноса тепла и массы протекают с нагревом и увлажнением воздуха, а вода понижает температуру от испарительного охлаждения. В силу того, что воздух полностью насыщен, восприятие им водяных паров с поверхности воды возможно только при изменении температуры воздуха. Наличие температурного напора $T_1 < T_{w_1}$ определяет нагрев воздуха и одновременно увеличение его ассимилирующей способности к усвоению влаги (возрастает величина $p_п$). Тем самым процесс переноса тепла от воды к воздуху определяет и процесс усвоения воздухом водяных паров. Геометрические границы для потоков тепла и массы также равны, а изменение температур и парциальных давлений имеет подобный характер, как это показано на рис. 8.

Как уже отмечено, в результате исследования контактных аппаратов получены данные о нарушении постоянства отношения коэффициентов тепломассообмена. Для объяснения причин нарушения выражения (1.35) используем теорию подобия.

Основным положением теории подобия является теорема Кирпичева—Гухмана [29], которая определяет возможность соблюдения подобия между явлениями при наличии одновременного выполнения двух требований: 1) описания обоих явлений одной и той же системой дифференциальных уравнений; 2) соблюдения подобных условий однозначности.

На тождественность структуры дифференциальных уравнений, описывающих процессы молекулярной теплопроводности и диффузии, обращалось внимание в § 1.2 при сопоставлении уравнений (1.8) и (1.9). С учетом малого влияния сопутствующих явлений переноса (стефанов поток, термодиффузия, диффузионная теплопроводность) аналогичными по структуре оказываются и дифференциальные уравнения, описывающие совместные процессы молекулярного и молярного (конвективного) переноса тепла и массы. Вывод этих дифференциальных уравнений можно найти, например, в работах Л. Д. Бермана [3]. Выше было оговорено, что для режимов работы аппаратов УКВ влияние сопутствующих явлений переноса весьма мало. Поэтому можно сделать вывод, что процессы переноса тепла и массы описываются одинаковыми по структуре дифференциальными уравнениями и между процессами существует аналогия. Следовательно, выполняется первое требование теоремы Кирпичева — Гухмана о подобии между процессами переноса тепла и массы.

Рассмотрим условия соблюдения второго требования этой теоремы. Для выполнения подобия между сравниваемыми процессами необходимо выполнение подобия между следующими условиями однозначности.

1. Геометрическое подобие формы аппарата и границ потоков:

$$\frac{x}{x_1} = \frac{y}{y_1} = \frac{z}{z_1} = \frac{l_1}{l_{m_1}} = \frac{l_2}{l_{m_2}} = \ldots = \frac{l_i}{l_{m_i}},$$

где x, y и z — координаты, определяющие геометрические формы аппарата для процессов переноса тепла; x_1, y_1 и z_1 — то же, для процессов переноса массы; l_1, l_2, ..., l_i — геометрические границы для потоков тепла; l_{m_1}, l_{m_2}, ..., l_{m_i} — то же, для потоков массы.

Для определенного контактного аппарата конструктивные геометрические размеры для процессов переноса тепла и массы одинаковы и, следовательно, $x = x_1$, $y = y_1$ и $z = z_1$. Однако геометрические границы потоков тепла и массы по общей поверхности обмена, как это было показано выше, зависят от особенностей совместно протекающих процессов тепломассообмена, и это положение должно быть специально оценено.

2. Подобие физических характеристик потоков для сходственных точек аппарата. Так как параметры воздуха и воды в УКВ изменяются сравнительно мало, то физические характеристики вполне допустимо принимать постоянными.

3. Подобие полей скоростей и изменений статических давлений в совпадающих по координатам точках аппарата. Гидродинамические режимы для процессов переноса тепла и массы в конкретном аппарате аналогичны, поэтому это условие подобия соблюдается.

4. Подобие изменения полей температур и парциальных давлений. При непосредственном контакте воздуха и воды распреде-

ление температур и парциальных давлений в сходственных точках аппарата зависит от особенностей совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса, что также должно быть специально оценено.

На рис. 9 на I—d-диаграмме показаны обычные сочетания начальных параметров воздуха и воды, характерные для возможных процессов тепломассообмена в контактных аппаратах УКВ. Условно считаем, что начальные параметры воздуха сохраняются неизменными (точка B), а начальная температура воды последо-

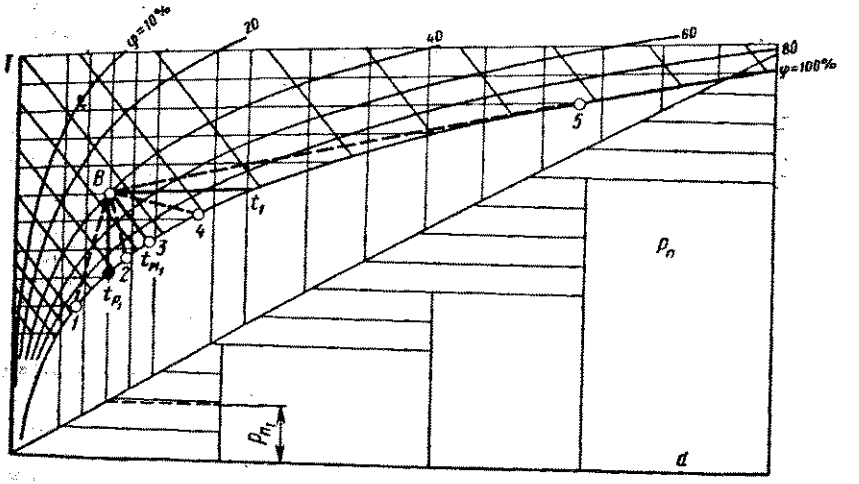


Рис. 9. Различное сочетание начальных параметров воздуха и воды для совместно протекающих процессов тепломассообмена в контактных аппаратах

вательно повышается (цифровые обозначения от 1 до 5). Изменение параметров воздуха и воды по поверхности контакта осуществляется по противоточной схеме.

При изменяющихся соотношениях начальных параметров воздуха и воды будут изменяться и особенности совместно протекающих процессов тепломассообмена. Для специальной оценки выделяются два условия однозначности: 1) соответствие геометрического равенства границ потоков тепла и массы; 2) соблюдение подобия изменения напоров температур и парциальных давлений в сходственных точках аппарата.

Одновременно с теоретическим анализом проведем сравнение с результатами испытаний различных контактных аппаратов. На рис. 10 представлен график изменения отношений опытных величин коэффициентов переноса в зависимости от различного сочетания начальных параметров воздуха и воды, выраженных через критерий $O_т$. Опыты Е. Е. Карписа [10], Л. М. Зусмановича [7] и автора проведены на двухрядной форсуночной камере поперечным сечением в 0,306 м². Опыты А. А. Гоголина [5] про-

ведены на форсуночной камере поперечным сечением в 2,4 м². Л. Д. Берманом изучались процессы испарительного охлаждения воды на пластинчатых элементах. А. А. Кузнецовой во ВНИХИ проведены испытания брызгальных, пленочных и капельных градирен. М. Д. Саришвили под руководством автора [17, 18] проведены исследования испарительного охлаждения воды в орошаемой насадке из пропитанных синтетическими смолами блоков крафтбумаги. Опыты проведены в значительном диапазоне изме-

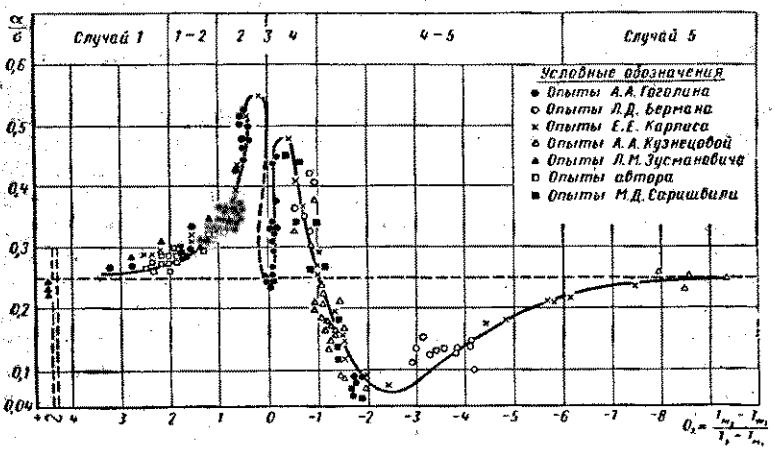


Рис. 10. Опытные данные по изменению отношений коэффициентов переноса в зависимости от критерия $O_т$ для различных режимов испытаний контактных аппаратов

нения как начальных параметров, так и соотношений количеств воздуха и воды.

По результатам экспериментов, используя выражения (1.26) и (1.29), находились средние значения коэффициентов переноса по отношению к общей поверхности контакта и средним значениям напоров потенциалов переноса. Вычисление последних производилось по замеренным параметрам воздуха и воды в начале и конце аппарата [например, используя выражение (1.19) для среднего температурного напора].

Необходимо отметить, что во многих контактных аппаратах вообще невозможно установить истинную поверхность обмена между воздухом и водой (например, в форсуночных камерах). В этих случаях вычисляются условные средние коэффициенты переноса по отношению к площади поперечного сечения или объему аппаратов.

Для случая *1* (см. рис. 9) характерно такое соотношение начальных параметров, которое обеспечивает протекание процессов охлаждения и осушения воздуха по всей поверхности контакта между воздухом и водой. Следовательно, геометрические границы для потоков тепла и массы одинаковы, а изменение напоров тем-

пературы и парциальных давлений по поверхности контакта имеет подобный характер, как это показано на рис. 4. Как следствие выполнения всех условий подобия для процессов переноса тепла и массы в этих режимах должно сохраняться постоянство отношения коэффициентов переноса

$$\alpha/\beta_d = \alpha/\sigma = c'_p.$$

Опытные данные для процессов охлаждения и осушения воздуха по преобладающей поверхности контакта относятся к диапазону изменения критерия O_τ от 2 до $+\infty$ (охлаждение полностью насыщенного воздуха [7]), как это показано на графике рис. 10.

Для случая *2* (см. рис. 5) соотношение начальных параметров таково, что обеспечивается протекание процессов охлаждения и увлажнения воздуха с одновременным понижением его энтальпии. Особенностью таких режимов является то, что перенос массы (испарение воды) способствует увеличению температурного напора по поверхности контакта, т. е. интенсифицирует процесс отнятия явного тепла от воздуха. В то же время массообмен уменьшает напор парциальных давлений. Следовательно, не соблюдается условие подобия изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта (см. рис. 4, *а* и 5). Вследствие увеличения температурных напоров возрастает количество отнимаемого от воздуха явного тепла и увеличиваются средние значения коэффициентов α. Поэтому отношение коэффициентов переноса будет больше теоретического значения Льюиса $\alpha/\sigma > c'_p$. Опытные данные для этих режимов обработки воздуха соответствуют величинам O_τ порядка от 1,2 до 0,3 (см. рис. 10).

Между случаями *1* и *2* наблюдаются условия, когда температура воды на отдельных участках поверхности контакта принимает значение выше температуры точки росы воздуха. Как следствие на этих участках появляются обратные потоки массы, т. е. испарение воды в воздух. Двойственность процессов переноса массы по поверхности контакта может обусловливаться следующими причинами: начальная температура воды незначительно меньше начальной температуры точки росы воздуха; наличие водяных капель малого размера, которые быстрей нагреваются, чем крупные капли; в объеме аппарата имеются места, которые неполно орошаются водой. В силу этих причин давление насыщения у поверхности воды становится выше парциального давления в воздухе, и происходит процесс испарения. Однако процесс отвода явного тепла сохраняет направленность от воздуха к воде. Следовательно, в режимах с двойственным характером процессов переноса массы нарушается равенство геометрических границ потоков тепла и массы.

Кроме того, процессы испарения связаны с затратой тепла, что будет способствовать увеличению температурного напора. Поэтому средние по поверхности обмена значения коэффициентов α будут иметь бо́льшие значения и отношения коэффициентов

переноса будут больше теоретического, но по численному значению меньше, чем для случая 2. Опытные данные для этих режимов соответствуют величинам $O_т$ порядка от 2 до 1,2.

Случай *3* отвечает условиям протекания процессов адиабатического увлажнения воздуха. Границы для потоков тепла и массы одинаковы, а изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта подобно (см. рис. 6). Как следствие выполнения всех условий подобия отношение коэффициентов переноса постоянно и равно теоретическому значению по выражению (1.35).

Случай *4* характеризуется таким соотношением начальных параметров, когда по всей поверхности контакта процесс массообмена направлен от воды к воздуху. Однако для процессов переноса явного тепла от воздуха к воде создаются условия, когда на части поверхности контакта явное тепло передается воде при наличии температурного напора в сторону воды, а на части поверхности контакта снижение температуры воздуха обусловливается процессами адиабатического увлажнения. Тем самым массоперенос создает условия интенсификации процессов отнятия явного тепла и получения более высоких коэффициентов α.

Конечно, размеры участков поверхности контакта, на которых происходит снижение температуры воздуха от его адиабатического увлажнения, зависят от конкретных особенностей осуществления процессов (орошение сепараторов, размер капель и др.). Однако в общем случае, при указанном соотношении начальных параметров воздуха и воды, создаются условия как нарушения равенства геометрических границ потоков для тепла и массы, так и подобия изменения напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта (см. рис. 7). Как следствие нарушения подобия условий однозначности отношение коэффициентов переноса не сохраняется постоянным и будет больше теоретического. Опытные данные для этих режимов соответствуют диапазону изменения $O_т$ от $-0{,}2$ до -1 (рис. 10).

Случай *5* (см. рис. 9) отвечает условиям, когда процессы переноса тепла и массы по всей поверхности обмена направлены от воды к воздуху. Геометрические границы потоков одинаковы, а изменение напоров температур и парциальных давлений по поверхности контакта подобно (см. рис. 8). Как следствие выполнения подобия всех условий однозначности сохраняется постоянство отношения коэффициентов переноса. Опытные данные для режимов работы энергетических градирен соответствуют диапазону изменения $O_т$ от -6 до $-\infty$.

Между случаями *4* и *5* необходимо выделить два режима испарительного охлаждения воды. Если начальная температура воды равна начальной температуре воздуха по сухому термометру (величина критерия $O_т = -1$), то перенос явного тепла будет определяться процессом переноса массы, так как в начальный момент отсутствует температурный напор $T_{w_1} = T_1$. Воздух

ненасыщен, и происходит испарение водяных паров, а на испарение расходуется тепло воды, т. е. понижается ее температура. Как следствие наличия потока массы создается температурный напор, что обусловит перенос явного тепла от воздуха к воде. Геометрические границы потоков тепла и массы равны, а изменения напоров температур и парциальных давлений подобны. Следовательно, в таких режимах выполняются все условия подобия и должно сохраняться постоянство отношения коэффициентов переноса (см. рис. 10).

Если начальная температура воды только на несколько градусов выше начальной температуры воздуха по сухому термометру, то конечная температура воды будет приближаться к значению конечной температуры воздуха. При определенном соотношении начальных параметров и количеств воздуха и воды могут создаваться условия, когда конечная температура воздуха может мало отличаться от начального значения, т. е. имеет место повышение парциального давления воздуха, а результирующий явный теплообмен незначителен или даже равен нулю. В таких режимах нарушается как равенство геометрических границ потоков тепла и массы по поверхности контакта, так и подобие изменения напоров температур и парциальных давлений. Вследствие уменьшения результирующего явного теплообмена отношение коэффициентов переноса будет меньше теоретического: $(\alpha/\sigma) < c_p'$. Опытные данные для таких режимов соответствуют диапазону изменения $O_т$ от —1 до —6.

Опытные данные по графику на рис. 10 соответствуют всему диапазону возможных сочетаний начальных параметров воздуха и воды в контактных аппаратах УКВ. Используя этот график, можно судить о границах, в которых справедливо использовать методы расчета, основанные на постоянстве отношения коэффициентов тепломассообмена.

§ 1.4. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Под поверхностными теплообменниками подразумеваются аппараты, в которых процессы переноса между обменивающимися средами (воздух—вода, воздух—холодильный агент и др.) осуществляются через разделяющую стенку, не проницаемую для жидкостей и газов. Механизм процессов тепломассообмена в поверхностных теплообменниках рассматривается под воздействием напора потенциалов (температур и парциальных давлений) между воздухом в ядре потока и слоем воздуха, прилегающим к наружной поверхности теплообменника. В зависимости от сочетания параметров воздуха в ядре потока и в слое у наружной разделяющей стенки для поверхностных теплообменников выделяются три режима обработки воздуха:

при $t > t_{f_2} \geqslant t_p$ процессы с отводом только явного тепла без изменения влагосодержания;

при $t_{f_2} > t$ процессы нагрева при постоянном влагосодержании;

при t и $t_p > t_{f_2}$ процессы с одновременным охлаждением и осушением (конденсация влаги).

Первоначально рассмотрим особенности процессов с переносом только явного тепла. Разделяющая стенка теплообменника имеет толщину δ и изготовлена из однородного материала с коэффициентом теплопроводности λ (рис. 11). С одной стороны стенка омывается холодной жидкостью с температурой t_w и внутренняя поверхность стенки имеет температуру t_{f_1}. С другой стороны стенки движется воздух с температурой t, а к наружной стенке прилегает слой воздуха с температурой t_{f_2}, равной температуре стенки. По условию t_{f_2} больше температуры точки росы воздуха в ядре потока t_p, но меньше t. Прилегающий к стенке воздух ненасыщен и имеет парциальное давление, а следовательно, и влагосодержание, равное парциальному давлению водяного пара и влагосодержанию воздуха в ядре потока. Наличие напора температур $t > t_{f_2}$ обусловит протекание процесса отнятия явного тепла от воздуха, а равенство парциальных давлений $p_{\text{п}} = p_{\text{н}f_2}$ — неизменность влагосодержания охлаждаемого воздуха. Плотность теплового потока от воздуха к наружной стенке определяется уравнением

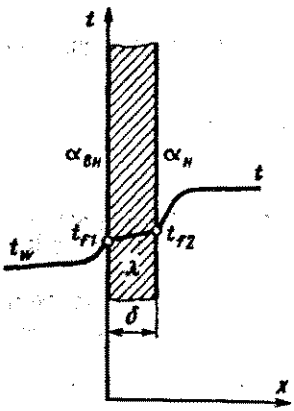


Рис. 11. Характер изменения температур при теплопередаче через гладкую разделяющую стенку теплообменника

$$q = \alpha_{\text{н}} (t - t_{f_2}). \qquad (1.42)$$

Здесь коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{н}}$ характеризует интенсивность теплоотдачи от воздуха к стенке и равен тепловому потоку, отнесенному к единице площади поверхности и температурному напору между воздухом и стенкой, т. е. имеет размерность ккал/м²·ч·град.

В условиях стационарного теплового режима аналогичный тепловой поток пройдет путем теплопроводности через твердую стенку:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{f_2} - t_{f_1}). \qquad (1.43)$$

Тот же тепловой поток передается от внутренней стенки к холодной жидкости:

$$q = \alpha_{\text{вн}}(t_{f_1} - t_w); \qquad (1.44)$$

здесь $\alpha_{вн}$ является коэффициентом теплоотдачи со стороны жидкости.

Из уравнений (1.42)—(1.44) определяются частные температурные напоры:

$$t - t_{f_2} = q\frac{1}{\alpha_н};\ t_{f_2} - t_{f_1} = q\frac{\delta}{\lambda};\ t_{f_1} - t_w = q\frac{1}{\alpha_{вн}}.$$

Складывая частные температурные напоры, получим

$$t - t_w = q\left(\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}\right),$$

или выражение для плотности теплового потока через разделяющую стенку будет иметь вид

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}(t - t_w) = k(t - t_w).$$

Коэффициент k называется коэффициентом теплопередачи; он характеризует интенсивность передачи тепла от одной среды (жидкости или газа) к другой через поверхность раздела и численно равен тепловому потоку, отнесенному к единице поверхности раздела и температурному напору между средами, т. е. имеет размерность ккал/м²·ч·град.

С целью упрощения решений по теплопередаче считается, что коэффициент теплопередачи не зависит от температуры и постоянен по поверхности теплообменника. Тогда уравнение для определения часового количества тепла, переданного через разделяющую поверхность теплообменника F, имеет вид

$$Q_я = kF\Delta t_{ср.\,л}\ \text{ккал/ч}. \qquad (1.45)$$

Величина $\Delta t_{ср.\,л}$ представляет собой значение среднего температурного напора между обменивающимися средами через поверхность теплообменника F. В общем случае вычисление величины среднего температурного напора производится по формуле среднелогарифмической разности (1.19).

Из уравнения (1.45) следует, что при заданных размерах поверхности теплообменника и температурах обменивающихся сред, определяющей величиной для теплопередачи является коэффициент k. Проведем анализ составляющих выражения для k:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (1.46)$$

Слагаемое δ/λ представляет собой термическое сопротивление теплопроводности через разделяющую стенку и зависит от толщины стенки δ и от теплопроводности материала стенки. Уменьшением толщины стенки теплообменника, а также использованием металлов с высокими коэффициентами теплопроводности λ (медь,

алюминий) достигается снижение термического сопротивления и тем самым повышение коэффициента теплопередачи k.

Примем, что $\delta/\lambda \to 0$ (тонкая стенка и высокий λ), а коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_н$ много меньше $\alpha_{вн}$. Выражение (1.46) представим в виде

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{1}{\alpha_{вн}}} = \frac{\alpha_н}{1 + \frac{\alpha_н}{\alpha_{вн}}}.$$

Из этого выражения следует, что коэффициент теплопередачи не может быть больше самого малого коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$.

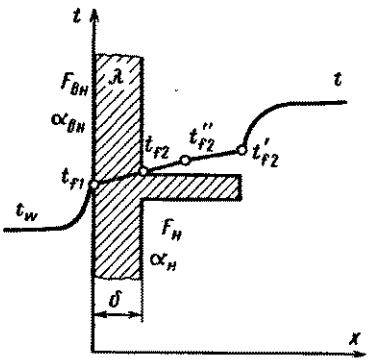


Рис. 12. Характер изменения температур при теплопередаче через оребренную разделяющую стенку теплообменника

Для поверхностных теплообменников УКВ характерно использование воды или холодильного агента в качестве среды, проходящей по одну сторону разделяющей стенки. Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{вн}$ для жидкостей значительно больше, чем коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_н$. Поэтому значение величины $\alpha_н$ является лимитирующим показателем для увеличения общего коэффициента теплопередачи k, а следовательно, и для интенсификации теплопередачи. Таким образом, при условиях $\alpha_н \ll \alpha_{вн}$ существенное увеличение k возможно только путем увеличения $\alpha_н$. Другим направлением для интенсификации теплообмена является увеличение поверхности теплообменника со стороны низких значений $\alpha_н$. Конструктивно это достигается оребрением разделяющей стенки с той стороны, где значения коэффициентов теплоотдачи наименьшие.

На рис. 12 представлен характер изменения температур при теплопередаче через оребренную разделяющую стенку, изготовленную из однородного материала с коэффициентом теплопроводности λ. Количество тепла, подводимого от воздуха к наружной оребренной поверхности $F_н$, определяется уравнением

$$Q = \alpha_н F_н (t - t''_{f_2}); \qquad (1.47)$$

здесь t''_{f_2} соответствует средней температуре ребра, которая повышается от значения t_{f_2} у основания до температуры кромки ребра t'_{f_2}. Это изменение температуры является следствием термического сопротивления ребра и может быть оценено через коэффициент эффективности ребра по выражению

$$\eta_р = \frac{t - t''_{f_2}}{t - t_{f_2}}. \qquad (1.48)$$

Величина $\eta_р$ всегда меньше единицы и зависит от конструктивных особенностей оребрения, условий теплоотдачи на поверхности, что подробно рассматривается в гл. III. Используем коэффициент эффективности $\eta_р$ для нахождения температурного напора со стороны воздуха:

$$t - t''_{f_2} = \eta_р (t - t_{f_2}),$$

тогда уравнение (1.47) примет вид

$$Q = \alpha_н F_н \eta_р (t - t_{f_2}). \qquad (1.49)$$

В условиях стационарного теплового режима аналогичное количество тепла пройдет путем теплопроводности через поверхность $F_{вн}$:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_{вн} (t_{f_2} - t_{f_1}). \qquad (1.50)$$

Тот же тепловой поток передается от внутренней поверхности $F_{вн}$ к холодной жидкости:

$$Q = \alpha_{вн} F_{вн} (t_{f_1} - t_w). \qquad (1.51)$$

Из уравнений (1.49)—(1.51) определяются частные температурные напоры:

$$t - t_{f_2} = Q \frac{1}{\alpha_н F_н \eta_р}; \; t_{f_2} - t_{f_1} = Q \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_{вн}}; \; t_{f_1} - t_w = Q \frac{1}{\alpha_{вн} F_{вн}}.$$

Складывая частные температурные напоры, после преобразования получим

$$Q = \frac{t - t_w}{\frac{1}{\alpha_н F_н \eta_р} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{вн} F_{вн}}}.$$

Если расчет вести на единицу оребренной поверхности, то получим

$$q = \frac{Q}{F_н} = \frac{t - t_w}{\frac{1}{\alpha_н \eta_р} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_н}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_н}{F_{вн}}} = k (t - t_w); \qquad (1.52)$$

здесь k — коэффициент теплопередачи для оребренной стенки.

Отношение $F_н / F_{вн}$ называют коэффициентом оребрения.

Расчет количества тепла, передаваемого через оребренную поверхность теплообменника, производится по выражению, аналогичному уравнению (1.45), но с использованием величин k и $F_н$, относящихся к условиям оребренного теплообменника.

Рассмотрим особенности процессов совместного переноса тепла и массы на гладкой разделяющей стенке теплообменника (рис. 13). В силу наличия напора температур $t > t_{f_2}$ воздух отдает явное тепло и понижает температуру. Температура поверхности t_{f_2} [illegible] температуры точки росы воздуха в ядре потока. Тогда

на поверхности раздела у стенки образуется слой насыщенного воздуха, переохлаждение которого приводит к выпадению влаги на стенке. Считаем, что пленка конденсата образуется на всей наружной поверхности стенки и при установившемся стационарном режиме имеет толщину $\delta_к$, так как дальнейший избыток конденсата постоянно отводится с поверхности теплообменника. В свою очередь, процесс конденсации протекает с выделением тепла фазового превращения, что вызывает некоторое повышение температуры пленки $t^{п}_{f_2}$ по сравнению с температурой поверхности стенки t_{f_2}.

Вопросы, связанные с учетом термического сопротивления пленки конденсата, а также повышения ее температуры, мало изучены. В некоторых работах указывается на сравнительно малое влияние этих факторов при обычных условиях работы поверхностных теплообменников в УКВ. Поэтому в первом приближении считаем справедливым эти допущения и принимаем, что при стационарном режиме насыщенный воздух у поверхности пленки конденсата имеет параметры $t^{п}_{f_2} \approx t_{f_2}$ и $p^{п}_{нf_2} \approx p_{нf_2}$.

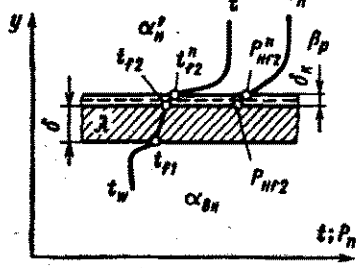


Рис. 13. Характер изменения температур и парциальных давлений при охлаждении и осушении воздуха на гладкой разделяющей стенке теплообменника

В силу наличия напора температур $t \geqslant t_{f_2}$ и напора парциальных давлений $p_п \geqslant p_{нf_2}$ плотности потоков явного $q_я$ и скрытого q_m тепла направлены от воздуха к стенке, и полтность потока полного тепла составляет

$$q_п = q_я + q_m = \alpha'_н (t - t_{f_2}) + \beta_р (p_п - p_{нf_2}) r.$$

Здесь коэффициент теплоотдачи $\alpha'_н$ соответствует условиям теплообмена воздуха с наружной разделяющей стенкой при условии наличия на ней пленки конденсата. Используем безразмерный показатель ξ по выражению (1.15) для уравнения плотности потока полного тепла:

$$q_п = q_я \xi = \alpha'_н \xi (t - t_{f_2}). \qquad (1.53)$$

При установившемся тепловом режиме поступивший к наружной поверхности стенки поток полного тепла должен быть передан путем теплопроводности

$$q_п = (\lambda/\delta)(t_{f_2} - t_{f_1}) \qquad (1.54)$$

и далее воспринят холодной жидкостью

$$q_п = \alpha_{вн} (t_{f_1} - t_ж). \qquad (1.55)$$

Из уравнений (1.53)—(1.55) определяются частные температурные напоры:

$$t - t_{f_3} = q_{\text{п}} \frac{1}{\alpha'_{\text{н}} \xi}; \quad t_{f_2} - t_{f_1} = q_{\text{п}} \frac{\delta}{\lambda}; \quad t_{f_1} - t_w = q_{\text{п}} \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}.$$

Складывая частные температурные напоры, получим

$$t - t_w = q_{\text{п}} \left(\frac{1}{\alpha'_{\text{н}} \xi} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right),$$

или выражение для плотности потока полного тепла через разделяющую стенку будет иметь вид

$$q_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{\text{н}} \xi} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} (t - t_w) = k_{\text{п}} (t - t_w) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Коэффициент $k_{\text{п}}$ называется коэффициентом полной теплопередачи; он характеризует интенсивность передачи полного тепла от воздуха через разделяющую стенку теплообменника к другой среде (вода, холодильный агент) и численно равен полному тепловому потоку, отнесенному к единице поверхности раздела и температурному напору между средами, т. е. имеет размерность ккал/м^2·ч·град. Для упрощения считается, что $k_{\text{п}}$ постоянен по поверхности, и определение часового количества полного тепла, переданного через разделяющую поверхность теплообменника F, производится по уравнению

$$Q_{\text{п}} = k_{\text{п}} F \Delta t_{\text{ср. л}}. \qquad (1.56)$$

Величина среднего температурного напора $\Delta t_{\text{ср.л}}$ между обменивающимися средами через поверхность F может вычисляться по выражению (1.19). При этом делается допущение, что $k_{\text{п}}$ и ξ постоянны по поверхности F и имеют осредненные значения.

Аналогично процессам передачи только явного тепла для режимов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных теплообменниках также характерны меньшие значения коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха по сравнению с коэффициентами теплоотдачи со стороны жидкости (вода, холодильный агент). Поэтому для интенсификации процессов полного теплообмена также прибегают к оребрению стенок со стороны воздуха. По аналогии с ранее проведенными выводами может быть получено выражение для коэффициента полной теплопередачи в оребренном теплообменнике в следующем виде:

$$k_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{\text{н}} \xi \eta_{\text{р}}} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \qquad (1.57)$$

Вычисление часового количества полного тепла производится по выражению, аналогичному (1.56), но с использованием вели-

чин $k_п$ и $F_н$, относящихся к условиям теплообмена при наличии оребрения теплообменника.

Для практического использования уравнений (1.45) и (1.56) при расчете процессов обработки воздуха в поверхностных теплообменниках необходимо располагать опытными данными о зависимости коэффициентов теплопередачи k и $k_п$. Аналитический расчет значений этих коэффициентов возможен только для упрощенных и идеализированных случаев. Основным методом нахождения величин коэффициентов теплопередачи является путь экспериментального исследования и установление опытных зависимостей. По результатам опытов средние по поверхности раздела коэффициенты теплопередачи вычисляются по выражению

$$k = Gc'_p (t_1 - t_2)/(F\Delta t_{ср.\,л}) \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \quad (1.58)$$

Средние по поверхности раздела коэффициенты полной теплопередачи вычисляются по результатам опытов по выражению

$$k_п = G(I_1 - I_2)/(F\Delta t_{ср.\,л}) \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \quad (1.59)$$

§ 1.5. ОЦЕНКА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КОЭФФИЦИЕНТОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НАЧАЛЬНОГО НАПОРА ПОТЕНЦИАЛОВ И ЧИСЕЛ ЕДИНИЦ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА

С термодинамической точки зрения эффективность теплообменного аппарата может быть оценена сопоставлением реального и идеального процессов. Если представить идеализированный поверхностный или контактный аппарат с бесконечно большой поверхностью, то максимально возможное количество отведенного тепла будет иметь место при полном использовании начального напора потенциалов переноса. Для переноса явного тепла процесс теплообмена протекает под воздействием напора температур, и максимально возможное количество отведенного от воздуха тепла определится по уравнению

$$Q_я^{max} = Gc'_p (t - t_{w_1}) \text{ ккал/ч}.$$

В реальных условиях поверхность аппаратов всегда имеет конечные размеры, и не может быть обеспечено полного использования начального напора температур. Поэтому реально отводимое тепло всегда меньше:

$$Q_я = Gc'_p (t_1 - t_2) \text{ ккал/ч}.$$

Сравнение реальных условий с идеальными позволяет дать оценку степени совершенства процесса в термодинамическом отношении в форме коэффициента использования напора началь-

ных потенциалов. В режимах переноса явного тепла коэффициент использования имеет вид:

для режимов охлаждения воздуха

$$E_t = \frac{Q_я}{Q_я^{max}} = \frac{Gc_p'(t_1 - t_2)}{Gc_p'(t_1 - t_{w_1})} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w_1}}; \quad (1.60)$$

для режимов нагрева воздуха

$$E_t = \frac{Q_я}{Q_я^{max}} = \frac{Gc_p'(t_2 - t_1)}{Gc_p'(t_{w_1} - t_1)} = \frac{t_2 - t_1}{t_{w_1} - t_1}. \quad (1.61)$$

Рассмотрим вывод зависимости для показателя E_t для наиболее общего случая осуществления процесса охлаждения с одновременным изменением влагосодержания воздуха. Процессы тепло- и массообмена осуществляются в противоточном аппарате (контактном или поверхностном) и на элементе поверхности dF справедливо уравнение теплового баланса для явного тепла по выражению (1.22). При этом считаем, что величина теплового эквивалента воздушного потока меньше теплового эквивалента по восприятию явного тепла водяным потоком, т. е. $Gc_p' < G_w c_w/\xi$. Как правило, это условие характерно для аппаратов установок кондиционирования.

Полученное выше выражение (1.25), характеризующее изменение температурного напора в процессах теплообмена, осложненных массообменом, представим в несколько преобразованном виде:

$$\frac{t_2 - t_{w_1}}{t_1 - t_{w_2}} = e^{-N_t\left(1 - \frac{Gc_p'\xi}{G_w c_w}\right)}, \quad (1.62)$$

где N_t — число единиц переноса явного тепла;

$$N_t = \alpha F/(Gc_p'). \quad (1.63)$$

Для контактных аппаратов в данном выражении используется поверхность F, по отношению к которой вычислялся средний по поверхности коэффициент теплоотдачи α. Для поверхностных теплообменников в выражении используется поверхность F, по отношению к которой вычислялись средние значения коэффициентов теплопередачи k. В настоящее время для реальных аппаратов значения коэффициентов переноса α и k находятся по результатам экспериментальных исследований и вычисляются соответственно по выражениям (1.26) и (1.58). Если использовать (1.26) для нахождения среднего по поверхности коэффициента α, то выражение (1.63) для числа единиц переноса явного тепла может быть представлено в виде

$$N_t = \frac{\alpha F}{Gc_p'} = \frac{Gc_p'(t_1 - t_2)F}{F\Delta t_{ср.\,л} Gc_p'} = \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{ср.\,л}}.$$

Следовательно, показатель числа единиц переноса явного тепла можно рассматривать как безразмерную характеристику теплообменного аппарата с точки зрения возможностей переноса явного тепла. Если при сравнении двух аппаратов обеспечиваются одинаковые величины среднего температурного напора $\Delta t_{ср.л}$, то более совершенным в теплотехническом отношении будет тот аппарат, в котором достигается бóльшая степень охлаждения $t_1 - t_2$.

Безразмерное соотношение тепловых эквивалентов для обменивающихся потоков обозначим

$$Б = Gc'_p\xi/(G_w c_w). \qquad (1.64)$$

Тогда выражение (1.62) примет вид

$$\frac{t_2 - t_{w_1}}{t_1 - t_{w_2}} = e^{-N_t(1-Б)}. \qquad (1.65)$$

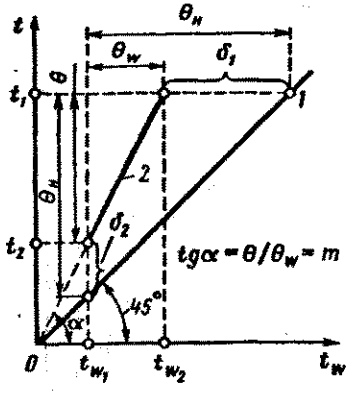


Рис. 14. Графическое построение изменения температурных перепадов в противоточном теплообменнике при $G'_{ср} < G_w c_w/\xi$:

1 — линия равновесия с наклоном, равным единице; *2* — рабочая линия с наклоном $m = 1/Б$

Для преобразования этого выражения к виду уравнения в отношении показателя E_t построим график для равновесной и рабочей линии температур обменивающихся сред, представленный на рис. 14. При построении графика приняты следующие обозначения:

$$t_1 - t_{w_1} = \theta_н; \quad t_{w_2} - t_{w_1} = \theta_w;$$

$$t_1 - t_2 = \theta;$$

$$t_2 - t_{w_1} = \delta_2; \quad t_1 - t_{w_2} = \delta_1.$$

Из графического построения получим соотношения

$$t_2 - t_{w_1} = \delta_2 = \theta_н - \theta; \; t_1 - t_{w_2} = \delta_1 = \theta_н - \theta_w = \theta_н - \frac{\theta}{m}.$$

Таким образом:

$$\frac{t_2 - t_{w_1}}{t_1 - t_{w_2}} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{1 - \theta/\theta_н}{1 - \theta/(\theta_н m)}.$$

Выражение для E_t (1.60) с использованием принятых обозначений получит вид

$$E_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w_1}} = \frac{\theta}{\theta_н}.$$

Используя это выражение для преобразования предыдущего соотношения, получим

$$\frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{1 - E_t}{1 - (E_t/m)} = \frac{1 - E_t}{1 - БE_t}.$$

Решая данное уравнение совместно с выражением (1.65), после преобразования относительно показателя E_t получим

$$E_t = \frac{1 - e^{-N_t(1-B)}}{1 - Be^{-N_t(1-B)}}. \qquad (1.66)$$

Используя это выражение, можно провести построение графической зависимости коэффициента E_t для противоточной схемы, которая редко встречается в реальных аппаратах установок кондиционирования. Наиболее характерной является противоточно-перекрестная схема движения воздуха и воды, для которой графическая зависимость для E_t показана на рис. 15. Из графика видно, что характер зависимости значительно изменяется по мере увеличения значений N_t. В диапазоне увеличения N_t от 0,5 до 1,6 величины E_t возрастают на 80—70% при соответствующих постоянных B; при N_t от 1,6 до 3,0 имеет место возрастание E_t на 15—14%; при N_t от 3,0 до 4,0 величины E_t увеличиваются только на 5—4%.

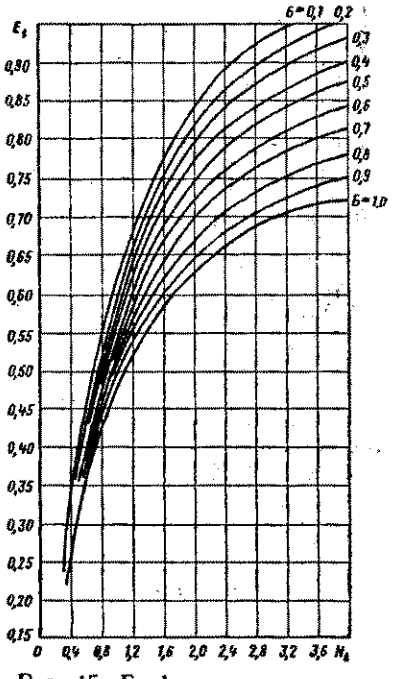


Рис. 15. Графическая зависимость E_t для перекрестно-противоточной схемы движения потоков

Следовательно, в области N_t порядка 3,6—4,0 наступает асимптотический характер приближения показателя E_t к предельному значению. Поэтому в этом диапазоне увеличение E_t при постоянных B связано со значительными трудностями в термодинамическом отношении, т. е. требуется увеличение габаритов и массы теплообменника, значительное повышение потерь энергии обменивающихся потоков и т. д., при достижении весьма малого увеличения степени охлаждения (или нагрева) воздуха. При решении реальных задач следует ограничиваться оптимальными значениями N_t и E_t, выбор которых облегчается благодаря наглядности формы зависимости для E_t.

Для процессов полного теплообмена в идеализированном аппарате при полном использовании начального напора потенциалов переноса максимально возможное количество отведенного от воздуха полного тепла определится по уравнению

$$Q_{\text{п}}^{\max} = G(I_1 - I_{w_1}) \text{ ккал/ч.}$$

В реальных условиях полный теплообмен всегда меньше:

$$Q_{\text{п}} = G(I_1 - I_2) \text{ ккал/ч.}$$

Коэффициент использования начального напора энтальпии примет вид

$$E_I = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{п}}^{\max}} = \frac{G(I_1 - I_2)}{G(I_1 - I_{w_1})} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{w_1}}. \quad (1.67)$$

В режимах испарительного охлаждения воды коэффициент использования начального напора энтальпий имеет вид

$$E_I^w = \frac{I_{w_1} - I_{w2}}{I_{w_1} - I_1}. \quad (1.68)$$

В работе [17] проведен вывод аналитического выражения для коэффициента использования начального напора энтальпий. Число единиц переноса полного тепла.

$$N_I = \sigma F/G. \quad (1.69)$$

Для контактных аппаратов в этом выражении используется поверхность F, по отношению к которой вычислялся средний по поверхности коэффициент полного теплообмена σ. По результатам опытов коэффициент σ находится по выражению (1.29). Используем выражение для σ по результатам опытов и подставим в (1.69); тогда формула для N_I примет вид

$$N_I = \frac{\sigma F}{G} = \frac{G(I_1 - I_2)F}{F\Delta I_{\text{ср. л}} G} = \frac{I_1 - I_2}{\Delta I_{\text{ср. л}}}. \quad (1.70)$$

Следовательно, показатель N_I является безразмерной характеристикой тёплообменного аппарата с точки зрения возможностей переноса полного тепла. Сравнение с выражением (1.63) показывает на аналогичные термодинамические свойства показателей N_I и N_J.

Для процессов массообмена в идеализированном аппарате при полном использовании начального напора потенциалов переноса максимально возможное количество отведенной от воздуха влаги будет

$$G_m^{\max} = G(d_1 - d_{w_1}) \text{ кг/ч.}$$

В реальных условиях массообмен меньше:

$$G_m = G(d_1 - d_2) \text{ кг/ч.}$$

Коэффициент использования начального напора влагосодержаний примет вид

$$E_d = \frac{G_m}{G_m^{\max}} = \frac{G(d_1 - d_2)}{G(d_1 - d_{w_1})} = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_{w_1}}.$$

Число единиц переноса массы имеет вид

$$N_d = \beta_d F/G.$$

Термодинамический смысл показателя N_d аналогичен рассмотренным выше преобразованиям по выражениям (1.63) и (1.70).

Методика расчета с помощью показателей коэффициентов использования начального напора потенциалов и чисел единиц переноса тепла, а также необходимые опытные данные по коэффициентам тепло- и массообмена приводятся в последующих разделах.

Глава II ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ АППАРАТОВ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ КОНТАКТОМ ВОЗДУХА И ВОДЫ

В УКВ значительное применение получили контактные аппараты, конструктивно выполняемые как камеры орошения и орошаемые слои. Рассмотрим особенности расчета и проектирования этих аппаратов.

§ 2.1. КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

В камерах орошения характерно создание контактной поверхности с потоком воздуха путем распыления воды с помощью механических форсунок. Под термином распыление подразумевается процесс дробления (диспергирования) воды на достаточно мелкие капли, что обеспечивает значительное развитие поверхности контакта по сравнению с поверхностью первоначальной струи. Так, при распылении 1 кг воды на капли диаметром $d_к$ образуется следующая поверхность капель $F_к$:

$d_к$, мм	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8
$F_к$, м²/кг	120	60	30	20	15	12	7,5

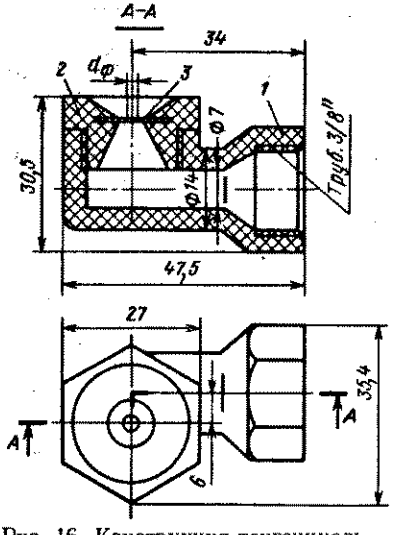


Рис. 16. Конструкция тангенциальной (угловой) форсунки из капрона:
1 — корпус (из капрона); *2* — пробка (из капрона); *3* — латунная шайба с выходным отверстием $d_ф$

Для механических форсунок различного типа общим конструктивным приемом является устройство предварительного закручивания распыляемой струи воды, что обеспечивает увеличение турбулизации струи, а тем самым повышение качества распыла. В отечественной практике кондиционеростроения наибольшее распространение получили тангенциальные (угловые) форсунки (рис. 16). К цилиндрической камере форсунки вода подводится по каналу диаметром 7 мм. Ось канала смещена относительно центра камеры форсунки, что обеспечивает закручивание струи перед выбросом ее через выходное отверстие. Выходя из отверстия, струя воды распадается, так как прекращается

сжимающее действие центростремительных реакций стенок камеры форсунки.

Степень раздробления струи (дисперсионный состав распыла) будет зависеть от конструкции форсунки, диаметра выходного отверстия, давления жидкости, параметров жидкости и среды, куда происходит распыл (скорость и направление потока и др.). Однако и при определенных условиях распыления в факеле форсунок наблюдается значительное разнообразие по размерам капель. Е. В. Стефановым [40] получены следующие экспериментальные данные по характеру распределения размеров капель в факеле тангенциальных (угловых) форсунок:

Размер капель, мм	0,04—0,10	0,12—0,20	0,21—0,30	0,30—0,40	0,41—0,50	Более 0,50
Содержание капель в массе распыляемой воды, %						
при $d_ф = 4$ мм и $P_ф =$ $= 2$ ати	2	6,2	8,5	9,6	9,4	64,3
при $d_ф = 5$ мм и $P_ф =$ $= 1{,}5$ ати	0,5	2,3	4,7	5,9	6,7	78,9

Можно отметить, что с увеличением диаметра выходного отверстия $d_ф$ и уменьшением давления воды перед форсунками $P_ф$ уменьшается дисперсность распыла. Изготовляемые промышленностью тангенциальные форсунки (рис. 16) могут поставляться со следующими диаметрами выходных отверстий: 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5 мм. В зависимости от диаметра выходного отверстия и давления воды изменяется расход форсунки, который может быть вычислен по опытному выражению

$$g_ф = 38{,}5 d_ф^{1{,}38} P_ф^{0{,}48} \text{ кг/ч}$$

или найден по графику на рис. 17.

В зависимости от конкретных требований по режимам обработки воздуха выбирается диаметр выходного отверстия и давление воды. При выборе необходимо учитывать следующие обстоятельства. Камеры орошения, как правило, предназначаются для круглогодичной обработки и в том числе для осуществления наиболее ответственных режимов охлаждения и осушения воздуха. Наличие в факеле форсунок капель малого размера оказывает большое влияние на результирующие процессы переноса тепла и массы. Мельчайшие капли сравнительно больше времени находятся в потоке воздуха и, обладая меньшей массой, принимают более высокую температуру, чем это характерно для основной массы воды.

Как отмечено выше, естественным пределом для изменения температуры воды в потоке воздуха является температура воздуха по мокрому термометру. Поэтому при повышенном нагреве можно быстрей достигнуть температуры, при которой на поверхности капель давление насыщения водяных паров становится больше, чем в ядре потока воздуха, и возникает процесс испарения. В ре-

зультате увлажнения части воздуха, контактировавшего с мелкими каплями, может значительно понизиться осушающий эффект для всего потока воздуха. Поэтому процессы охлаждения и осушения рекомендуется осуществлять с форсунками, имеющими диаметры выходных отверстий 4,5—5,5 мм (грубого распыла).

Давление воды перед форсунками не рекомендуется принимать менее 1,0 ати, так как при малых давлениях не достигается до-

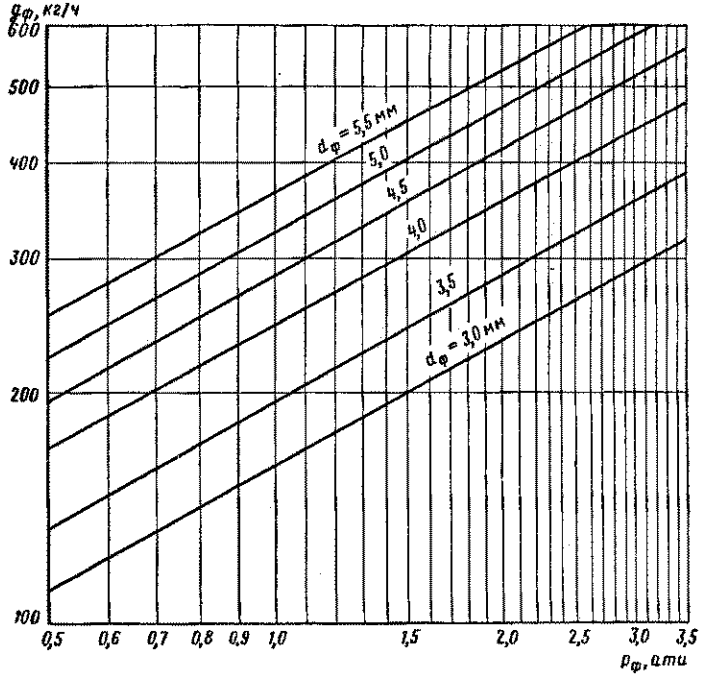


Рис. 17. График расхода тангенциальной форсунки в зависимости от диаметра выходного отверстия и давления воды

статочного раскрытия факела распыла и может не обеспечиваться перекрытие каплями воды всего сечения оросительного пространства камеры. Верхний предел давления воды перед форсунками по опыту конструирования типовых двухрядных камер орошения рекомендуется ограничивать 2,5 ати.

На рис. 18 показана принципиальная схема типовой двухрядной горизонтальной (по ходу воздуха) камеры орошения, получившей наибольшее распространение в нашей стране. Поддон, две боковые стенки и потолок образуют корпус камеры. В поддоне *1* с помощью шарового вентиля *8*, соединенного с водопроводом, поддерживается постоянный уровень воды, избыток которой удаляется через перелив *2*. Всасывающий трубопровод к насосу соединяется с фланцем водяного фильтра *9*, а нагнетательный

трубопровод — с фланцами коллекторов *6*. На коллекторах вертикально располагаются стояки *4* с патрубками, на которые наворачиваются форсунки *5*. Расположение форсунок на стояках выбирается таким образом, чтобы обеспечивалось перекрытие факелом распыла всего поперечного сечения оросительного пространства. На входе воздуха в камеру предусматривается воздухораспределительное устройство *3*, служащее для выравнивания потока воздуха по сечению камеры и предотвращения выбрызгива-

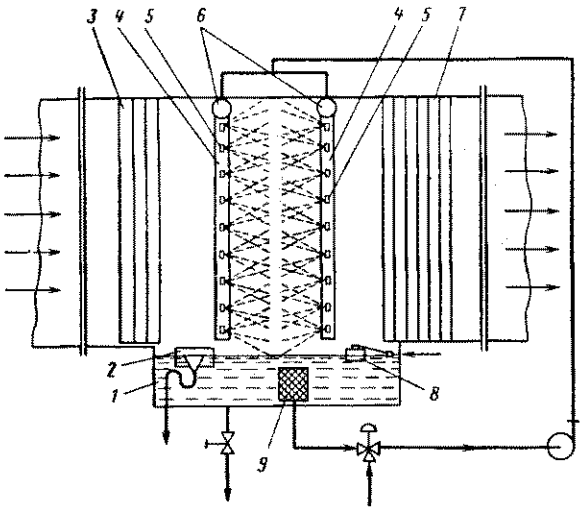


Рис. 18. Принципиальная схема типовой двухрядной горизонтальной камеры орошения

ния воды. В выходном сечении располагается каплеулавливающее устройство (сепараторы) *7*.

Массовая скорость воздуха в поперечном сечении камеры орошения ограничивается значениями 3—3,2 кг/м^2·с. Это объясняется тем, что при дальнейшем повышении скорости воздуха выходные каплеуловители (см. рис. 18), применяемые в типовых горизонтальных камерах, не обеспечивают надежного отделения от воздушного потока взвешенных капель воды. Исходя из номинального значения массовой скорости воздуха 3—3,2 кг/м^2·с и требуемой производительности по воздуху определяется поперечное сечение камеры орошения.

Анализ действительных условий протекания процессов переноса тепла и массы в камерах орошения крайне осложняется тем, что невозможно определить размеры истинных поверхностей и время контакта между каплями воды и потоком воздуха, поля температур, парциальных давлений и скорости движения обменивающихся сред в различных частях аппарата. Поэтому прибегают к упрощающим предпосылкам и о процессах тепло- и массообмена

судят по усредненным показателям, полученным в результате измерений параметров воздуха и воды на входе и выходе из камеры. В частности, процесс изменения параметров воздуха по объему камеры орошения при построении на I—d-диаграмме изображается прямой линией, соединяющей точки начального и конечного состояния воздуха (рис. 19). Пусть в начальном состоянии воздух отвечает энтальпии I_1 и влагосодержанию d_1, а после обработки в камере соответственно I_2 и d_2. Тогда изменение параметров воздуха будет характеризоваться

$$\frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2} = \frac{I_1 - I_f}{d_1 - d_f} = \varepsilon \text{ ккал/кг}. \qquad (2.1)$$

Это уравнение является уравнением прямой, соединяющей точки начального и конечного состояния воздуха, а также про-

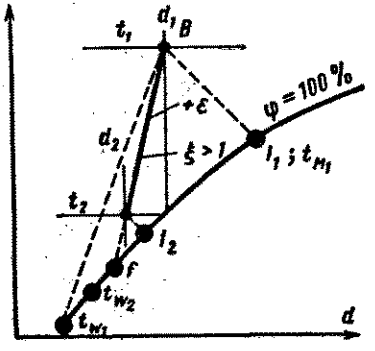


Рис. 19. Изображение на I—d-диаграмме процессов охлаждения и осушения воздуха при непосредственном контакте воздуха и воды

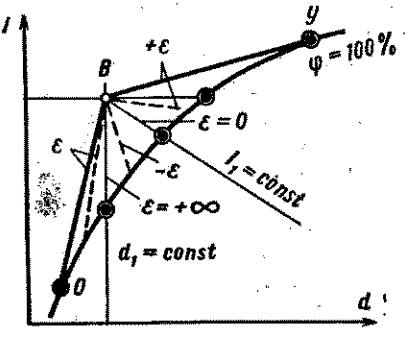


Рис. 20. Изображение на I—d-диаграмме возможных процессов при непосредственном контакте воздуха и воды

ходящей через точку f на пересечении с кривой $\varphi = 100\%$. Локальные значения параметров, принимаемые отдельными частями воздуха при контакте с каплями воды различных размеров и температур, будут весьма разнообразны по объему камеры орошения. В общем случае изменение параметров воздуха ограничено пределами, определяемыми начальной температурой воды t_{w_1} и начальной температурой воздуха по мокрому термометру t_{M_1}. При построении на I—d-диаграмме процессов охлаждения и осушения воздуха эти ограничения определяются границами треугольника $Bt_{w_1}t_{M_1}$ (см. рис. 19). Для общей массы потока воздуха могут быть выявлены усредняющие показатели по результирующим потокам переноса тепла и массы. В этом случае точка f может рассматриваться в качестве условной средней температуры поверхности контакта, определяющей направленность усредненных потоков тепла и массы.

Величину ε называют тепловлажностным отношением или угловым масштабом луча процесса. Рассмотрим особенности из-

менения величин ε для наиболее характерных процессов переноса тепла и массы при непосредственном контакте воздуха и воды (камеры орошения и орошаемые слои). По-прежнему считаем за положительное направление потоков тепла и массы направление от воздуха к воде (рис. 20).

В процессах с одновременным охлаждением ($I_1 > I_2$) и осушением ($d_1 > d_2$) воздуха величины ε имеют положительное значение, а граница для возможных значений конечных параметров воздуха определяется касательной линией BO к кривой $\varphi = 100\%$.

При охлаждении ($I_1 > I_2$) без изменения влагосодержания ($d_1 = d_2$) воздуха значение тепловлажностного отношения соответствует $\varepsilon = +\infty$.

В процессах охлаждения ($I_1 > I_2$) с одновременным увлажнением ($d_1 < d_2$) величины ε имеют отрицательное значение. При адиабатическом увлажнении ($I_1 = I_2$) и ($d_1 < d_2$) величины $\varepsilon = 0$.

В процессах с одновременным повышением энтальпии ($I_1 < I_2$) и увлажнением ($d_1 < d_2$) воздуха величины ε имеют положительное значение, а границей для возможных конечных параметров воздуха является касательная $BУ$ к кривой $\varphi = 100\%$.

Часто на полях I—d-диаграммы наносятся величины ε, которые используются при графическом построении [33].

Аналогично ε величины безразмерных показателей соотношений количеств потоков полного и явного тепла ξ по выражению (1.15) также принимаются постоянными по поверхности контакта и равными значениям, вычисляемым по параметрам воздуха до и после аппарата:

$$\frac{I_1 - I_2}{c_p'(t_1 - t_2)} = \frac{I_1 - I_f}{c_p'(t_1 - t_f)} = \xi. \qquad (2.2)$$

При изображении на I—d-диаграмме величина ξ так же, как и ε, направлена на условно среднее значение температуры поверхности воды f (см. рис. 19).

Переходя к изложению основ расчета процессов в камерах орошения, необходимо отметить, что в отечественной и зарубежной технической литературе представлены разнообразные методики и рекомендации для расчетной практики. Эти методики можно разделить на две группы: 1) методы расчета с использованием опытных значений коэффициентов тепло- и массообмена; 2) методы расчета с применением опытных значений в форме безразмерных показателей, определяющих условия протекания реальных процессов по отношению к условно принятому пределу (например, в форме отношения действительного перепада температур $t_1 - t_2$ к начальному перепаду температур $t_1 - t_{p_1}$ воздуха и др.).

Для обеих групп методов расчета общей предпосылкой к использованию является наличие экспериментальных зависимостей, которые справедливо распространять на конкретные усло-

вия расчета и проектирование камер орошения. Поэтому достоинство любого из методов прежде всего определяется надежностью исходных опытных данных, а также сравнительной простотой методики для практического использования.

Методы расчета первой группы предполагают наличие экспериментально установленных зависимостей для коэффициентов тепло- и массообмена, которые по результатам опытов вычисляются по выражениям (1.26), (1.28) и (1.29). Поверхность контакта в камерах орошения образуется каплями, пленкой воды на конструктивных элементах камеры, зеркалом воды в поддоне. Истинные размеры поверхности контакта неизвестны. Поэтому коэффициенты переноса вычисляют по отношению к объему камеры $V_к$ или поперечному сечению камеры $F_к$. Соотношение количеств воды и воздуха выражают через коэффициент орошения

$$B = G_w/G \text{ кг воды/кг воздуха.}$$

Гидродинамические условия учитываются по показателю массовой скорости воздуха в поперечном сечении камеры

$$(v\rho) = G/3600F_к \text{ кг/м}^2\cdot\text{с.}$$

Конструктивное выполнение камеры (плотность установки форсунок, длина оросительного пространства и др.) и диаметр выходного отверстия форсунок безусловно оказывают влияние на развитие поверхности и на время контакта между воздухом и водой. Условимся в общем виде влияние конструктивных факторов камеры орошения обозначать показателем z. Ранее считалось, что коэффициенты тепло- и массообмена определяются функциональной зависимостью вида [20, 21]

$$\alpha = f\,[(v\rho);\ B;\ z] \qquad (2.3)$$

и не зависят от интенсивности и направленности потоков тепла и массы. Автором в 1954 г. было проведено исследование форсуночных камер и показано, что функциональная зависимость вида (2.3) не отображает всех особенностей изменения коэффициентов теплоотдачи. По результатам обработки опытных данных установлено, что коэффициенты α при совместных процессах переноса тепла и массы определяются функциональной зависимостью не только от гидродинамических условий и конструкции камеры, но и зависят от интенсивности процессов тепло- и массообмена. Для определенной конструкции форсуночной камеры при заданных гидродинамических условиях процессов различная интенсивность тепло- и массообмена будет определяться сочетанием начальных параметров воздуха и воды, что было предложено автором оценивать через безразмерный параметр $\overline{P}$. Тогда общая функциональная зависимость приобретает вид

$$\alpha = f\,[(v\rho);\ B;\ z;\ \overline{P}].$$

По результатам экспериментального исследования двухрядной форсуночной камеры автором получены для процессов с понижением энтальпии воздуха следующие опытные формулы:

при тангенциальных форсунках с диаметром выходного отверстия 5 мм

$$\alpha = 795\,(v\rho)^{1,4} B^{1,07} \overline{P}^{m}; \tag{2.4}$$

при тангенциальных форсунках с диаметром выходного отверстия 3,5 мм

$$\alpha = 1018\,(v\rho)^{1,4} B \overline{P}^{m}. \tag{2.5}$$

Показатель степени m принимается для процессов охлаждения и увлажнения воздуха ($\overline{P} > 1$) равным 1,54, а для процессов охлаждения и осушения ($\overline{P} < 1$) равным 0,62.

В формулах (2.4) и (2.5) коэффициенты α вычислены по отношению к условной площади поперечного сечения камеры орошения (в опытах $F_к = 0{,}306$ м²).

Исходя из конкретно заданных условий осуществления процессов обработки воздуха в типовой двухрядной камере орошения по опытным зависимостям вычисляется коэффициент теплоотдачи α (например, для процессов с понижением энтальпии воздуха по формулам (2.4) и (2.5), а также по данным исследований Е. Е. Карписа [10]). Численные значения коэффициентов полного теплообмена могут быть найдены по выражению

$$\sigma = \alpha / C,$$

где отношение C коэффициентов переноса находится по графику на рис. 10 в зависимости от соотношения начальных параметров воздуха и воды, выражаемых через параметрический критерий $O_т$.

Количества явного и полного тепла определяются по выражениям

$$Q_я = \alpha \Delta t_{ср.л} F_к \text{ ккал/ч}; \quad Q_п = \sigma \Delta I_{ср.л} F_к \text{ ккал/ч}.$$

Использование значений среднелогарифмических напоров температур и энтальпий осложняет проведение расчетов. Упрощение расчетов достигается применением зависимостей для показателей E_t, E_I, N_t и N_I. При этом в показателях N_t и N_I используется та величина поверхности или объема, по которой вычислены коэффициенты переноса α и σ. Для нахождения величины $Б$, как это видно из выражения (1.64), необходимо располагать опытными данными о зависимости коэффициента ξ.

Методы расчета второй группы предполагают наличие экспериментально установленных зависимостей для безразмерных показателей, принятых для характеристики процессов обработки воздуха в камерах орошения. Для практического применения наибольший интерес представляют типовые камеры орошения для центральных секционных кондиционеров типа КТ, которые

в зависимости от наряд-заказа комплектуются форсунками с диаметром выходного отверстия 3; 3,5; 4; 4,5; 5 и 5,5 мм при плотности расположения форсунок 18 или 24 шт. в 1 м² в ряду [19]. По рекомендациям конструкторов давление воды перед форсунками должно быть не менее 1 кгс/см² (ати) и не более 2,5 кгс/см²

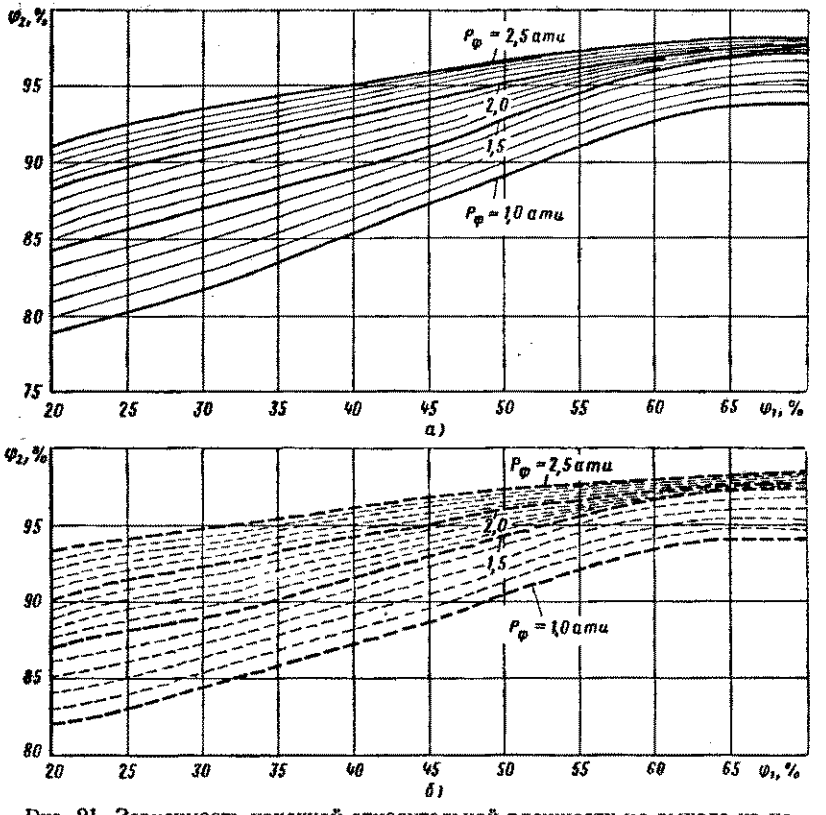


Рис. 21. Зависимость конечной относительной влажности на выходе из камеры орошения для форсунок грубого распыла с диаметром $d_ф = 4{,}5 \div 5{,}5$ мм при изменении массовой скорости воздуха в сечении камеры от 2,8 до 3,2 (*а*) и от 2,2 до 2,6 кг/м²·с (*б*)

(ати) [19]. Эти требования накладывают определенные ограничения на достижимые конечные параметры воздуха на выходе из камеры орошения. Наиболее удобно эти ограничения увязать с достижимым значением конечной относительной влажности воздуха. На графике рис. 21 представлены данные о зависимости конечной относительной влажности воздуха на выходе из камеры орошения для условий применения форсунок грубого режима с диаметром выходного отверстия от 4,5 до 5,5 мм. Протекание политропических процессов с понижением энтальпии воздуха

предлагается оценивать через коэффициент E_I использования начального напора энтальпий по выражению (1.67)

$$E_I = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{w_1}}.$$

По результатам обработки опытных данных нами получены средние значения коэффициентов E_I (табл. 1).

Таблица 1

Значения коэффициентов E_I для двухрядных камер орошения с форсунками $d_ф = 4{,}5 \div 5{,}5$ мм в политропических процессах с понижением энтальпии воздуха

B	E_I	B	E_I	B	E_I	B	E_I
0,8	0,435	1,2	0,55	1,6	0,64	2,0	0,697
0,85	0,46	1,25	0,565	1,65	0,65	2,05	0,698
0,9	0,475	1,3	0,575	1,7	0,66	2,1	0,700
0,95	0,487	1,35	0,59	1,75	0,67	2,15	0,701
1,0	0,50	1,4	0,60	1,8	0,68	2,2	0,7015
1,05	0,515	1,45	0,61	1,85	0,69	2,25	0,7018
1,1	0,53	1,5	0,62	1,9	0,693	2,3	0,702
1,15	0,54	1,55	0,63	1,95	0,695	2,35	0,702

В расчетах также используется упрощенное уравнение теплового баланса в виде

$$G(I_1 - I_2) = G_w(t_{w_2} - t_{w_1})$$

или, используя коэффициент орошения B,

$$I_1 - I_2 = B(t_{w_2} - t_{w_1}). \qquad (2.6)$$

Рассмотрим порядок расчета режимов обработки воздуха в типовой двухрядной камере орошения.

Первый вид расчетов предполагает заданными начальные параметры и количества воздуха и воды, конструкцию и режимы работы камеры орошения, а требуется определить достигаемые конечные параметры и количества тепла.

Пример 1.

Задано. Воздух 36 000 кг/ч с начальными параметрами $t_1 = 30°$ С; $I_1 = 15{,}75$ ккал/кг; $\varphi_1 = 50\%$ обрабатывается в типовой камере орошения типа КТ30 с поперечным сечением 3,34 м². В камере установлено 108 форсунок с выходным отверстием диаметром 5 мм (плотность установки 18 шт./м²·ряд), к которым поступает вода с температурой $t_{w_1} = 7°$ С ($I_{w_1} = 5{,}6$ ккал/кг) при давлении 2,0 ати. Барометрическое давление 730 мм рт. ст. Определить конечные параметры воздуха и воды, количество полного и явного тепла.

Решение. 1. По графику на рис. 17 находим, что при давлении воды 2,0 ати расход форсунки с $d_ф = 5$ мм составит 465 кг/ч. Тогда общий расход воды

$$G_w = 465 \cdot 108 = 50\,220 \text{ кг/ч},$$

а коэффициент орошения

$$B = \frac{50\,220}{36\,000} = 1{,}4 \text{ кг/кг}.$$

2. По табл. 1 находим при $B = 1{,}4$ значение коэффициента эффективности $E_1 = 0{,}6$.

3. Преобразуем выражение для коэффициента E_1 относительно нахождения достигаемой конечной энтальпии воздуха

$$I_2 = I_1 - E_1 (I_1 - I_{w_1}) = 15{,}75 - 0{,}6\,(15{,}75 - 5{,}6) = 9{,}68 \text{ ккал/кг}.$$

4. Массовая скорость воздуха в поперечном сечении камеры

$$(v\rho) = \frac{26\,000}{3{,}34 \cdot 3\,600} = 3{,}0 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

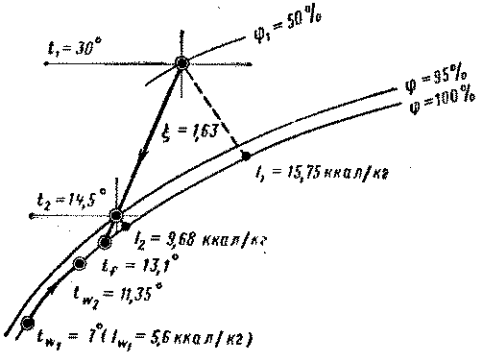


Рис. 22. Построение на I—d-диаграмме расчета режима охлаждения осушения воздуха в камере орошения

5. В соответствии с $(v\rho) = 3{,}0$ используем график на рис. 21, *а* для нахождения достигаемого значения конечной относительной влажности воздуха φ_2 при заданном начальном состоянии $\varphi_1 = 50\%$ и давлении воды перед форсунками $P_\Phi = 2{,}0$ ати. Из графика находим $\varphi_2 = 95\%$.

6. Проводим построение на I — d-диаграмме (рис. 22). В месте пересечения $I_2 = 9{,}68$ ккал/кг и $\varphi_2 = 95\%$ находим остальные конечные параметры воздуха:

$$t_2 = 14{,}5° \text{ С}; \quad d_2 = 10{,}2 \text{ г/кг}.$$

7. Из преобразованного уравнения теплового баланса (2.6) находим конечную температуру воды:

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{(I_1 - I_2)}{B} = 7 + \frac{(15{,}75 - 9{,}68)}{1{,}4} = 11{,}35° \text{ С}.$$

8. Количество полного и явного тепла, отведенного от воздуха:

$$Q_\text{п} = 36\,000\,(15{,}75 - 9{,}68) = 218\,300 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_\text{я} = 36\,000 \cdot 0{,}24\,(30 - 14{,}5) = 134\,000 \text{ ккал/ч};$$

$$\xi = \frac{218\,300}{134\,000} = 1{,}63.$$

Второй вид расчетов предполагает заданными начальные параметры воздуха, требуемую конечную энтальпию воздуха (известно требуемое количество отводимого от воздуха полного тепла), тип камеры орошения, а необходимо определить параметры и количество холодной воды.

Пример 2.

Задано. Воздух 46 000 кг/ч с начальными параметрами $t_1 = 26°$ С; $I_1 = 13{,}65$ ккал/кг; $\varphi_1 = 60\%$, требуется охладить и осушить до конечной энтальпии 8,2 ккал/кг. Используется камера орошения КТ40 с поперечным сечением 4,17 м² и общим числом форсунок 192 (плотность установки 24 шт./м² ряд) с выходным отверстием диаметром 4,5 мм. Барометрическое давление 730 мм рт. ст. Определить параметры и количество холодной воды.

Р е ш е н и е. 1. Массовая скорость воздуха в поперечном сечении камеры орошения

$$(v\rho) = \frac{46\,000}{4{,}17 \cdot 36\,000} = 3{,}06 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

2. Проводим построение на I—d-диаграмме заданных начальных и желаемых конечных параметров воздуха. В соответствии с $(v\rho) = 3{,}06$ используем график на рис. 21, *а*, по которому следует, что при заданном $\varphi_1 = 60\%$ для минимального давления воды перед форсунками $P_ф = 1{,}0$ ати возможно достижение конечной относительной влажности воздуха $\varphi_2 = 92{,}5\%$, а для максимального давления $P_ф = 2{,}5$ ати — $\varphi_2 = 98\%$.

В соответствии с конкретными данными реального проекта выбирается желаемое значение φ_2 в достижимых пределах. Для рассматриваемого решения желательно получить $\varphi_2 = 96\%$, что по графику на рис. 21, *а* отвечает требуемому давлению перед форсунками $P_ф = 2{,}0$ ати.

На I — d-диаграмме в месте пересечения $I_2 = 8{,}2$ ккал/кг и $\varphi_2 = 96\%$ находим остальные конечные параметры воздуха:

$$t_2 = 12{,}2^\circ \text{ С}; \quad d_2 = 8{,}8 \text{ г/кг}.$$

3. По графику на рис. 17 находим, что при давлении воды 2,0 ати расход форсунки с $d_ф = 4{,}5$ мм составит 410 кг/ч.

Тогда общий расход воды

$$G_w = 410 \cdot 192 = 78\,720 \text{ кг/ч},$$

а коэффициент орошения

$$B = \frac{78\,720}{46\,000} = 1{,}72 \text{ кг/кг}.$$

4. По табл. 1 интерполяцией находим при $B = 1{,}72$ значение коэффициента эффективности $E_I = 0{,}664$.

5. Преобразуем выражение (1.67) относительно нахождения требуемой энтальпии насыщенного воздуха I_{w_1} при начальной температуре воды t_{w_1}:

$$I_{w_1} = \frac{I_2 - I_1(1 - E_I)}{E_I} = \frac{8{,}2 - 13{,}65(1 - 0{,}664)}{0{,}664} = 5{,}5 \text{ ккал/кг}.$$

По I—d-диаграмме находим при $I_{w_1} = 5{,}5$ ккал/кг значение $t_{w_1} = 6{,}9^\circ$ С.

6. Из преобразованного уравнения теплового баланса находится конечная температура воды

$$t_{w_2} = 6{,}9 + \frac{(13{,}65 - 8{,}2)}{1{,}72} = 10{,}1^\circ \text{ С}.$$

При оценке теплообменных аппаратов весьма важно установить технико-экономические показатели, характеризующие затраты энергии, металла, необходимую площадь помещений под размещение оборудования и др., по отношению к полезно произведенной работе (для теплообменников полезной работой является количество переданного тепла в аппарате). Акад. М. В. Кирпичевым [1] предложено оценивать тепловую эффективность теплообменников через энергетический коэффициент

$$Э = Q/(A \sum N),$$

где $\sum N$ — суммарные затраты мощности на сопротивление в аппарате; $A = 1/427$ — тепловой эквивалент работы, ккал/кг·м; Q — количество переданного тепла в аппарате, ккал/ч.

Сравнение тепловой эффективности различных аппаратов необходимо производить при одинаковых условиях по разности начальных потенциалов для переноса тепла и массы. Например, для контактных теплообменников в УКВ наиболее ответственными являются режимы охлаждения и осушения воздуха, поэтому сравнение необходимо производить при равных величинах $O_т$ (или других безразмерных показателей, таких как $\overline{P}$).

Как известно, количество переданного тепла в режимах охлаждения и осушения воздуха определяется уравнением

$$Q_п = G(I_1 - I_2) \text{ ккал/ч}. \tag{2.7}$$

Затрата мощности на перемещение воздушного потока G через аппарат может быть найдена по формуле

$$N_в = (G/\rho)\,\Delta P, \tag{2.8}$$

где ΔP — аэродинамическое сопротивление аппарата, кгс/м²; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Затраты мощности на подачу воды в количестве G_w в аппарате можно определить по формуле

$$N_w = G_w \cdot 10\Delta P_w, \tag{2.9}$$

где ΔP_w — давление, затрачиваемое на подачу воды в рабочее пространство, ати (кг/см²).

Используем коэффициент орошения B и преобразуем выражение (2.9) к виду

$$N_w = BG \cdot 10\Delta P_w. \tag{2.10}$$

Тогда с помощью формул (2.7)—(2.10) получим выражение для энергетического коэффициента в процессе охлаждения воздуха с понижением и без изменения влагосодержания

$$Э_0 = \frac{(I_1 - I_2)\,427}{\dfrac{\Delta P}{\rho} + B \cdot 10\Delta P_w}. \tag{2.11}$$

Аэродинамическое сопротивление типовых двухрядных камер орошения можно вычислить по формуле

$$\Delta P = 23\rho v_к^2/2g \text{ кг/м}^2, \tag{2.12}$$

где $v_к$ — скорость воздуха в поперечном сечении камеры, м/с; $g = 9{,}82$ — ускорение силы тяжести, м/с².

Проведем вычисления энергетического коэффициента для типовой двухрядной камеры орошения по условиям расчета режима охлаждения и осушения воздуха в примере 1: $B = 1{,}4$; $(v\rho) = 3{,}0$; $\rho = 1{,}18$; $P_ф = \Delta P_w = 2{,}0$; $(I_1 - I_2) = 6{,}07$.

Р е ш е н и е. 1. Скорость воздуха в поперечном сечении камеры

$$v_к = \frac{3{,}0}{1{,}18} = 2{,}54 \text{ м/с}.$$

Тогда, используя формулу (2.12), находим

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 23\,\frac{2{,}54^2}{2 \cdot 9{,}81} = 7{,}56.$$

2. По выражению (2.11) вычисляем энергетический коэффициент

$$\mathcal{Э}_0 = \frac{6{,}07 \cdot 427}{7{,}56 + 1{,}4 \cdot 10 \cdot 2{,}0} = 73.$$

Политропические режимы охлаждения и осушения воздуха характерны для работы камер орошения в составе УКВ в теплый период года. В холодный период года камеры орошения работают в режиме адиабатического увлажнения, когда вода из поддона камеры постоянно забирается насосом на рециркуляцию и подается к форсункам. Температура постоянно рециркулирующей воды быстро принимает значение, близкое к температуре воздуха по мокрому термометру, и процесс увлажнения происходит практически при постоянной энтальпии воздуха (см. § 1.3 и рис. 6).

Оценку процессов адиабатического увлажнения удобно производить с помощью коэффициента использования начального напора температур воздуха по сухому и мокрому термометрам. Максимально возможное понижение температуры воздуха в режимах адиабатического увлажнения (прямого испарительного охлаждения) равно начальной психрометрической разности $t_1 - t_{м_1}$, где пределом понижения температуры воздуха является его температура по мокрому термометру. Действительное понижение температуры воздуха всегда меньше и составляет $t_1 - t_2$. Отношение реального перепада температур к максимально возможному характеризуется коэффициентом E_A:

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{м_1}}. \qquad (2.13)$$

В табл. 2 представлены опытные значения для коэффициентов E_A в типовых двухрядных камерах орошения с форсунками $d_ф = 4{,}5 \div 5{,}5$ мм.

Таблица 2

Значения коэффициентов E_A для двухрядных камер орошения с форсунками $d_ф = 4{,}5 \div 5{,}5$ мм в режимах адиабатического увлажнения воздуха

B	E_A	B	E_A	B	E_A	B	E_A
0,8	0,75	1,15	0,83	1,5	0,89	1,85	0,925
0,85	0,76	1,2	0,84	1,55	0,893	1,9	0,93
0,9	0,77	1,25	0,845	1,6	0,895	1,95	0,932
0,95	0,78	1,3	0,85	1,65	0,897	2,0	0,935
1,0	0,79	1,35	0,86	1,7	0,90	2,05	0,937
1,05	0,81	1,4	0,865	1,75	0,91	2,1	0,938
1,1	0,82	1,45	0,88	1,8	0,92	2,15	0,938

Возможны случаи круглогодового использования камер орошения для работы в режимах адиабатического увлажнения воздуха. В этих случаях при выборе типовой камеры орошения целесообразно использовать форсунки тонкого распыла с $d_ф = 3 \div 3{,}5$ мм, которые обеспечивают более эффективное адиабатическое увлажнение при меньших коэффициентах орошения B. Расчет процессов адиабатического увлажнения проводится также с использованием коэффициентов E_A, численные значения которых для этих случаев приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения коэффициентов E_A для двухрядных камер орошения с форсунками $d_ф = 3 \div 3{,}5$ мм в режимах адиабатического увлажнения воздуха

B	E_A	B	E_A	B	E_A	B	E_A
0,7	0,80	1,0	0,89	1,3	0,96	1,6	0,96
0,75	0,81	1,05	0,90	1,35	0,96	1,65	0,96
0,8	0,82	1,1	0,91	1,4	0,96	1,7	0,96
0,85	0,84	1,15	0,926	1,45	0,96	1,75	0,96
0,9	0,86	1,2	0,935	1,5	0,96	1,8	0,96
0,95	0,875	1,25	0,945	1,55	0,96	1,85	0,96

§ 2.2. ОРОШАЕМЫЕ СЛОИ

Для орошаемых слоев характерно создание контактной поверхности с потоком воздуха путем орошения водой материала в слое заполнения. Развитие поверхности материала в слое в значительной степени зависит от формы и размеров частиц, степени заполнения и характера расположения частиц в слое. По способам формирования слоя можно выделить три группы: свободная укладка, укладка по заданной геометрической модели, заполнение связанным материалом.

Для методов свободной укладки характерно использование отдельных частиц материала, которые беспорядочно расположены по объему слоя. При этом положение отдельных частиц по отношению к потоку воздуха, орошающей воде и геометрическим размерам слоя зависит от формы и размеров частиц, выбранной плотности укладки и предпочтительной ориентации наибольшего числа частиц в слое. Формирование слоя методом свободной укладки материала наиболее трудно для создания одинаковой структуры слоя. Однако при соблюдении определенных рекомендаций по выбору исходных материалов заполнения и укладке частиц можно обеспечить сравнительную стабильность структуры слоя. При свободной укладке используются такие материалы, как керамические и металлические кольца, древесная и металлическая стружка, стеклянные и синтетические волокна и др.

Для методов укладки по заданной геометрической модели характерно использование исходного материала с одинаковыми

геометрическими формами и размерами частиц. Взаимное расположение частиц по объему слоя предопределяется выбранной геометрической моделью, обеспечивающей определенную плотность укладки, постоянство формы каналов для прохода воздуха и воды, одинаковую ориентацию геометрических размеров частиц в слое. Методы укладки по заданной геометрической модели обеспечивают создание стабильной структуры слоя. При укладке по заданной геометрической модели используются пластины из пластмассы и металла, гофрированные металлические и пластмассовые сетки, керамические и металлические кольца, полотна из стеклянных и синтетических волокон и др.

При заполнении связанным материалом используются сотовые пакеты из пропитанной синтетическими материалами бумаги, маты из стеклянного и синтетического волокна, пакеты из древесного волокна или стружки и др. Способы связи частиц и структура сформированного слоя определяются технологией изготовления, которая должна обеспечивать заданную плотность укладки материала в слое, сохранение оптимальной ориентации частиц в слое, механическую прочность и стабильность структуры слоя. Выполнение этих требований позволяет достигнуть хорошей стабильности структуры слоев.

Для оценки плотности расположения частиц в слое используется показатель в виде относительной величины пористости слоя $П_с$, т. е. доли свободного объема в слое, не занятой материалом заполнения, которая выражается отношением

$$П_с = \frac{\gamma_м - \gamma_с}{\gamma_м} = 1 - \frac{\gamma_с}{\gamma_м},$$

где $\gamma_м$ — плотность исходного материала заполнения; $\gamma_с$ — масса материала в слое по отношению к объему последнего (насыпная масса).

Показатель пористости слоя может быть выражен через объем материала $V_м$ и объем слоя $V_с$:

$$П_с = 1 - \frac{\gamma_с}{\gamma_м} = 1 - \frac{G_м/V_с}{G_м/V_м} = \frac{V_с - V_м}{V_с}.$$

Разность объемов слоя и материала заполнения представляет собой объем пор в слое $V_п$, что позволяет представить показатель пористости слоя в виде

$$П_с = V_п/V_с,$$

т. е. в форме отношения объема пор в слое к объему слоя. Численное значение показателя пористости слоя в пределе может изменяться от нуля (плотное тело) до единицы, когда материал в объеме заполнения отсутствует.

В работах О. Кришера [23] и автора [16] показано, что при плотностях заполнения, характерных для орошаемых слоев в установках кондиционирования, показатель пористости прак-

тически однозначно характеризует относительную долю сечения всех пор, находящихся в любом сечении слоя. Поэтому, используя показатель пористости, можно определить массовую скорость воздуха в условном живом сечении слоя по выражению

$$(v\rho)_{ж.\,с} = \frac{G}{\Pi_c f_\Phi \cdot 3600} \text{ кг/м}^2\cdot\text{с},$$

где f_Φ — фасадное сечение слоя, свободное от материала заполнения, м².

Применительно к слою заполнения выражение эквивалентного диаметра для каналов, по которым движется воздух, приобретает вид

$$d_э = \frac{4V_c\Pi_c}{F_м} = \frac{4\Pi_э}{S_c}, \qquad (2.14)$$

где $F_м$ — поверхность материала заполнения в слое, м²; S_c — удельный показатель развития поверхности в слое заполнения, т. е. поверхность материала в 1 м³ слоя, м²/м³.

Возможная контактная поверхность для процессов переноса тепла и массы в орошаемом слое прежде всего определяется размерами смоченной поверхности материала заполнения водой. По назначению орошаемых слоев для осуществления определенных режимов обработки воздуха необходимо выделить две группы: орошаемые слои для адиабатического увлажнения воздуха и орошаемые слои для политропических режимов.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ОРОШАЕМЫХ СЛОЯХ ДЛЯ АДИАБАТИЧЕСКОГО УВЛАЖНЕНИЯ (ПРЯМОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ) ВОЗДУХА

Из уравнения теплового баланса для режимов адиабатического увлажнения (1.32) после преобразования получим выражение

$$\frac{t - t_w}{d_w - d} = \frac{r}{\alpha/\beta_d}.$$

Левая часть этого выражения представляет собой уравнение прямой, проходящей через точки, соответствующие параметрам воздуха в ядре потока t, d и у поверхности воды t_w, d_w. Как известно, в режимах адиабатического увлажнения используется постоянно рециркулирующая вода, которая быстро принимает и в дальнейшем сохраняет постоянное значение, близкое к температуре воздуха по мокрому термометру.

Если увлажнение воздуха осуществляется при температуре влажной поверхности 0° С, то в воздух не вносится тепло самой воды. В этом случае при изображении на I—d-диаграмме прямая линия постоянных температур воздуха по мокрому термометру будет совпадать с линиями постоянных энтальпий. Реальные процессы прямого испарительного охлаждения происходят при

температурах воды больше 0° С, что обусловливает некоторое повышение конечной энтальпии увлажненного воздуха, в который вносится тепло испарившихся водяных паров. Это повышение энтальпии незначительно, и процессы прямого испарительного охлаждения считают адиабатическими, протекающими по прямой I — const (при изображении на I—d-диаграмме). Конечные параметры воздуха будут находиться на этой прямой, а степень их приближения к температуре воздуха по мокрому термометру будет определяться условиями тепло- и массообмена, т. е. величинами развития поверхности соприкосновения воздуха с водой, значениями коэффициентов переноса, напором температур и парциальных давлений.

Следовательно, в отличие от политропических режимов обработки воздуха направленность процессов адиабатического увлажнения не зависит от количества орошающей воды (отсутствует перепад по воде). Поэтому целесообразно обеспечить такое конструктивное выполнение аппаратов для адиабатических режимов обработки воздуха, чтобы при малых коэффициентах орошения достигалась высокая эффективность по прямому испарительному охлаждению. Для достижения этого необходимо использовать в качестве заполнения слоя материалы, обладающие хорошими качествами по смачиваемости и удержанию влаги. Такими материалами являются: синтетические волокна, древесная стружка, пористые пластмассовые пластины и сетки, волокна коры пальмовых деревьев и др.

Автором проведено экспериментальное исследование процессов адиабатического увлажнения воздуха на специальном стенде, принципиальная схема которого рассмотрена в работе [16]. В опытах автора фасадное сечение кассеты составляло $0{,}4 \times 0{,}39 = 0{,}156$ м². Перемещая переднюю сетку кассеты, изменялась глубина слоя через 25 мм (25, 50, 75 и 100 мм). Проводилась оценка гигроскопичности применявшихся в опытах материалов. Для этой цели прекращалась подача воды на орошение и через слой продувался воздух ($t_1 = 34°$ С; $d_1 = 0{,}01$ кг/кг). После достижения примерного равенства параметров воздуха до и после кассеты высушенный слой взвешивался и определялся вес сухого материала в кассете $G_м$. Используя известную величину объема кассеты V_c, вычислялся объемный вес заполнения слоя

$$\gamma_c = G_м/V_c \text{ кг/м}^3.$$

Кассета с высушенным материалом устанавливалась на стенд, и обеспечивалась подача воды на орошение слоя и движение воздуха, что отвечает нулевому отсчету времени по графику на рис. 23. Через интервал в 1 мин фиксировались параметры воздуха до и после кассеты и вычислялся перепад температур $\Delta t = t_1 - t_2$. Опыты показали, что древесная стружка и обезжиренное стекловолокно обладают наилучшими показателями по способности быстро усваивать влагу: понадобилось всего 10 мин

непрерывного орошения, чтобы конечная температура воздуха по сухому термометру приблизилась к температуре по мокрому термометру. Значительно хуже показатели гигроскопичности у пластин из мипласта, который по этим причинам не рекомендован как материал заполнения в режимах адиабатического увлажнения.

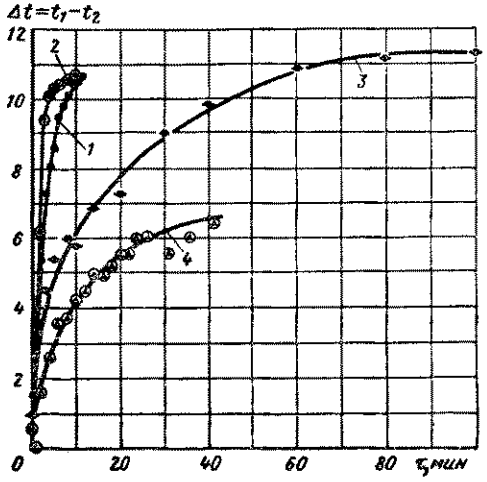


Рис. 23. Опытные данные по увлажнению материалов заполнения слоя:
1 — осиновая стружка $\delta_c = 50$ мм; *2* — стекловолокно $\delta_c = 20$ мм; *3* — льняной шпагат $\delta_c = 50$ мм; *4* — мипласт $\delta_c = 100$ мм

Полученные данные позволили сделать выводы, что при заполнении орошаемых слоев гигроскопичными материалами воздух, проходящий через орошаемый слой, имеет контакт с частицами материала, находящимися в условиях постоянного насыщения влагой. Опытами по сушке гигроскопичных материалов [28] установлено, что при увлажнении материала до состояния, превышающего максимальную гигроскопическую влажность, в нем происходит перемещение только свободной влаги, температуры же на поверхности и внутри материала одинаковы и численно равны температуре окружающего воздуха по мокрому термометру.

Поэтому в соответствии с уравнением теплового баланса (1.32) получим выражение для температуры влажного материала в орошаемом слое

$$t_w = t - \frac{dG_m r}{\alpha} = t_м.$$

Следовательно, температура поверхности влажного материала в орошаемом слое будет постоянной и равной температуре воздушного потока по мокрому термометру. Поэтому при режимах адиабатического увлажнения воздуха вычисление средних напоров температур и парциальных давлений производилось по выражениям

$$\Delta t_{ср.\,л} = \frac{t_1 - t_2}{2{,}303 \lg \dfrac{t_1 - t_{м_1}}{t_2 - t_{м_1}}} °C;$$

$$\Delta p_{ср.\,л} = \frac{p_{п_2} - p_{п_1}}{2{,}303 \lg \dfrac{p_{нм_1} - p_{п_1}}{p_{нм_1} - p_{п_2}}} кг/м^2.$$

Коэффициенты переноса α и β_p вычислялись по отношению к поверхности $F_м$ сухого материала в слое. Для нахождения $F_м$ использовались предложенные автором [16] упрощенные формулы:

для материалов с пластинчатыми частицами

$$F_м = 2G_м/(\gamma_м b) \text{ м}^2;$$

для материалов с цилиндрическими частицами

$$F_м = 4G_м/(\gamma_м d) \text{ м}^2,$$

где b — средняя толщина пластинчатых частиц, м; d — средний диаметр цилиндрических частиц, м.

Характерные средние размеры b и d частиц находились по результатам измерений не менее 150 образцов материалов, применявшихся в испытаниях (табл. 4).

Таблица 4

Средние размеры частиц испытывавшихся материалов по результатам обмеров 150 образцов, удельные показатели развития поверхности и гигроскопичности на единицу массы

Показатели	Материалы						
	Мелкая сосновая стружка	Длинная тонкая осиновая стружка	Упаковочная стружка	Жгуты из стекловолокна	Льняной шпагат	Сетка из стекловолокна	Жгуты из хлорина
Средние размеры частиц, мм:							
длина	25	224	100	400	400	400	400
ширина	20	15,5	4	—	—	—	—
толщина или диаметр	0,8	0,3	0,5	2,5	2,82	0,52	1,5
Поверхность 1 кг сухого материала, м² . . .	7	18,8	15	6,26	2,45	5,58	6,14
Объемная масса условно плотного сухого материала, кг/м³ . . .	380	311,5	307	260	580	1380	433
Величина влагоемкости 1 кг сухого материала в состоянии максимального набухания, кг влаги/кг	2,3	2,4	1,9	1,46	1,12	0,62	2,35
Рекомендуемая объемная масса заполнения слоя сухим материалом, кг/м³	60—40	30—20	40—30	100—80	122,5	86,4	47,5
Рекомендуемая глубина, мм	50—75	75—100	50—75	30—50 *	35 *	10 *	15 *

* Глубина слоя определяется по условному показателю произведения толщины полотна на число полотен, без учета воздушных зазоров между полотнами.

В опытах по адиабатическому увлажнению в орошаемом слое из гигроскопичных материалов установлено, что высокая смачиваемость материала заполнения обеспечивает возможность осуществления этих режимов обработки воздуха при малых интенсивностях орошения. На рис. 24 представлены экспериментальные значения α и β_p, которые практически оставались постоянными при увеличении коэффициентов орошения от 0,015 до 0,35. Это может быть объяснено тем, что даже при малых расходах орошающей воды достигается достаточно полное смачивание гигроскопического материала в слое, который определяет развитие контактной поверхности. При увеличении расходов орошающей воды образуются отдельные струйки, которые стекают по сетке кассеты слоя и не оказывают существенного влияния на дополнительное развитие контактной поверхности. Исходя из этого при дальнейшей обработке опытных данных не учитывалось влияние коэффициента орошения, а предполагалось, что обеспечивается достаточно равномерное орошение слоя.

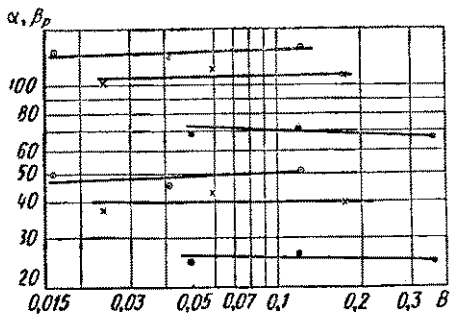


Рис. 24. Опытные значения коэффициентов тепло- и массообмена в орошаемых слоях при изменении коэффициентов орошения (условные обозначения см. на рис. 25)

Необходимо отметить, что обеспечение равномерности орошения материала в слое является весьма важным фактором, который должен учитываться при конструктивной разработке аппаратов. Вертикальное расположение кассет обладает бесспорным преимуществом по сравнению с горизонтальной установкой, так как позволяет обеспечить значительную плотность орошения на единицу поверхности верхнего сечения слоя при малых расходах воды. Наши опыты показали, что практически для поддержания гигроскопического материала заполнения слоя в состоянии насыщения влагой для вертикальных кассет достаточны коэффициенты орошения величиной 0,1. Аппараты для адиабатического увлажнения часто выполняют и роль фильтра по очистке воздуха от пыли. Хорошая смываемость пыли после ее удержания на влажных частичках материала орошаемого слоя достигается при коэффициенте орошения величиной 0,2—0,25, которую и рекомендуется использовать в практике.

При обобщении опытных данных по коэффициентам переноса в процессах испарительного охлаждения воздуха в орошаемых слоях использовались тепловой и массообменный критерии Нуссельта:

для оценки процессов конвективного теплообмена $Nu = \alpha d_э/\lambda$;

для оценки процессов конвективного массообмена $Nu_m = \beta_p d_э / D_p$.

Гидродинамические условия в орошаемых слоях оценивались через условный критерий Рейнольдса по выражению

$$Re_* = \frac{[(vp)_{ф.\,с}/\Pi_c]\, d_э}{\mu g}.$$

В качестве определяющего размера в критериях подобия использовался эквивалентный диаметр каналов в слое по выражению (2.14), а физические параметры вычислялись для средней температуры между начальными температурами воздуха по сухому и мокрому термометрам.

На рис. 25 представлены обобщенные результаты испытаний для орошаемых слоев из восьми типов гигроскопичных материалов заполнения. Благодаря использованию критериев подобия достигнуто хорошее усреднение опытных данных при различной структуре слоев, изменяющихся формах и размерах частиц материалов заполнения, различных гидродинамических условиях протекания процессов тепло- и массообмена.

По результатам обработки опытных данных получены следующие выражения обобщенной функциональной зависимости:

для теплового критерия Нуссельта $Nu = 0{,}156Re_*^{0.8}$;

для массообменного критерия Нуссельта $Nu_m = 0{,}155Re_*^{0.8}$.

Весьма характерно, что в этих выражениях показатели степени у критериев Re_* одинаковы, а величины свободных членов практически равны. Это свидетельствует о выполнении всех условий теоремы Кирпичева — Гухмана о подобии между процессами переноса тепла и массы в режимах прямого испарительного охлаждения воздуха в орошаемых слоях из гигроскопичных материалов. Кроме того, численные величины показателей степени 0,8 равны значениям, полученным теоретически и экспериментально для условий турбулентного режима теплообмена в каналах [1, 8, 12, 24, 30, 32] и испарительного охлаждения воды [3].

Аэродинамическое сопротивление в сухих слоях заполнения оценивалось через безразмерный коэффициент сопротивления, который вычислялся по выражению

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\delta_c} \frac{2gd_э\rho}{(vp)^2_{ж.\,с}}, \qquad (2.15)$$

где ΔP — аэродинамическое сопротивление слоя, кг/м²; δ_c — глубина слоя, м.

На графике рис. 26 представлены значения коэффициентов сопротивления при аэродинамических испытаниях слоев без орошения материала водой. В наших испытаниях глубина слоя, а соответственно и эквивалентный диаметр определялись без учета воздушного зазора между рамками, на которых укреплялись стекловолокнистые жгуты и сетки, нити шпагата и хлорина. Опытные значения коэффициентов сопротивления для материалов

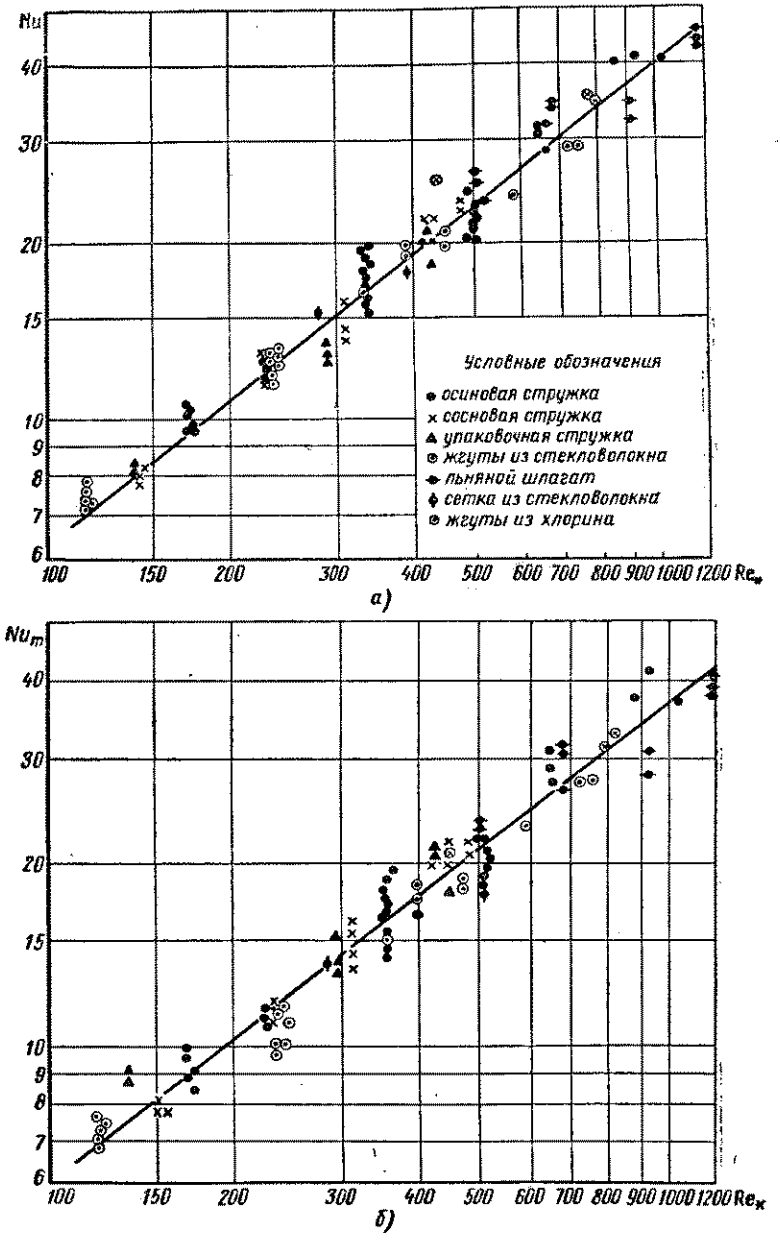


Рис. 25. Критериальные зависимости для процессов переноса тепла (*а*) и массы (*б*) в орошаемых слоях из гигроскопичных материалов

заполнения с наличием ворса на нитях объединяются одной линией (стекловолокно, хлорин). Для слоев из древесной стружки и нитей шпагата (эти материалы не имели ворса на поверхности частиц) получены более низкие коэффициенты сопротивления при равных значениях Re_*.

Кроме результатов наших опытов на графике рис. 26 для сравнения представлена обобщающая линия *1* для опытов с шарообразной и кусковой насадкой [45], а также линии *2* и *3* соответственно для слоев из антрацита фракций 8—18 и пшеницы по работе [46].

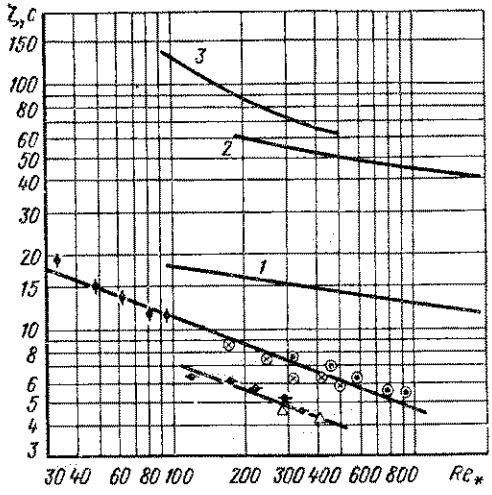


Рис. 26. Зависимость коэффициента сопротивления в слоях из различных материалов при отсутствии орошения водой (условные обозначения см. рис. 25)

Орошение водой материала в слое приводит к повышению его аэродинамического сопротивления. Опытные данные представлены на рис. 27 в форме зависимости отношений коэффициентов сопротивления при наличии и при отсутствии орошения материала слоя водой, а интенсивность орошения характеризуется коэффициентом орошения B. Для опытов с орошением материала в слое коэффициенты сопротивления подсчитывались также по выражению (2.15) без учета перекрытия пор в слое от наличия влаги.

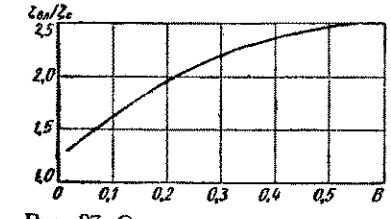


Рис. 27. Опытные данные о степени увеличения аэродинамического сопротивления при орошении материала слоя заполнения

Вычисление аэродинамического сопротивления орошаемого слоя из различных материалов производится по формуле

$$\Delta P = \zeta_c \frac{\zeta_{вл}}{\zeta_c} \frac{(v\rho)^2_{ж.с}}{2gd_э\rho} \delta_c \text{ кг/м}^2,$$

где величина коэффициента сопротивления для сухого слоя находится по графику на рис. 26 в зависимости от Re_*, а степень увеличения сопротивления от наличия орошения с коэффициентом орошения B принимается по графику на рис. 27.

Для оценки интенсивности процессов адиабатического увлажнения (прямого испарительного охлаждения) воздуха используется коэффициент эффективности E_A по выражению (2.13). Опытные данные о зависимости коэффициентов E_A от массовой

скорости воздуха в условном живом сечении слоя представлены графиком на рис. 28. Из графика видно, что при постоянной структуре орошаемого слоя с увеличением расхода воздуха коэффициенты E_A понижаются.

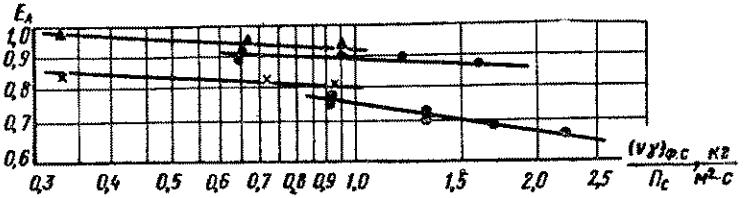


Рис. 28. Опытные данные о зависимости коэффициента эффективности для некоторых орошаемых слоев:

	γ_c, кг/м³	δ_c, м
● осиновая стружка	20	0,075
× сосновая стружка	60	0,075
▲ упаковочная стружка	30	0,075
⊙ полотно из стекловолокнистых жгутов с расстоянием между жгутами 10×10 мм	87	0,03

Аналогично коэффициентам переноса выявлена независимость показателей E_A от коэффициента орошения (рис. 29) при обеспечении полного смачивания материала в слое.

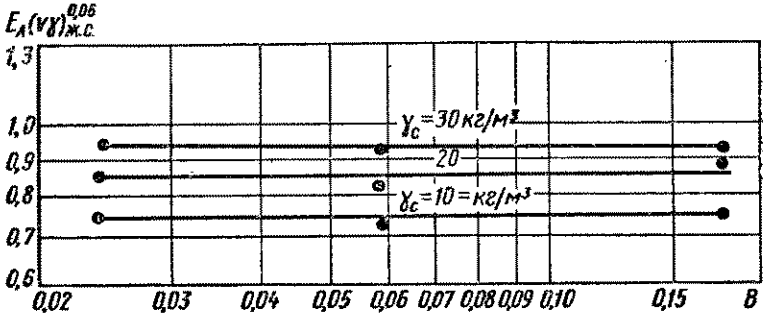


Рис. 29. Зависимость коэффициента эффективности от интенсивности орошения

Изменение структуры слоя заполнения оказывает существенное влияние на величины показателя E_A. На рис. 30 представлены опытные данные по увеличению E_A с ростом плотности заполнения. Полученные по материалам исследований автора опытные зависимости для коэффициентов эффективности E_A представлены в табл. 5. Из таблицы видно, что для каждого из исследовавшихся материалов слоев получен частный вид зависимости коэффициентов E_A как от массовой скорости, так и от объемной массы материала в слое. В отличие от этого для коэффициентов тепло- и массообмена при использовании методов теории подобия

удается получить общие зависимости (см. рис. 25). Поэтому применение коэффициентов переноса позволяет полно вскрыть физические общности изучаемых явлений.

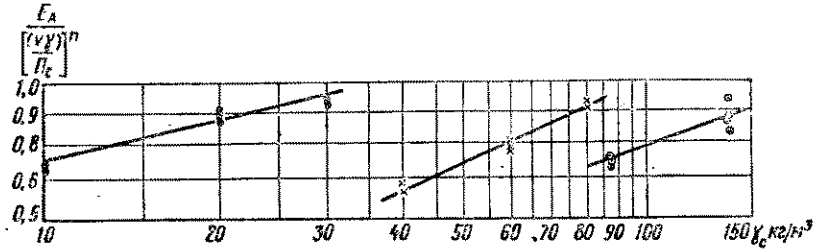


Рис. 30. Опытные данные по изменению коэффициентов эффективности при различной плотности заполнения орошаемых слоев (условные обозначения см. на рис. 28)

На рис. 31 представлена принципиальная конструктивная схема местного агрегата типа КИ-1 («Аэроклимат») для режимов

Таблица 5

Коэффициенты эффективности E_A для некоторых орошаемых слоев заполнения

Материал заполнения	Способ укладки материала в слое	Рекомендуемая плотность заполнения, кг/м³	Рекомендуемая глубина слоя, мм	Коэффициенты эффективности
Тонкая осиновая стружка толщиной 0,2—0,3 мм	Свободная укладка	30—20	75—100	$E_A = 0{,}468 \times \left[\frac{(v\rho)_{ф.\,с}}{\Pi_c}\right]^{-0{,}06} \gamma_c^{0{,}211}$
Упаковочная стружка толщиной 0,3—0,5 мм	То же	40—30	75—100	$E_A = 0{,}43 \times \left[\frac{(v\rho)_{ф.\,с}}{\Pi_c}\right]^{-0{,}06} \gamma_c^{0{,}22}$
Сосновая или осиновая стружка после электрофуганка толщиной 0,6—0,8 мм	»	70—50	50—75	$E_A = 0{,}13 \times \left[\frac{(v\rho)_{ф.\,с}}{\Pi_c}\right]^{-0{,}06} \gamma_c^{0{,}445}$
Полотна из стекловолокнистых жгутов диаметром 2,5 мм с расстоянием между жгутами 6×6 или 10×10 мм	Связанные полотна	100—80	30—50	$E_A = 0{,}158 \times \left[\frac{(v\rho)_{ф.\,с}}{\Pi_c}\right]^{-0{,}16} \gamma_c^{0{,}347}$

прямого испарительного охлаждения воздуха, в котором используются вертикальные орошаемые слои из гигроскопичного материала. Агрегат прост по конструкции и состоит из следующих

основных частей: металлического кожуха и поддона *1*, трех вертикальных кассет *2* с заполнением гигроскопичным материалом (древесная стружка), дискового вентилятора *5*, малошумного однофазного электродвигателя *4* с двусторонним валом, пластмассового погружного бессальникового насоса *7*, передней де-

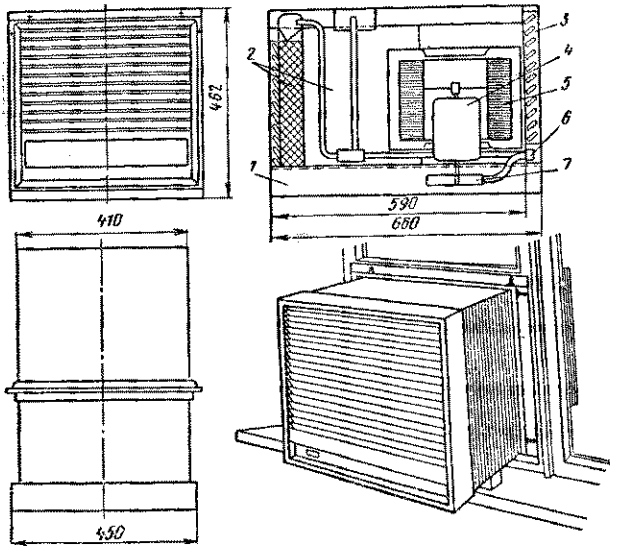


Рис. 31. Принципиальная схема местного агрегата прямого испарительного охлаждения воздуха типа КИ-1 («Аэроклимат»)

кoративной панели *3*, устройства *6* для регулирования орошения водой.

Отличительной особенностью конструкции агрегата является применение безлопаточного дискового вентилятора *5*, в который встроен малошумный электродвигатель *4*. На одном конце вала электродвигателя крепится дисковое колесо вентилятора, а на другом — рабочее колесо насоса *7*. Для отключения подачи орошающей воды к кассетам *2* предусмотрен специальный зажим *6*, управление которым выведено на переднюю панель.

В рабочем положении (как это показано на рисунке) агрегат устанавливается в окне или в проеме стены таким образом, что кассеты с орошаемым слоем полностью выступают наружу. При включенном электродвигателе вентилятор обеспечивает всасывание наружного воздуха, который проходит через влажный материал заполнения кассет. Из поддона насос забирает воду и подает ее на орошение материала заполнения в кассеты *2*. Наружный воздух с высокой температурой и малой влажностью вступает в непосредственный контакт с влажной поверхностью материала в слое и расходует тепло на испарение воды. Одновременно с охла-

жденнем и увлажнением в орошаемом слое достигается хорошая очистка наружного воздуха от пыли. Охлажденный и очищенный воздух после нагнетательного отверстия вентилятора через декоративную панель *6* подается в обслуживаемое помещение.

Применение таких агрегатов в условиях жаркого и сухого климата позволяет значительно улучшить состояние внутренней воздушной среды. Агрегат КИ-1 отвечает следующим показателям: производительность по воздуху 1000 м³/ч, коэффициент $E_A = 0{,}8$, потребляемая мощность 0,2 кВт, масса без воды 40 кг.

Для энергетической оценки аппаратов по затратам мощности на охлаждение воздуха можно использовать показатель удельного расхода мощности на 1000 ккал/ч по выражению

$$N_{уд} = \frac{N_в + N_ш + N_х}{Q/1000} \text{ кВт/тыс. ккал}, \qquad (2.16)$$

где $N_в$ — затрачиваемая мощность на перемещение воздуха, кВт·ч; $N_ш$ — затрачиваемая мощность на перемещение воды, кВт·ч; $N_х$ — затрачиваемая мощность на производство холода, кВт·ч; $Q/1000$ — оцениваемое охлаждение воздуха, тыс·ккал/ч.

В агрегатах прямого испарительного охлаждения затраты мощности $N_х$ на производство холода в холодильной машине или на использование артезианской скважины отсутствуют. Поэтому такие агрегаты имеют наиболее благоприятные показатели по удельным затратам мощности.

Рассмотрим пример определения технических показателей агрегата КИ-1 при применении в условиях жаркого и сухого климата.

Пример 3.

З а д а н и е: наружный воздух с $t_1 = 34°$ С и $t_{м_1} = 17°$ С. Требуется определить количество отнимаемого явного тепла от наружного воздуха и удельный расход мощности в агрегате КИ-1.

Р е ш е н и е. 1. Из преобразованного выражения (2.13) определяем конечную температуру воздуха после прямого испарительного охлаждения в агрегате КИ-1:

$$t_2 = t_1 - E_A\left(t_1 - t_{м_1}\right) = 34 - 0{,}8\,(34 - 17) = 20{,}5° \text{ С}.$$

2. Количество отнятого от наружного воздуха явного тепла при прямом испарительном охлаждении воздуха составит

$$Q_я = 1000 \cdot 1{,}18 \cdot 0{,}24\,(34 - 20{,}5) = 3820 \text{ ккал/ч}.$$

3. По выражению (2.16) определяем удельный расход мощности по отнятию явного тепла в агрегате КИ-1. Общий расход энергии для перемещения воздуха и на орошение водой слоя, что обеспечивает испарительное охлаждение воздуха, составляет 0,2 кВт.

$$N_{уд} = \frac{0{,}2 \cdot 1000}{3820} = 0{,}052 \text{ кВт/тыс. ккал}.$$

Для адиабатического увлажнения воздуха в центральных УКВ, собираемых на базе типовых секций, наиболее рационально использовать не камеры орошения типа КТ, запроектированные

для осуществления политропических процессов, а специальные секции с орошаемым слоем.

В качестве примера на рис. 32 представлена конструктивная схема секции адиабатического увлажнения на номинальную производительность по воздуху 10 тыс. м³/ч. Кассеты *3* с гигроскопичным материалом располагаются по высоте секции ступенчато,

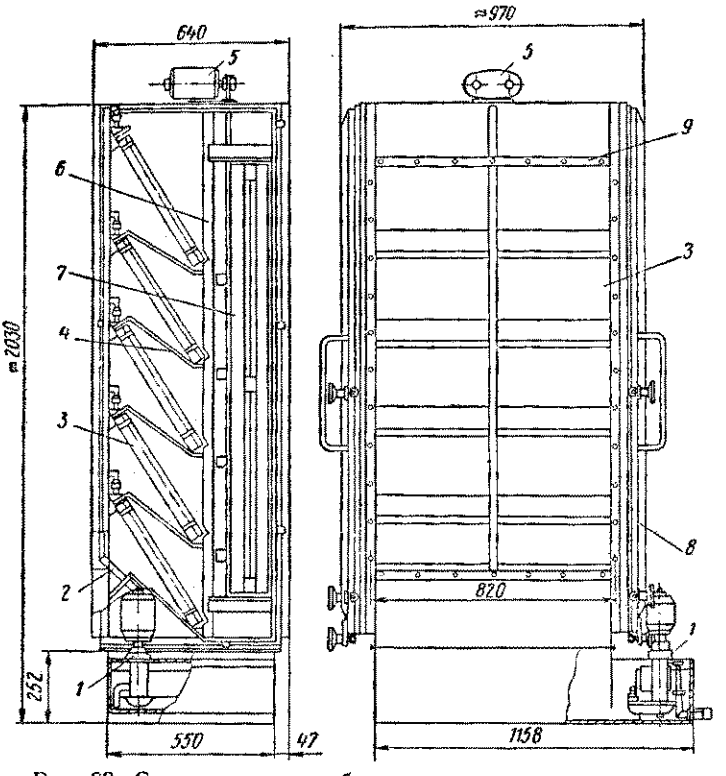


Рис. 32. Схема секции адиабатического увлажнения на номинальную производительность 10 тыс. м³/ч

что позволяет развить общую поверхность слоя и уменьшить скорости в фасадном сечении. Орошение слоя производится от работы погружного насоса *1*, встроенного в секцию. Насос гибким патрубком соединен с подающим коллектором *2*, а отвод воды в поддон после орошения слоя осуществляется по коллектору *6*. Коэффициент орошения в секциях постоянен и равен 0,3, что обеспечивает получение коэффициента $E_A = 0{,}8$.

Для регулирования степени увлажнения воздуха в конструкции секции у каждой кассеты *3* предусмотрены воздушные клапаны *4*, перемещение которых обеспечивает одновременное открытие свободного от орошаемого слоя прохода для воздуха и одновременное перекрытие фасадного сечения кассет. Перемещение

воздушных клапанов осуществляется от работы электрического исполнительного механизма *5*, который может быть связан с датчиком контроля влажности воздуха. Обслуживание секции осуществляется через открываемые дверки *8*. Присоединительные фланцы *9* имеют размеры, как и у соседних секций в УКВ. На выходе воздуха предусмотрены простейшие сепараторы *7*, предотвращающие унос воздухом капельной влаги.

Наличие встроенных в аппарат насоса, подающих и обратных трубопроводов, а также обводных каналов и клапанов (байпаса) по воздуху, обеспечивает значительные преимущества секций адиабатического увлажнения по сравнению с камерами орошения, к которым все перечисленные элементы должны дополнительно присоединяться. Для осуществления обводного воздушного канала (байпаса) камера орошения должна иметь на входе и выходе присоединенные воздушные камеры, что обусловит общую длину собранных элементов 640 + 2425 + 640 = 3705 мм. Эта длина в 4 раза больше длины секции адиабатического увлажнения.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ОРОШАЕМЫХ СЛОЯХ ДЛЯ ПОЛИТРОПИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ

Первоначально наибольшее распространение для политропических режимов охлаждения и осушения воздуха находили орошаемые слои с заполнением из керамических колец Рашига. Во ВНИХИ под руководством А. А. Гоголина проведено исследование режимов охлаждения воздуха в таких орошаемых слоях и получены рекомендации для расчетов [5]. Испытания показали, что орошаемые слои из колец Рашига обладают сравнительно высоким аэродинамическим сопротивлением и в фасадном сечении слоя необходимо обеспечение малых скоростей воздуха (0,5—1,0 м/с), что предопределяет значительные габариты аппаратов. Поэтому в последние годы проведены работы по изысканию и исследованию орошаемых слоев из других материалов заполнения, обеспечивающих более благоприятные показатели как по аэродинамическому сопротивлению, так и по габаритам аппаратов. Е. В. Стефановым [42] изучались режимы охлаждения воздуха в орошаемом слое, составленном из капроновых сеток. Сетки имели размер ячеек 2×2 мм и образовывались плоскими нитями с поперечным сечением (1,1÷1,3) × 0,1 мм. Орошаемый слой составлялся из уложенных горизонтально 30—32 сеток и отвечал следующим показателям: $S_c = 1900$ м²/м³; $\Pi_c = 0{,}85$; $d_э = 1{,}75 \cdot 10^{-3}$ м.

Наиболее оптимальные условия для осуществления режимов охлаждения и осушения воздуха создаются при полном покрытии материала слоя орошающей водой и обеспечении режимов устойчивого движения жидкости и воздуха. Выполнение этих требований возможно только при соблюдении определенных соот-

ношений между интенсивностью орошения и скоростями движения воздуха через орошаемый слой.

При малой интенсивности орошения часть поверхности материала в слое может оказаться сухой, что приведет к сокращению поверхности контакта для совместных процессов тепло- и массообмена. При высокой интенсивности орошения и значительных скоростях прохождения воздуха через слой возникают режимы «захлебывания», когда воздушный поток срывает воду с поверхности материала заполнения и над верхним сечением слоя образуется взвешенный слой воды. Для режимов «захлебывания» характерны высокие аэродинамические сопротивления и понижение интенсивности процессов охлаждения и осушения воздуха. Поэтому необходимо выбирать такие соотношения плотностей орошения и скоростей движения воздуха, которые не отвечали бы условиям режимов «захлебывания».

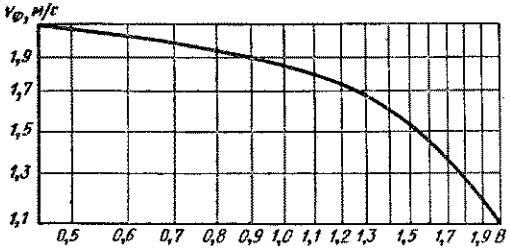


Рис. 33. Опытные данные по выбору режимов работы для орошаемых слоев из капроновых сеток

На графике рис. 33 представлены опытные данные по выбору режимов работы орошаемых слоев из 32 капроновых сеток [42]. Соотношение количеств орошаемой воды и воздуха выражено через коэффициент орошения B, а режим движения воздуха оценивается через показатель скорости $v_ф$ воздуха в фасадном сечении слоя. Оценка производится по ограничивающей кривой на графике рис. 33. Например, при заданном B величина $v_ф$ должна отвечать значению не выше ограничивающей кривой по графику.

В режимах турбулизации для орошаемых слоев из 32 капроновых сеток Е. В. Стефановым рекомендуются следующие опытные выражения аэродинамического сопротивления орошаемого слоя:

$$\Delta P = 6{,}32 v_ф^{1{,}85} H_{фw}^{0{,}3} \text{ кгс/м}^2, \qquad (2.17)$$

где $H_{фw}$ — плотность орошения водой фасадного сечения слоя;

$$H_{фw} = \frac{L_w}{f_ф} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч};$$

здесь L_w — расход орошающей воды, м³/ч; $f_ф$ — фасадное сечение слоя, свободное от насадки, м².

Для теплового критерия Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = 0{,}019\,\mathrm{Re}_*^{0{,}95}\mathrm{Re}_w^{0{,}125}\overline{T}_0^{0{,}4}, \qquad (2.18)$$

где $\mathrm{Re}_w = \frac{H_{\phi w} d_э}{3600 \nu_w \Pi_c}$ — условный критерий Рейнольдса по воде;

$\mathrm{Re}_* = \frac{v_\phi d_э}{\nu \Pi_c}$ — условный критерий Рейнольдса по воздуху;

$\overline{T}_0 = \frac{t_1 - t_{м_1}}{t_1 - t_{w_1}}$ — температурный показатель.

Коэффициент полного теплообмена Е. В. Стефанов предложил находить по выражению [40]

$$\sigma = \alpha / \zeta c'_p \ \text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}. \qquad (2.19)$$

Величина ζ названа критерием совершенства процесса охлаждения и осушения воздуха в контактных аппаратах. По мнению

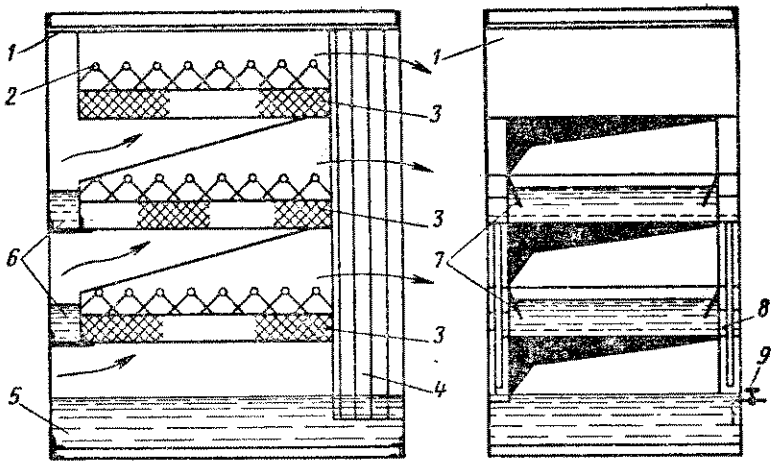


Рис. 34. Принципиальная схема контактного аппарата с многоярусным орошаемым слоем из капроновых сеток:

1 — корпус аппарата; *2* — распределительные перфорированные трубы; *3* — орошаемый слой из капроновых сеток; *4* — выходные сепараторы; *5* — поддон; *6* — промежуточные водосборники; *7* — гидравлические затворы; *8* — водосборные трубы; *9* — штуцер для удаления отработанной воды

Е. В. Стефанова, эта величина, устанавливаемая экспериментально для определенного типа контактного аппарата, позволяет судить о степени отклонения реальных процессов охлаждения и осушения воздуха от процессов, протекающих в условиях одинаковой направленности потоков тепла и массы по всей поверхности контакта между воздухом и водой, в которых сохраняется постоянство отношения коэффициентов переноса по выражению (1.35).

Для орошаемого слоя из исследовавшихся 32 капроновых сеток получена следующая опытная зависимость для критерия совершенства процессов охлаждения и осушения воздуха:

$$\zeta = 2B^{-0,23}\overline{T}_0^{0,4}. \qquad (2.20)$$

На рис. 34 представлена конструктивная схема контактного аппарата с многоярусным расположением орошаемых слоев из

капроновых сеток [42]. Многоярусное расположение кассет позволяет обеспечить в фасадном сечении орошаемых слоев скорости воздуха ниже режимов «захлебывания». Орошение водой слоя производится через перфорированные трубы, что определяет значительную экономию энергии, так как не требуется давление насоса на дробление капель.

Определим технико-экономические показатели для контактного аппарата с орошаемым слоем из капроновых сеток. Расчет режимов охлаждения и осушения воздуха и определение технических показателей аппарата производится на условия примера 1, где ранее определены показатели для типовой двухрядной камеры орошения КТ30.

Пример 4.

Задано по условиям примера 1: количество обрабатываемого воздуха 36 000 кг/ч ($t_1 = 30°$ С; $t_{м_1} = 22°$ С; $I_1 = 15{,}75$ ккал/кг); количество орошающей холодной воды 50 220 кг/ч ($t_{w_1} = 7°$ С). Конечные параметры воздуха и воды, а также количества полного и явного тепла принимаем соответствующими условиями использования двухрядной камеры орошения КТ30 ($t_2 = 14{,}56°$ С); $I_2 = 9{,}68$ ккал/кг; $t_{w_2} = 11{,}35°$ С). Определить основные технические показатели для контактного аппарата с орошаемым слоем из капроновых сеток.

Решение. 1. По графику на рис. 33 при заданном $B = 1{,}4$ находим возможную величину скорости воздуха в фасадном сечении слоя в $v_ф = 1{,}6$ м/с.

2. Определяем требуемое общее фасадное сечение орошаемого слоя

$$\sum f_ф = \frac{36\,000}{1{,}17 \cdot 3600 \cdot 1{,}6} = 5{,}33 \text{ м}^2.$$

3. Плотность орошения водой общего фасадного сечения слоя составит

$$H_{фw} = \frac{50\,220}{1000 \cdot 5{,}33} = 9{,}45 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}.$$

4. Вычисляем условный критерий Рейнольдса по воздуху и воде, принимая для капроновых сеток $П_с = 0{,}85$; $d_э = 1{,}75 \cdot 10^{-3}$ м, а физические параметры — по таблицам, приведенным, например, в работе [32]:

$$Re_* = \frac{1{,}6 \cdot 1{,}75 \cdot 10^{-3}}{0{,}85 \cdot 16{,}6 \cdot 10^{-6}} = 198; \quad Re_w = \frac{9{,}45 \cdot 1{,}75 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 1{,}57 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}85} = 3{,}93.$$

5. Находим безразмерный температурный показатель для начальных параметров воздуха и воды

$$\overline{T}_0 = \frac{30 - 32}{30 - 7} = 0{,}347.$$

6. По опытному выражению (2.18) вычисляем тепловой критерий Нуссельта

$$Nu = 0{,}019 \cdot 198^{0{,}95} \cdot 3{,}93^{0{,}125} \cdot 0{,}347^{0{,}4} = 2{,}24.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_э} = \frac{2{,}24 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-2}}{1{,}75 \cdot 10^{-3}} = 28{,}2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

7. По опытному выражению (2.20) находим численное значение критерия совершенства процесса охлаждения и осушения воздуха

$$\zeta = 2 \cdot 1{,}4^{-0{,}23} \cdot 0{,}347^{0{,}4} = 1{,}212.$$

8. Коэффициент полного теплообмена вычисляем по выражению (2.19)

$$\sigma = \frac{28{,}2}{1{,}212 \cdot 0{,}24} = 97{,}5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

9. При заданных начальных и конечных параметрах воздуха и воды (по примеру 1) напор температур и энтальпий составит

$$\Delta t_{\text{ср. л}} = \frac{(30 - 11{,}35) - (14{,}5 - 7)}{2{,}303 \lg \frac{30 - 11{,}35}{14{,}5 - 7}} = 12{,}2^\circ \text{C};$$

$$\Delta I_{\text{ср. л}} = \frac{(15{,}75 - 8{,}05) - (9{,}68 - 5{,}6)}{2{,}303 \lg \frac{15{,}75 - 8{,}65}{9{,}68 - 5{,}6}} = 5{,}72 \text{ ккал/кг}.$$

При этом, величины энтальпий насыщенного воздуха при t_{w_1} и t_{w_2} находятся по формулам (1.3) и (1.4) или по I—d-диаграмме.

10. По условию примера 1 от воздуха отводится 134 000 ккал/ч явного тепла и 218 300 ккал/ч полного тепла, что требует следующих поверхностей в орошаемом слое

$$F_c = \frac{134\,000}{12{,}2 \cdot 28{,}2} = 387 \text{ м}^2; \quad F_c = \frac{218\,300}{5{,}72 \cdot 97{,}5} = 390 \text{ м}^2.$$

Совпадение размеров поверхностей контакта между воздухом и водой, требуемых для отвода явного и полного тепла, показывает, что в рассчитываемом аппарате достигается заданное соотношение количеств полного и явного тепла, т. е. показателя ξ. В случае значительного расхождения поверхностей необходимо определить действительное значение ξ.

11. Для капроновых сеток показатель удельного развития поверхности материала в слое составляет $S_0 = 1900$ м^2/м^3. Определим объем, занимаемый материалом в слое

$$V_c = 390/1900 = 0{,}204 \text{ м}^3.$$

Тогда требуемая глубина слоя составит

$$\delta_c = 0{,}204/5{,}33 = 0{,}0384 \text{ м},$$

что отвечает толщине слоя из 32 сеток.

12. По опытному выражению (2.17) вычислим аэродинамическое сопротивление

$$\Delta P_c = 6{,}32 \cdot 1{,}6^{1{,}85} \cdot 9{,}45^{0{,}3} = 29{,}5 \text{ кг/м}^2.$$

13. Размеры фасадного сечения аппарата по присоединительным фланцам принимаем аналогичными типовой камере орошения КТ30, т. е. 3,34 м^2. Скорость воздуха в сечении аппарата перед выходными сепараторами составит

$$v_к = \frac{36\,000}{3600 \cdot 3{,}34 \cdot 1{,}18} = 2{,}44 \text{ м/с}.$$

В качестве выходных сепараторов применяем упрощенную конструкцию с коэффициентом местного сопротивления в 7,1. Тогда аэродинамическое сопротивление сепараторов составит

$$\Delta P_{\text{сеп}} = 7{,}1 \frac{2{,}44^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}18 = 2{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

14. По выражению (2.11) вычисляем энергетический коэффициент, принимая, что на орошение слоя водой через перфорированные трубки требуется давление насоса в 0,3 ати:

$$Э_0 = \frac{(15{,}75 - 9{,}68)\,427}{\frac{29{,}5 + 2{,}6}{1{,}18} + 1{,}4 \cdot 10 \cdot 0{,}3} = 85.$$

Сравнение с примером 1 показывает, что энергетический коэффициент для контактного сепаратора с орошаемым слоем на 16,4% выше, чем для типовой двухрядной камеры орошения КТ.

15. Высоту и ширину аппарата принимаем аналогичной двухрядной камере орошения КТ30, т. е. 2003×1665 мм. По высоте размещаем орошаемые слои

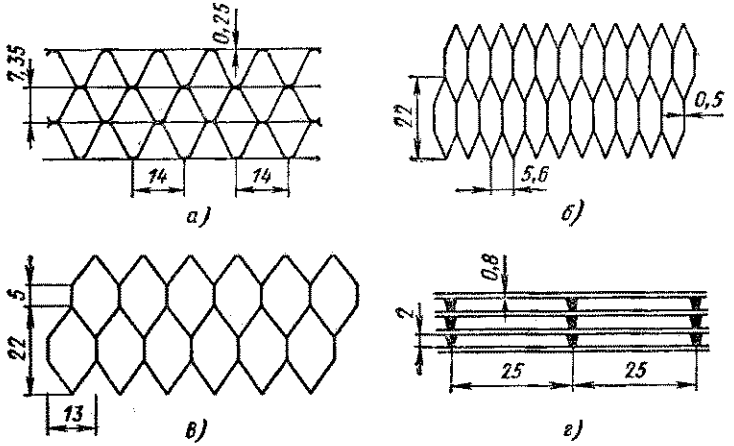


Рис. 35. Геометрические размеры в орошаемых слоях из бумажных блоков и пластин мипласта:

а — синусоидальная форма каналов; *б* — сотовая форма каналов при средней растяжке склеенных бумажных блоков; *в* — сотовая форма каналов при максимальной растяжке склеенных бумажных блоков; *г* — форма укладки пластин мипласта

в три яруса и тогда требуемая длина фасадного сечения каждой кассеты составит 5,33/2,003·3 = 0,88 м.

Принимаем длину промежуточных водосборников (рис. 34) 80 мм, расстояние от кассет до выходных сепараторов 80 мм, а длину сепараторов 195 мм (упрощенная конструкция).

Тогда общая длина аппарата будет 80 + 880 + 80 + 195 = 1235 мм.

Размеры контактного аппарата с орошаемым слоем из капроновых сеток почти в 2 раза меньше типовой двухрядной камеры орошения. Это обеспечивает экономию металла при изготовлении и значительное сокращение требуемых площадей под размещение аппарата.

Под руководством автора В. А. Гоголиным было выполнено исследование процессов охлаждения воздуха в орошаемых слоях, сформированных из пропитанных эпоксидной смолой ЭД-6 бумажных блоков. Пропитка смолой обеспечивает жесткость стенок и постоянную форму каналов для прохода воздуха и воды.

Кроме этого исследовались слои, образованные из пластин мипласта. Под руководством автора М. Д. Саришвили [18] выполнено исследование политропических процессов испарительного охлаждения воды в орошаемых слоях, собираемых по высоте из бумажных блоков, пропитанных эпоксидной смолой. Высота каждого блока 103 мм. Изменяя число блоков по высоте, изменяли глубину слоя от 0,485 до 2,03 м.

Геометрические размеры и форма каналов в исследовавшихся слоях показаны на рис. 35. Наличие в орошаемых слоях множества каналов постоянной геометрической формы позволяет создавать устойчивые режимы течения пленки воды по стенкам каналов при наличии встречного воздушного потока над поверхностью пленки. Обеспечение совместных устойчивых режимов противоточного движения пленки воды и воздушного потока возможно только при определенных условиях. На графике рис. 36 представлены опытные данные по аэродинамическому сопротивлению Δp слоя из бумажных сотовых блоков глубиной 265 мм. Интенсивность орошения выражена через показатель H_w плотности орошения на единицу смоченного периметра поперечного сечения слоя:

$$H_w = G_w/U \text{ кг/м·ч},$$

где U — смоченный периметр поперечного сечения слоя, м.

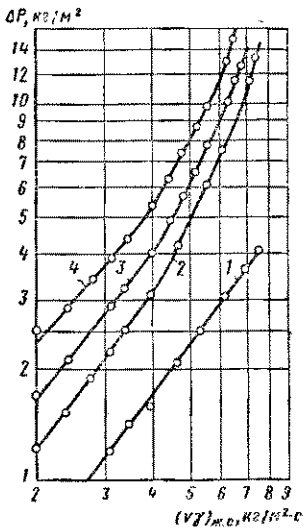


Рис. 36. Опытные данные по аэродинамическому сопротивлению слоя из сотовых бумажных блоков глубиной 265 мм:

1 — без орошения;
2 — $H_w = 23{,}6$ кг/м·ч;
3 — $H_w = 35{,}4$ кг/м·ч;
4 — $H_w = 47{,}2$ кг/м·ч

Величина смоченного периметра может быть найдена из преобразованного выражения для эквивалентного диаметра каналов в слое:

$$U = 4 \sum f_ф \Pi_c / d_э \text{ м}, \qquad (2.21)$$

из которого видно, что периметр U связан с величинами Π_c и $d_э$, характеризующими структуру слоя заполнения. Следовательно, и величина H_w также связана со структурными показателями орошаемого слоя и является более общей характеристикой по сравнению с плотностью орошения на единицу фасадного сечения $H_{фж}$.

Расход воздуха выражен через массовую скорость в условно живом сечении сухого слоя, без учета степени перекрытия сечения каналов пленкой воды. Значение $(v\rho)_{ж.с}$ также учитывает структурные показатели слоя и является более общей характеристикой по сравнению с величиной скорости воздуха в фасадном сечении слоя.

Анализ опытных данных по графику на рис. 36 показывает, что с увеличением плотности орошения аэродинамическое сопротивление слоя растет. При этом каждой плотности орошения соответствует определенное значение массовой скорости воздуха, при которой наблюдается перелом и увеличение степенной зависимости сопротивления от скорости воздуха. Место перелома указывает на начало режима «захвата», т. е. создание условий замедления скорости стекания жидкости по стенкам, возникновения отрыва отдельных капель с поверхности воды и выноса их воздухом за пределы слоя. Дальнейшее повышение скорости воздуха приводит к образованию режима «захлебывания», что отмечается вторым переломом прямых линий.

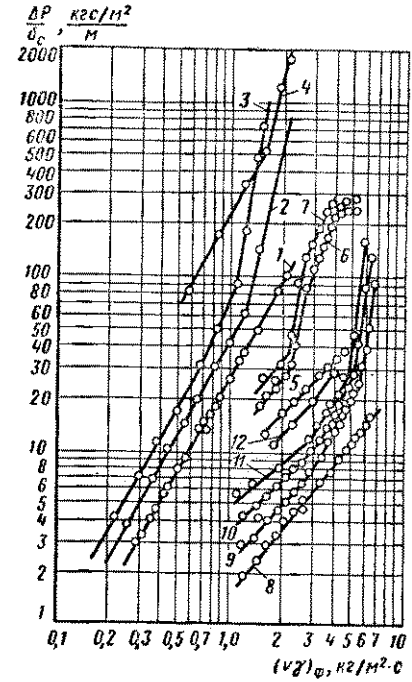


Рис. 37. Изменение удельного аэродинамического сопротивления $\Delta p/\delta_c$ для различных слоев в зависимости от интенсивности орошения:

1 — кольца Рашига 25×25×3 мм без орошения; *2* — то же при $H_w^{\Phi} = 15$ м/ч; *3* — то же при $H_w^{\Phi} = 35$ м/ч; *4* — капроновая сетка при $H_w^{\Phi} = 10$ м/ч; *5* — пластины мипласта без орошения; *6* — то же при $H_w^{\Phi} = 16$ м/ч; *7* — то же при $H_w^{\Phi} = 32$ м/ч; *8* — синусоидальные бумажные блоки без орошения; *9* — то же при $H_w^{\Phi} = 16$ м/ч; *10* — то же при $H_w^{\Phi} = 25{,}6$ м/ч; *11* — то же при $H_w^{\Phi} = 32$ м/ч; *12* — сотовые бумажные составные блоки ($\delta_c = 1{,}0$ м) при $H_w^{\Phi} = 10$ м/ч

Аналогичный характер наличия переломов прямых линий при наступлении режимов «захвата» и «захлебывания» виден на графике рис. 37, где представлены опытные данные для четырех слоев заполнения по табл. 6. Для возможности сравнения результаты опытов по аэродинамическому сопротивлению пересчитаны на условную глубину слоя 1 м, а скорости воздуха и плотности орошения отнесены к фасадному сечению слоя, как это принято в работах [5, 42]. Выбор режимов работы орошаемых слоев рекомендуется ограничивать границами до начала режимов «захвата». В табл. 6 приведены примерные значения скоростей воздуха, которые отвечают этим условиям при обычных интенсивностях орошения. Сравнение показывает, что для слоев с постоянной формой каналов рекомендуемые допустимые скорости воздуха в несколько раз выше, чем для слоев из колец Рашига и из капроновых сеток. Следовательно, обеспечивается бóльшая ком-

Таблица 6

Сравнительные показатели орошаемых слоев для политропических режимов обработки воздуха

Материал заполнения и способ формирования слоя	Удельное развитие поверхности S_c, м²/м³	$d_э \cdot 10^3$, м	$П_в$	Обычная глубина слоя, м	Обычные скорости в фасадном сечении слоя $v_ф$, м/с
Бумажные блоки, пропитанные смолами:					
из склеенных по синусоидальной форме листов (рис. 35, *а*) . . .	640	5,35	0,91	0,2—0,385	3,0—3,5
из склеенных по ромбовидной форме листов при их средней растяжке (рис. 35, *б*)	580	5,9	0,83	0,2—0,3	3,0—3,8
из склеенных по ромбовидной форме листов при их максимальной растяжке (рис. 35, *в*)	250	13,2	0,93	0,8—1,0	2,8—3,0
Сетки из плоских капроновых нитей с размером ячеек 2×2 мм [42]	2000	1,76	0,85	0,03—0,04	1,0—1,5
Пакеты из пластин мипласта (рис. 35, *г*) .	706	3,65	0,65	0,2	2,0—2,5
Керамические кольца Рашига размером 25×25×3 мм при свободной укладке [5]	204	15,4	0,73	0,4	0,8—1,2

пактность тех контактных аппаратов, в которых используются орошаемые слои с регулярной структурой.

Обобщение результатов гидродинамических исследований орошаемого слоя различной глубины из отдельных сотоблоков ромбовидной формы выявило зависимость режимов устойчивого течения пленки воды по стенкам каналов не только от соотношения количеств воздуха и воды, но и от глубины слоя насадки. С увеличением глубины насадки при одинаковых плотностях орошения уменьшается верхний предел массовой скорости воздуха, при которой обеспечивается устойчивое течение пленки воды по стенкам каналов насадки. Для практического определения границ наступления неустойчивых режимов течения предложен график, показанный на рис. 38. На этом графике, кроме результатов испытаний орошаемого слоя из отдельных блоков, представлена также кривая, построенная по результатам испытаний целикового сотового блока глубиной 0,265 м (см. рис. 36).

Из графика на рис. 38 видно, что при одинаковых плотностях орошения с увеличением глубины насадки уменьшаются возможные верхние пределы массовой скорости воздуха, при которой обеспечивается устойчивое течение пленки воды по стенкам каналов. Поэтому выбор режимов работы орошаемого слоя из составных сотовых блоков рекомендуется проводить таким образом, чтобы численные значения массовой скорости воздуха и плотности орошения лежали ниже кривой соответствующей глубины насадки, представленной на графике рис. 38.

Опытные данные об удельных аэродинамических сопротивлениях по графику на рис. 37 также свидетельствуют о значительных преимуществах слоев с постоянной формой каналов. Наиболее высокие удельные аэродинамические сопротивления характерны для орошаемых слоев из капроновых сеток. Однако требуемая глубина для этих слоев в десятки раз меньше, чем для слоев из колец Рашига. Поэтому и аэродинамическое сопротивление многоярусного сетчатого слоя оказывается меньше, чем для слоя из колец Рашига. По сравнению с бумажными блоками и пакетами мипласта аэродинамическое сопротивление слоя из капроновых сеток, даже при малой глубине и многоярусном расположении слоев, оказывается выше. По результатам аэродинамических испытаний установлены следующие опытные формулы для вычисления сопротивлений орошаемого слоя в режимах до наступления условий «захвата»:

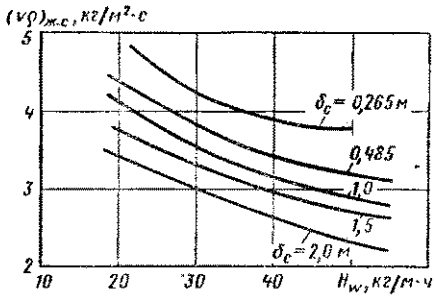


Рис. 38. Границы устойчивых режимов течения пленки воды в орошаемых составных слоях из сотовых блоков

для синусоидальных бумажных блоков

$$\Delta P = 0{,}012\,(v\rho)^{1{,}14}_{\text{ж. с}} H_w^{0{,}65} \left(\frac{\delta_c}{d_э}\right)^{0{,}47} \text{ кг/м}^2;$$

для целиковых сотовых бумажных блоков

$$\Delta P = 0{,}01\,(v\rho)^{1{,}3}_{\text{ж. с}} H_w^{0{,}6} \left(\frac{\delta_c}{d_э}\right)^{0{,}47} \text{ кг/м}^2; \qquad (2.22)$$

для составных сотовых блоков:

при $d_э = 5{,}9 \cdot 10^{-3}$ м $\quad \Delta P = 0{,}392\,(v\rho)^{1{,}18}_{\text{ж. с}} H_w^{1{,}76} \delta_c^{0{,}74}$ кг/м²;

при $d_э = 13{,}2 \cdot 10^{-3}$ м $\quad \Delta P = 1{,}39\,(v\rho)^{1{,}18}_{\text{ж. с}} H_w^{0{,}33} \delta_c^{0{,}7}$ кг/м²;

для пластин мипласта при глубине слоя 0,2 м

$$\Delta P = 0{,}24\,(v\rho)^{1{,}05}_{\text{ж. с}} H_w^{0{,}55} \text{ кг/м}^2.$$

Необходимо отметить, что аэродинамические и теплотехнические испытания орошаемых слоев из бумажных блоков и минпластовых пластин проводились при наличии срезов в нижней части пакетов (рис. 39). При стекании воды по стенкам тонких щелей или каналов с малым диаметром в нижней части пакетов вода может полностью заполнить сечение каналов. Это приведет к значительному возрастанию аэродинамического сопротивления и ухудшению условий равномерного распределения воздушного потока по сечению слоя. Для предотвращения заполнения водой нижней части каналов необходимо предусматривать срезы, высота которых h должна быть больше величины $15/b$ мм, где b — расстояние между стенками канала или диаметр канала в мм. Конструктивно удобно делать общий срез, высота которого должна быть больше $(15/b)\,n$, где n — число каналов в срезе. При наличии общего среза глубина слоя (пакета) определяется размером от верхнего сечения пакета до середины среза.

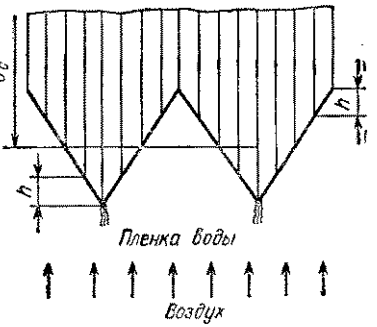


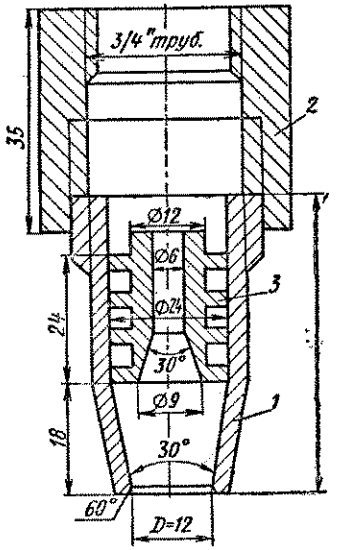
Рис. 39. Устройство срезов в нижней части пакетов из бумажных блоков и пластин минпласта

В политропических режимах охлаждения и осушения воздуха, а также испарительного охлаждения воды наиболее характерны коэффициенты орошения в 1—3 кг/кг. Для исследовавшихся орошаемых слоев из бумажных блоков и пластин минпласта (табл. 6) такие коэффициенты орошения достигались при плотностях орошения на единицу смоченного периметра поперечного сечения слоя $H_w = 20 \div 60$ кг/м·ч (в зависимости от расхода воздуха).

Плотность орошения 18 кг/м·ч рекомендуется в качестве минимального значения, когда обеспечивается достаточно полное покрытие стенок каналов орошаемых слоев.

Для слоев заполнения с постоянной формой каналов очень важно обеспечение равномерного распределения орошающей воды по всему сечению слоя. К орошающим устройствам предъявляется требование по обеспечению полного факела, перекрывающего все сечения слоя, а также высокая пропускная способность при малых давлениях воды. Наилучшие результаты достигнуты при применении механических форсунок грубого распыла с внутренним четырехходовым вкладышем (рис. 40). При диаметре выходного отверстия в 12 мм и расположении форсунки на расстоянии в 150 мм от верхнего сечения слоя обеспечивается полное перекрытие пакета с площадью поперечного сечения до 0,18 м². Форсунка обладает значительной пропускной способностью q_w при сравнительно малых требуемых давлениях $P_ф$ для распыла воды (рис. 41).

Режимы охлаждения и осушения воздуха исследовались В. А. Гоголиным в орошаемых слоях из целиковых бумажных блоков с ромбовидной формой каналов глубиной от 0,165 до 0,4 м, целиковых бумажных блоков с синусоидальной формой каналов глубиной до 0,385 м, пластин мипласта глубиной до 0,188 мм. По результатам обобщения опытных данных получена следующая формула для вычисления коэффициентов полного



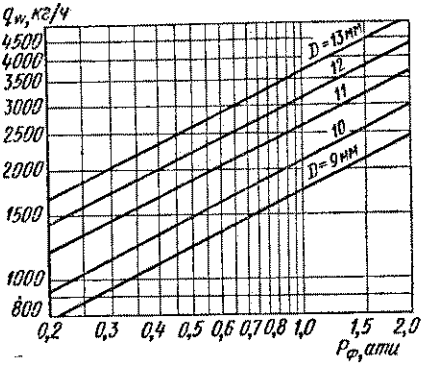


Рис. 41. Зависимость производительности орошающей форсунки от давления воды

Рис. 40. Форсунка для орошения слоев с постоянной формой каналов:

1 — корпус; *2* — втулка; *3* — вкладыш

теплообмена в процессах охлаждения и осушения воздуха в орошаемых слоях из трех исследовавшихся материалов заполнения:

$$\sigma = 138{,}5\,(v\rho)^{0{,}72}_{ж.\,с} H^{0{,}35}_{w} (\delta_с/d_э)^{-0{,}72} \text{ кг/м}^2\cdot\text{ч}. \qquad (2.23)$$

Применение этой формулы рекомендуется ограничивать следующим диапазоном изменения параметров: $(v\rho)_{ж.\,с}$ до 4,5—5 кг/м²·с; $H_w = 20 \div 60$ кг/м·ч; $\delta_с/d_э = 28 \div 72$; $t_{w_1} = 4 \div 12°$ С; $t_1 = 40 \div 25°$ С; $t_{м_1} = 21 \div 15°$ С.

Режимы испарительного охлаждения воды исследовались М. Д. Саришвили в орошаемых слоях из составных бумажных блоков с ромбовидной формой каналов и общей глубиной от 0,485 до 2,03 м. Испытывались блоки с ромбивидной формой каналов при средней и максимальной растяжке (см. табл. 6). По результатам обобщения опытных данных получена следующая формула для вычисления коэффициентов полного теплообмена в режимах испарительного охлаждения воды:

$$\sigma = 13{,}83\,(v\rho)^{n}_{ж.\,с} H^{0{,}46}_{w} (\delta_с/d_э)^{-0{,}52} (33{,}7/P_{w_1}) (P_{м_1}/15{,}48) (t_{w_1}/t_{м_1})^{2{,}07}. \qquad (2.24)$$

Это выражение рекомендуется использовать для расчета режимов испарительного охлаждения воды в аппаратах с регулярной орошаемой насадкой, собранной из сотовых блоков высотой 100—110 мм. Глубина насадки δ_c может изменяться от 0,485 до 2,1 м. Эквивалентный диаметр каналов в слое от $5{,}9 \cdot 10^{-3}$ м до $13{,}2 \cdot 10^{-3}$ м. Плотность орошения — от 18 до 50 кг/м·ч. Массовая скорость воздуха в условно-живом сечении слоя — от 2 до 4,5 кг/м^2·ч, но при этом должно обеспечиваться условие сохранения устойчивого режима течения пленки воды по стенкам каналов насадки (руководствоваться графиком на рис. 38). Показатель n принимается с учетом глубины насадки: при $\delta_c = 0{,}485 \div 1$ м $n = 0{,}7$; при $\delta_c = 1{,}4 \div 1{,}6$ м $n = 0{,}52$; при $\delta_c = 1{,}9 \div 2{,}1$ м $n = 0{,}47$. Изменение начальных параметров воздуха и воды рекомендуется ограничивать в пределах: $t_{w_1} = 25 \div 40°$ С; $t_1 = 34 \div 28°$ С; $t_{м_1} = 22 \div 16°$ С.

Расчет политропических режимов удобно производить с помощью числа единиц переноса полного тепла по выражению (1.69), куда входит опытное значение коэффициента полного теплообмена, вычисляемого по опытным выражениям (2.23) или (2.24).

Глава III ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В установках кондиционирования для охлаждения и нагрева воздуха наибольшее распространение получили оребренные поверхностные теплообменники, которые по условиям применения можно разбить на четыре группы: трубчатые оребренные, воздухо-воздушные, теплообменники из тепловых трубок, теплообменники косвенного испарительного охлаждения.

§ 3.1. ТРУБЧАТЫЕ ОРЕБРЕННЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

По трубкам этих теплообменников движется вода или холодильный агент, а со стороны наружной оребренной поверхности проходит воздух. Трубки могут иметь круглую, овальную или лепестковую формы. По конструктивному выполнению оребрения труб можно выделить следующие разновидности: 1) оребрение группы труб насадкой сплошных пластин, которые могут иметь гладкую, волнистую или гофрированную форму поверхности; 2) одиночные оребренные трубы с монолитными ребрами, изготовленными методом накатки или отливки; 3) одиночные оребренные трубы, ребра которых получены методом навивки ленты или насадки пластин различной формы; 4) одиночные оребренные трубы, ребра которых закреплены методом спекания или сварки (например, трубы с проволочным оребрением).

В установках кондиционирования наибольшее применение получили оребренные поверхности первых трех разновидностей. Между трубками и пластинами необходимо обеспечение хорошего контакта. Наиболее совершенный контакт достигается при изготовлении оребрения методом выдавливания (накатки) ребер из материала труб или отливкой оребренных труб.

Для обеспечения хорошего контакта ребер с трубками в насадных конструкциях применяют покрытия наружной оребренной поверхности металлом (горячим или гальваническим способом) или специальными покрытиями. Используют и методы механического обеспечения контакта: протягивание через трубки разжимной цанги или шариков, гидравлическое расширение трубок (давление 150—250 ати). Обеспечение надежного контакта между трубками и ребрами является важным условием для эффективной работы оребренной поверхности, что подробней рассматривается ниже.

Для расчета теплообменников необходимо располагать опытными зависимостями для нахождения коэффициентов теплопередачи через оребренные поверхности. В соответствии с выражением (1.57) коэффициент теплопередачи через оребренную стенку описывается формулой

$$k_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}\eta_{\text{р}}\xi} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (3.1)$$

При режимах нагрева или сухого охлаждения, когда показатель $\xi = 1$, эта формула соответствует выражению (1.52). Проведем анализ влияния на коэффициент теплопередачи показателей, входящих в формулу (3.1).

УСЛОВИЯ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В ТРУБКАХ

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{вн}}$ определяется в зависимости от гидродинамических условий течения в трубах. При движении по трубкам жидкости данные о зависимости коэффициентов $\alpha_{\text{вн}}$ подробно рассмотрены в работе М. А. Михеева [32]. Для ламинарного режима течения жидкости, характеризующегося значениями $\text{Re}_w < 2\cdot10^3$, коэффициент $\alpha_{\text{вн}}$ определяется критериальной зависимостью

$$\text{Nu}_w = 0{,}15\text{Re}_w^{0{,}33}\,\text{Pr}_w^{0{,}43}\text{Gr}_w^{0{,}1}\,(\text{Pr}_w/\text{Pr}_f)^{0{,}25},$$

где $\text{Pr}_w = \nu_w/a_w$ — критерий Прандтля, учитывающий влияние рода жидкости; a_w — коэффициент температуропроводности жидкости, м²/ч; ν_w — коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/ч; $\text{Gr} = g\beta\,\Delta t d_{\text{э}}^3/\nu_w^2$ — критерий Грасгофа; β — коэффициент объемного расширения, 1/град; Δt — температурный перепад между средней температурой жидкости t_w и температурой стенки трубы t_f, ° С; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр трубы, м; Pr_f — критерий Прандтля при температуре стенки трубы t_f. Критерий Грасгофа учитывает влияние свободной конвекции, а параметр $(\text{Pr}_w/\text{Pr}_f)^{0{,}25}$ — направление теплового потока.

Для развитого турбулентного режима течения при $\text{Re}_w > 10^4$ критериальная зависимость имеет вид

$$\text{Nu}_w = 0{,}021\text{Re}_w^{0{,}8}\text{Pr}_w^{0{,}43}\,(\text{Pr}_w/\text{Pr}_f)^{0{,}25}.$$

Для переходного режима течения, в области значений Re_w от $2\cdot10^3$ до $1\cdot10^4$ коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{вн}}$ резко изменяется в зависимости от ряда условий, которые в работе М. А. Михеева представлены в форме графической зависимости

$$\text{Nu}_w = f\,(\text{Re}_w;\ \text{Pr}_w;\ \text{Gr}_w;\ \text{Pr}_w/\text{Pr}_f).$$

Используя этот график, можно определить $\alpha_{\text{вн}}$ для переходного режима течения воды.

В формулу (3.1) входит коэффициент оребрения $F_н/F_{вн}$, который для поверхностных теплообменников в установках кондиционирования обычно составляет 8—20. Для расчета принимаем среднее значение 14.

Задавшись пятью значениями коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха, равными 10, 20, 30, 40 и 50 ккал/м²·ч·град, приняв среднюю температуру воды 20° С и конструктивные показатели для типовых поверхностных воздухоохладителей с диаметрами труб 22/18 мм, по формуле (3.1) проведем анализ влияния скорости движения воды в трубках на коэффициент теплопередачи.

На рис. 42 показаны расчетные данные по изменению коэффициентов теплопередачи k в зависимости от скорости w воды в трубках. На графике видно четкое выделение трех гидродинами-

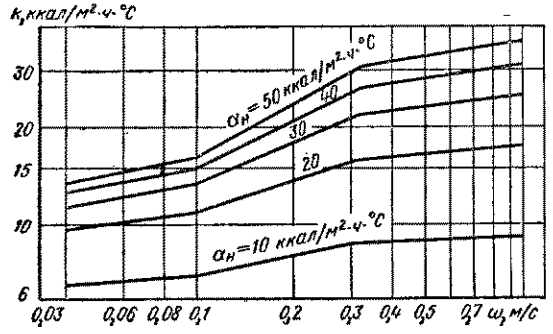


Рис. 42. Расчетная зависимость коэффициента теплопередачи от скорости воды в трубках

ческих зон: ламинарного режима течения при скорости воды 0,1 м/с и менее; переходного режима течения, ограничивающегося скоростями около 0,3—0,35 м/с; турбулентного режима течения. Весьма характерна сильная зависимость коэффициента теплопередачи от скорости воды в области переходного режима. Увеличение скорости воды более 0,35 м/с обеспечивает значительно меньшее повышение коэффициентов теплопередачи, но с увеличением скорости практически с квадратичной зависимостью возрастает сопротивление.

Если в расчетах принять среднюю температуру воды в 8° С, что характерно для режимов работы поверхностных воздухоохладителей, то зона малой зависимости коэффициента k от w начинается при значениях скоростей воды в трубках в 0,7—0,8 м/с.

При режимах нагрева воздуха, когда средняя температура горячей воды порядка 80° С, зона малой зависимости k от w начинается при скоростях воды в трубках 0,15—0,2 м/с. Для обеспечения оптимальных условий переноса тепла между стенкой и жидкостью необходимо при конструировании поверхностных теплообменников принимать такую схему движения воды по трубкам, при которой скорости воды были не ниже оговоренных границ для развитого турбулентного режима. При этом следует обращать внимание на величины коэффициентов оребрения. Для поверхност-

ных теплообменников с высокими коэффициентами оребрения (20—25) рекомендуемые скорости воды в трубках несколько увеличиваются по сравнению с приведенными выше значениями.

В инженерной практике для вычисления коэффициентов $\alpha_{вн}$ при развитом турбулентном режиме течения воды в трубках можно пользоваться упрощенной формулой

$$\alpha_{вн} = (1230 + 19t_w)\, w^{0,8}/d_э^{0,2} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

В установках кондиционирования широко используются поверхностные воздухоохладители, в трубках которых движется кипящий холодильный агент. Такие теплообменники непосред-

Таблица 7

Опытные данные для расчетов коэффициентов теплоотдачи различных холодильных агентов

Температура кипения холодильного агента, °С	Опытный коэффициент $A_э$ для агентов		
	Фреон 12	Фреон 22	Фреон 142
10	2,7	3,5	2,2
5	2,6	3,38	2,13
0	2,5	3,25	2,05
—5	2,4	3,13	1,98
—10	2,3	3,0	1,9

Таблица 8

Опытные рекомендации по выбору режимов движения холодильных агентов

$q_{вн}$, ккал/м²·ч	Рекомендуемые $(w\rho_a)$, кг/м²·с	
	Фреон 12	Фреон 22
1 000	80—100	85—120
2 000	90—120	100—140
5 000	110—160	120—180
10 000	130—200	140—220

ственного испарения холодильного агента часто называют просто «испарители». В качестве холодильных агентов наибольшее распространение получили фреоны 12, 22 и 142. Для поверхностных воздухоохладителей А. А. Гоголиным [5] рекомендуется следующая формула для расчета внутренних коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_{вн} = A_э q_{вн} (w\rho_a)^{0,2} \sqrt{12/d_э} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \qquad (3.2)$$

где $A_э$ — опытный коэффициент по табл. 7; $q_{вн}$ — удельный тепловой поток на внутренней поверхности труб $F_{вн}$, ккал/м²·ч; $w\rho_a$ — массовая скорость холодильного агента в трубах, кг/м²·с.

Величина удельного теплового потока $q_{вн}$ в поверхностных воздухоохладителях с непосредственным испарением холодильного агента обычно бывает задана условиями наружного теплообмена и принятым коэффициентом оребрения наружной поверхности. При значительных величинах массовой скорости фреона в трубках резко увеличивается гидравлическое сопротивление теплообменника. Поэтому необходимо выбирать оптимальные значения $w\rho_a$, при которых обеспечивается достаточно интенсивный внутренний теплообмен при сравнительно приемлемых гидравлических сопротивлениях. Рекомендуемые значения массовых

скоростей фреона в зависимости от удельных тепловых потоков представлены в табл. 8 [5].

В кондиционерах со встроенными холодильными машинами (автономные кондиционеры) применяют поверхностные теплообменники, в которые после сжатия в компрессоре поступает газообразный холодильный агент, и от него необходимо отвести тепло с целью обеспечения перехода холодильного агента в жидкое состояние (конденсация). Такие теплообменники называются конденсаторами.

При расчете конденсаторов раздельно определяется первая его зона, где происходит охлаждение газообразного холодильного агента до температуры конденсации, и вторая зона, где происходит конденсация холодильного агента. Механизм процессов переноса тепла и массы в конденсаторных теплообменниках весьма сложен и еще недостаточно изучен.

Для ориентировочных расчетов коэффициентов внутренней теплоотдачи в зоне конденсации холодильного агента можно использовать следующее упрощенное выражение:

$$\alpha_{вн} = 1{,}26 M q_{вн}^{0{,}5} (l/d_э)^{0{,}35} d_э^{0{,}1},$$

где l — длина пути холодильного агента в трубках конденсатора, м.

В этом выражении соотношение $l/d_э$ обычно принимается равным в 800—1200, а показатель M определяется физическими свойствами холодильного агента. Для фреона 12 в зависимости от средней температуры пленки, т. е. $\frac{t_к + t_f}{2}$ (где $t_к$ — температура конденсации, а t_f — температура стенки трубы), M имеет следующие значения:

$\frac{t_к + t_f}{2}$, °C	5	10	15	20	25	30	35	40
M	2,75	2,65	2,55	2,5	2,44	2,35	2,25	2,2

УСЛОВИЯ НАРУЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Конструктивное выполнение теплообменников оказывает значительное влияние на условия наружного теплообмена. Поверхность соприкосновения с воздухом, омывающим оребренные трубки, слагается из поверхностей ребер $F_р$ и трубок $F_т$:

$$F_н = F_р + F_т \text{ м}^2.$$

В гл. I рассмотрено понятие о коэффициенте эффективности ребра по выражению (1.48), которое может быть представлено в виде

$$\eta_р = (t - t''_{f_2})/(t - t_{f_2}) = \theta_р/\theta'_т,$$

где $\theta_р$ — температурный напор между температурой воздуха t и средней температурой ребра t''_{f_2}; $\theta'_т$ — температурный напор между температурой воздуха t и температурой у основания ребра t_{f_2}.

На рис. 12 показано, что температура у основания ребра равна температуре наружной стенки трубы $t_т$. Такое равенство имеет место только при выполнении монолитного оребрения (например, накатные ребра) или при обеспечении надежного контакта между трубкой и ребрами (горячее или гальваническое покрытие наружной поверхности). При недостаточном качестве контакта возникает дополнительное термическое сопротивление в месте контакта, что определяет наличие температурного напора между температурой основания ребра t_{f_2} и температурой стенки $t_т$ (рис. 43):

$$\theta_{кт} = t_{f_2} - t_т.$$

Тогда температурный напор между воздухом и стенкой трубы составит

$$\theta_т = t - t_т$$

и будет отличаться от температурного напора $\theta'_т$:

$$\theta_т = \theta'_т + \theta_{кт}.$$

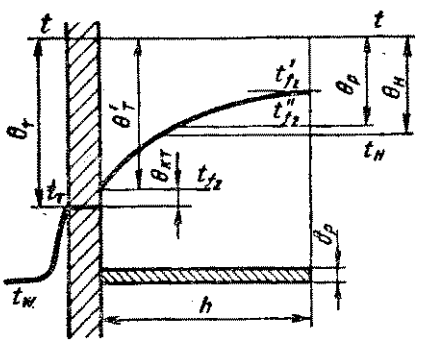


Рис. 43. Схема распределения температур в ребристой поверхности воздухоохладителя

В этом случае и средняя температура наружной поверхности $t_н$ отличается от средней температуры ребра t'_{f_2}. По аналогии с показателем $\eta_р$ можно использовать понятие о показателе коэффициента эффективности для всей наружной поверхности [5]:

$$\eta_н = \frac{t - t_н}{t - t_т} = \frac{\theta_н}{\theta_т}. \qquad (3.3)$$

Учитывая частные температурные напоры и соотношения поверхности ребер $F_р$ и труб $F_т$, получим выражение для температурного напора между температурой воздуха и средней температурой наружной поверхности:

$$\theta_н = t - t_н = \frac{\theta_р F_р + \theta_т F_т}{F_н}. \qquad (3.4)$$

Из выражений (3.3) и (3.4) получим формулу, связывающую показатели $\eta_н$ и $\eta_р$:

$$\eta_н = \chi\eta_р + \frac{1 - \chi\eta_р}{S_{ор}}, \qquad (3.5)$$

где χ — коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление контакта между ребром и трубкой;

$$\chi = \theta'_т/\theta_т = 1 - (\theta_{кт}/\theta_т);$$

$S_{ор} = F_н/F_т$ — показатель оребрения по отношению к наружной поверхности труб, м²/м².

Для режимов охлаждения и осушения воздуха А. А. Гоголиным [5] предложено следующее выражение для нахождения коэффициента χ:

$$\chi = \frac{1 - (\alpha_н \xi R_{кт}/S_{ор})}{1 + \alpha_н \xi \eta_р R_{кт}[1 - (1/S_{ор})]},$$

где $R_{кт}$ — термическое сопротивление в месте контакта трубки с ребром, м²·ч·град/ккал.

Расчеты коэффициентов χ показывают, что для монолитных ребер и при хорошем покрытии наружной поверхности металлом коэффициент $\chi = 1$, т. е. отсутствует термическое сопротивление контакта и температура основания ребра равна температуре поверхности трубы. При плохом выполнении контакта ребер с трубками коэффициент χ понижается до 0,6—0,48. Следовательно, высокое термическое сопротивление контакта ведет к снижению тепловой эффективности поверхностных теплообменников, что должно учитываться при конструировании и расчетах.

Для тонкого прямого ребра прямоугольного сечения коэффициент эффективности ребра определяется по выражению

$$\eta_р = \text{th}\,(h\sqrt{m})/h\sqrt{m}, \qquad (3.6)$$

где h — высота ребра.

Величина m вычисляется по формулам:

для режимов нагрева и охлаждения без конденсации влаги

$$m = 2\alpha_н/\delta_р\lambda_р \ \ 1/м^2;$$

для режимов охлаждения с конденсацией влаги из воздуха

$$m = 2\alpha_н\xi/\delta_р\lambda_р \ \ 1/м^2,$$

где $\delta_р$ — толщина ребра, м; $\lambda_р$ — коэффициент теплопроводности материала ребра, ккал/м·ч·град.

Расчеты по выражению (3.6) выявляют следующий характер изменения коэффициента эффективности ребра:

при постоянном диаметре трубки с увеличением высоты ребра коэффициент $\eta_р$ уменьшается;

применение металлов с большим $\lambda_р$ обеспечивает рост $\eta_р$;

при малой высоте ребра ($h = 0{,}01$ м) увеличение коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$ незначительно уменьшает $\eta_р$;

при малой высоте ребер уменьшение их толщины незначительно сказывается на $\eta_р$.

Следовательно, при конструировании поверхностных теплообменников рационально применение тонких ребер, что обеспечивает экономию металла и уменьшение массы аппаратов. Практически выбор толщины ребер ограничивается только соображениями механической и антикоррозионной прочности оребренной поверхности. Выбор оптимальной высоты ребра, кроме оценки по коэффициенту $\eta_р$, связан с необходимостью учета конструктивных особенностей и назначения теплообменника.

Размеры оребренных поверхностей принято сравнивать по следующим показателям (рис. 44): наружный $d_т$ и внутренний $d_{вн}$ диаметры трубок; шаг $s_р$ и толщина $\delta_р$ ребер; шаг s_1 трубок в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха (по-

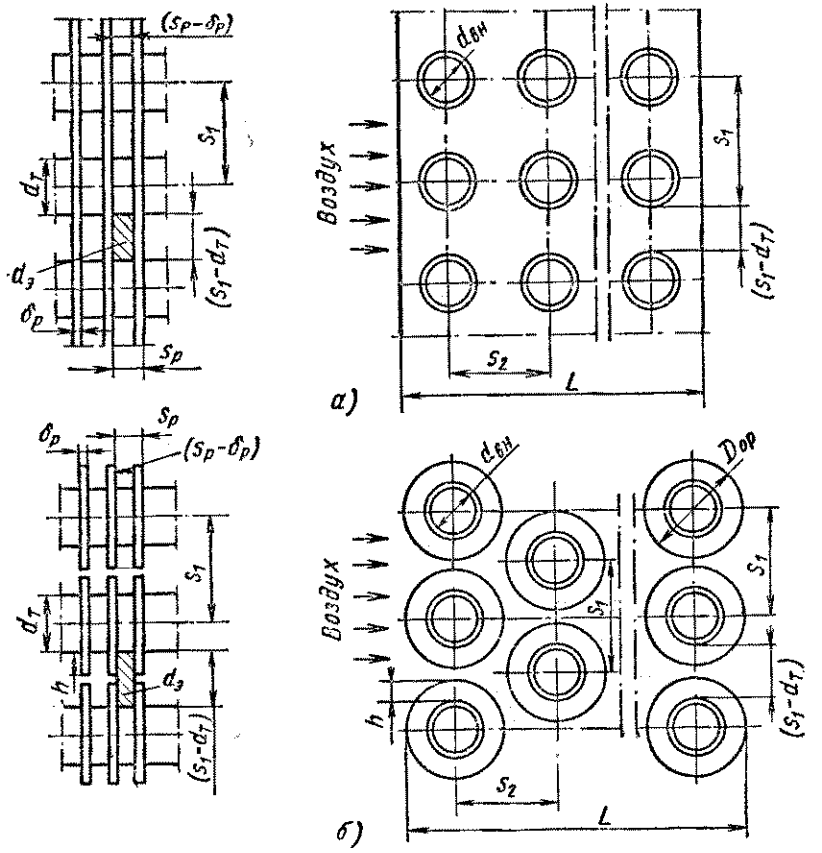


Рис. 44. Характерные размеры оребрения трубчатых теплообменников:

а — трубчато-пластинчатые теплообменники с коридорным расположением трубок; *б* — оребренные трубчатые теплообменники с шахматным расположением трубок

перечный шаг); продольный шаг s_2 трубок; эквивалентный диаметр $d_э$ канала для прохода воздуха; длина канала L для прохода воздуха в оребренном теплообменнике.

Для одиночных труб с круглым оребрением геометрическая высота ребра определяется по формуле

$$h = (D_{ор} - d_т)/2 \text{ м},$$

где $D_{ор}$ — наружный диаметр оребрения, м.

Для гладких пластин при равенстве поперечного и продольного шага труб ($s_1 = s_2$) геометрическая высота ребра определяется по формуле

$$h = (s_1 - d_т)/2 \text{ м}.$$

По результатам испытаний установлено, что с увеличением высоты ребра отмечается падение коэффициентов $\alpha_н$. Одновременно ухудшаются и экономические показатели по стоимости и массе удельной поверхности теплообменников. Применение низких ребер обеспечивает увеличение $\alpha_н$, но приводит к ухудшению показателей по развитию наружной поверхности и живого сечения для прохода воздуха. Выбор оптимального геометрического размера высоты ребра можно оценивать по соотношениям $h/d_т$ и $h/s_р$.

Отношение высоты ребра к наружному диаметру трубы для современных конструкций поверхностных теплообменников колеблется в пределах 0,4—0,7. При малых диаметрах труб (10—12 мм) применяются большие величины отношений. Так, при $d_т = 12$ мм высота ребра имеет величину порядка 7 мм. С увеличением диаметра трубы отношение $h/d_т$ уменьшается.

Шаг ребер оказывает существенное влияние на теплотехнические, аэродинамические и экономические показатели поверхностных теплообменников. Уменьшение шага ребер приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления и к снижению $\alpha_н$. С другой стороны, увеличение числа ребер на единицу длины оребренной трубы обусловливает развитие наружной поверхности. Поэтому следует принимать оптимальные значения шага ребер. Для современных конструкций поверхностных теплообменников $s_р = 2 \div 4$ мм, для трубчато-пластинчатых теплообменников $s_р = 2{,}0 \div 3{,}3$ мм, для спирально-накатных и спирально-навивных труб $s_р = 3 \div 4$ мм. Соотношение высоты ребра к шагу ребер составляет $h/s_р = 2 \div 3{,}5$.

Оценка геометрических размеров оребренной поверхности по условиям обеспечения прохода воздушного потока производится по показателю эквивалентного диаметра канала, вычисляемого по формуле

$$d_э = \frac{2(s_1 - d_т)(s_р - \delta_р)}{(s_1 - d_т) + (s_р - \delta_р)} \text{ м}.$$

На рис. 44 заштрихованными участками показаны геометрические размеры, определяющие $d_э$ для пластинчатых и трубчатых оребренных поверхностей. В пластинчато-трубчатых теплообменниках отсутствуют просветы между вершинами ребер, где наблюдаются повышенные скорости воздушного потока. Для одиночных оребренных труб характерно наличие просветов между вершинами ребер, что обусловливает понижение коэффициентов $\alpha_н$ по сравнению с теплообменниками со сплошным пластинчатым оребрением, при одинаковых средних скоростях воздуха.

На рис. 45, *а* представлены полученные А. А. Гоголиным [5] графические зависимости коэффициентов $\alpha_н$ для пластинчато-трубчатых теплообменников с коридорным расположением труб и гладкими пластинами. Эти опытные данные рекомендуется применять для геометрически подобных оребренных поверхностей, отвечающих соотношениям: $s_1/d_т = 2 \div 2{,}5$; $s_р/d_т = 0{,}2 \div 0{,}3$; $h/s_р = 2 \div 3$.

На рис. 45, *б* представлена графическая зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$ для теплообменников из одиночных труб

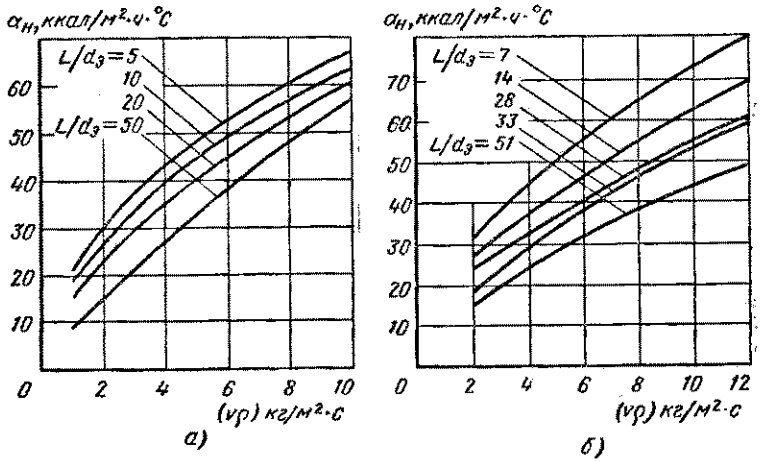


Рис. 45. Результаты графического осреднения опытных данных о зависимости коэффициентов $\alpha_н$ в теплообменниках с коридорным расположением труб:

а — трубчато-пластинчатых; *б* — из одиночных оребренных труб

с круглым гладким оребрением. Геометрические размеры оребрения приблизительно аналогичны оговоренным выше соотношениям.

Коэффициент $\alpha_н$ на графиках представлен в зависимости от изменения $\nu\rho$ (массовая скорость воздуха в суженном трубками и ребрами живом сечении теплообменника) и безразмерного соотношения $L/d_э$, характеризующего геометрические размеры оребренных теплообменников.

Геометрический размер L (длина канала для прохода воздуха) измеряется от вершины ребра первого ряда до вершины ребра последнего по ходу воздуха ряда трубок в теплообменнике. Из графиков на рис. 45 видно, что с увеличением соотношения $L/d_э$, при одинаковых массовых скоростях воздуха значения $\alpha_н$ уменьшаются.

Полученный характер зависимости $\alpha_н$ от показателя геометрического подобия оребренных поверхностей нельзя смешивать с влиянием рядности. Так, при одинаковой геометрии оребрения

($d_э$ постоянно) и изменяющемся числе рядов теплообменника (от одного ряда и более) с увеличением числа рядов показатель $L/d_э$ увеличивается. Из этого можно сделать неверный вывод, что наиболее высокие коэффициенты $\alpha_н$ соответствуют однорядным теплообменникам. В действительности опыты показывают, что для трехрядного теплообменника с шахматным расположением трубок коэффициенты $\alpha_н$ примерно на 30% выше, чем для однорядного теплообменника с аналогичной геометрией оребрения и при одинаковых скоростях воздуха. При коридорном расположении стальных труб с ленточным стальным оребрением и крупными гофрами получены следующие опытные данные: если за 100% принять $\alpha_н$ для третьего ряда, то для второго ряда $\alpha_н$ составляет 95%, а для первого 75% (при $v\rho = 6 \div 10$ кг/м²·с).

При распространении опытных данных по графикам на рис. 45 на случай шахматного расположения трубок А. А. Гоголин [5] рекомендует увеличивать значения $\alpha_н$ на 10—15%.

Аэродинамическое сопротивление для трубчатых теплообменников с гладким пластинчатым оребрением А. А. Гоголин [5] рекомендует подсчитывать по опытной формуле

$$\Delta P = 0{,}0113\,(v\rho)^{1{,}7}\,(L/d_э)\ \text{кг/м}^2.$$

Эта формула относится к условиям испытаний при отсутствии влаги на наружной поверхности теплообменника. Наличие влаги значительно повышает аэродинамическое сопротивление, о чем свидетельствуют опытные данные, представленные в форме отношения сопротивления для влажной и для сухой поверхности $\Delta P_{вл}/\Delta P$ (при $v\rho = 5 \div 6$ кг/м²·с).

Зазор между ребрами в мм: 2; 3; 4; 5 и 6; соответственно $\Delta P_{вл}/\Delta P$ для труб с гладкими ребрами 2,5; 1,9; 1,5; 1,3 и 1,15. Для труб со сплошными гладкими пластинками при зазоре между последними 2 мм отношение $\Delta P_{вл}/\Delta P = 1{,}8$.

Из этих данных видно, что особенно значительно увеличение аэродинамического сопротивления у теплообменников с малым зазором между ребрами ($S_р - \delta_р$). Это обстоятельство необходимо учитывать при конструировании теплообменников, предназначенных для режимов охлаждения и осушения воздуха.

Значение массовой скорости воздуха в живом сечении теплообменников 5—6 кг/м²·с рекомендуется А. А. Гоголиным [5] исходя из опытных данных о том, что увеличение скоростей воздуха до этих значений не приводит к срыву и уносу влаги с поверхности теплообменников.

За последнее время в установках кондиционирования начали широко применяться трубы со спирально-накатным оребрением (рис. 46). Эти оребренные поверхности обладают как высокой технологичностью изготовления (накатка на специальном стане, сооружением, например, на Домодедовском машиностроительном заводе «Кондиционер»), так и хорошими теплотехническими, аэродинамическими и весовыми показателями. Монолитность ребра

с трубкой предопределяет отсутствие термического сопротивления в месте контакта, а гладкая форма ребер обусловливает малые аэродинамические сопротивления.

По результатам исследований В. Е. Минииным [19, 31] даны рекомендации о целесообразности создания компактной и высокоэффективной теплообменной поверхности из алюминиевых накатных трубок с конструктивными показателями по рис. 46, *а*. На базе этих трубок теплообменники создаются с поперечным шагом оребренных труб $s_1 = 25$ мм и с продольным шагом $s_2 = 22$ мм.

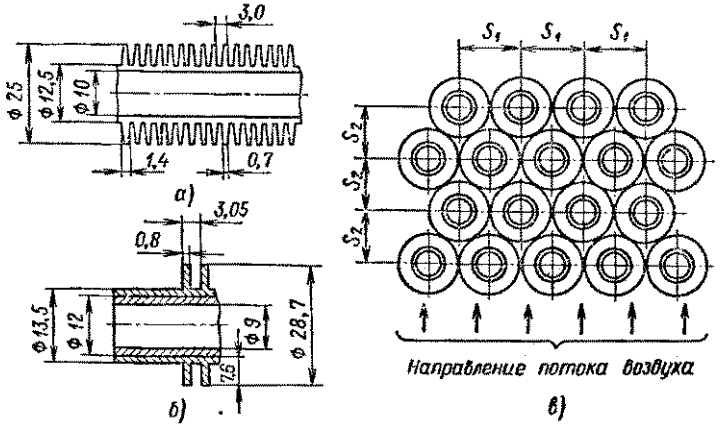


Рис. 46. Трубы с накатным оребрением:

а — цельная оребренная трубка; *б* — биметаллическая оребренная трубка; *в* — пучок оребренных трубок

Коэффициент оребрения достигает 6,2. Степень развития поверхности — в объеме 420 м²/м³. Поверхность 1 м оребренной трубы 0,27 м²/м. В режимах нагрева и охлаждения воздуха без изменения влагосодержания получена опытная формула для определения коэффициента теплопередачи

$$k_я = 17{,}4\,(v\rho)^{0{,}665}w^{0{,}184} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (3.7)$$

Применение этой формулы рекомендуется в диапазоне изменения массовой скорости воздуха от 3,5 до 11 кг/м²·с. В режимах нагрева воздуха скорость горячей воды в трубках рекомендуется изменять от 0,2 до 1,0 м/с, а в режимах охлаждения воздуха $w = 0{,}6 \div 1{,}5$ м/с.

В режимах нагрева и охлаждения воздуха аэродинамическое сопротивление вычисляется по формуле

$$\Delta P = 0{,}0345\ (v\rho)^{1{,}7} z^{1{,}6} \text{ кг/м}^2,$$

где z — число оребренных труб по глубине теплообменника.

В режимах охлаждения и осушения воздуха при массовых скоростях до 4,5 кг/м²·с в испытаниях не наблюдалось срыва

сконденсировавшихся капель с оребренной поверхности. Наличие конденсата вызывает повышение аэродинамического сопротивления, которое вычисляется по формуле

$$\Delta P_{вл} = 0{,}33\,(v\rho)^{1{,}4} z^{0{,}82} \text{ кг/м}^2.$$

Необходимо отметить, что по результатам исследований В. Е. Минина получена малая зависимость теплотехнических показателей при глубине теплообменников не менее трех рядов. Для двух- и однорядных теплообменников отмечено значительное уменьшение коэффициентов теплопередачи. Поэтому опытную формулу (3.7) рекомендуется использовать для теплообменников из алюминиевых накатных труб с числом рядов труб по глубине не менее трех.

Для обеспечения эксплуатационной надежности накатные трубы изготовляют из двойных труб, которые часто называют биметаллическими накатными трубами. Во ВНИИКондвентмаше [19] исследовались теплообменники из таких труб с конструктивными показателями согласно рис. 46, *б*. На стальную трубу 12×9 мм насаживалась внешняя алюминиевая труба и проводилась прокатка на специальном станке. После прокатки обеспечивались конструктивные размеры согласно рис. 46, *б*. На базе этих трубок создавались теплообменники с поперечным шагом труб $s_1 = 31$ мм и продольным шагом $s_2 = 27$ мм. Степень развития поверхности — в объеме 352 м²/м³. Поверхность 1 м оребренной трубы 0,3845 м²/м.

По результатам экспериментальных исследований теплообменников из биметаллических накатных труб получены следующие опытные выражения для вычисления коэффициентов теплопередачи и аэродинамического сопротивления в режимах нагрева и охлаждения воздуха без изменения влагосодержания:

для однорядного теплообменника

$$k_я = 19{,}04\,(v\rho)^{0{,}438} w^{0{,}093} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}0464\,(v\rho)^{1{,}796} \text{ кг/м}^2;$$

для двухрядного теплообменника

$$k_я = 25{,}59\,(v\rho)^{0{,}432} w^{0{,}157} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}094\,(v\rho)^{1{,}795} \text{ кг/м}^2;$$

для трехрядного теплообменника

$$k_я = 19{,}27\,(v\rho)^{0{,}482} w^{0{,}145} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}15\,(v\rho)^{1{,}77} \text{ кг/м}^2;$$

для четырехрядного теплообменника

$$k_я = 16{,}78\,(v\rho)^{0{,}546} w^{0{,}176} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}192\,(v\rho)^{1{,}77} \text{ кг/м}^2.$$

Эти опытные формулы рекомендуется использовать при изменении $v\rho$ от 3,5 до 15 кг/м²·с и скорости воды в режимах нагрева воздуха от 0,2 до 1,0 м/с и в режимах охлаждения воздуха от 0,6 до 1,5 м/с.

В целях интенсификации наружного теплообмена гладкое пластинчатое оребрение заменяется на гофрированные пластины. На рис. 47 показано конструктивное выполнение трубчатых оребренных элементов, используемых в унифицированных калориферах типа КУ модели С (средняя) (рис. 47, *а*) и модели Б (большая) (рис. 47, *б*). Теплообменный элемент выполнен из стальных

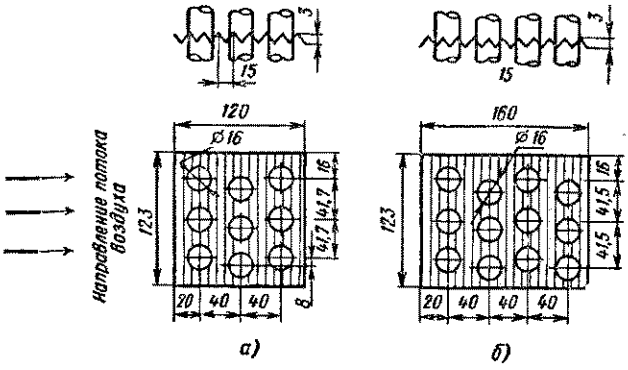


Рис. 47. Трубки с гофрированным оребрением

трубок 16×1,6 мм с насаженными на них гофрированными пластинками. Для увеличения наружной теплоотдачи расположение трубок совмещенное, с шагом 8 мм. Контакт между трубками и насаженными пластинами достигается методом горячего цинкования.

По результатам экспериментальных исследований теплообменников с конструктивным выполнением оребрения согласно рис. 47 получены следующие опытные выражения для нахождения коэффициентов теплопередачи и аэродинамического сопротивления в режимах нагрева и охлаждения воздуха без изменения влагосодержания:

для теплообменников модели С

$$k_я = 19{,}94\,(v\rho)^{0{,}32} w^{0{,}132} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}22\,(v\rho)^{1{,}62} \text{ кг/м}^2;$$

для теплообменников модели Б

$$k_я = 17\,(v\rho)^{0{,}32} w^{0{,}13} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}28\,(v\rho)^{1{,}65} \text{ кг/м}^2.$$

Высокой эксплуатационной надежностью от разрушения в случае замерзания воды в трубках обладают теплообменники из плоскоовальных трубок с гофрированными ребрами, конструктив-

ное выполнение которых показано на рис. 48. По результатам испытаний теплообменников из таких трубок получены следующие опытные формулы для вычисления коэффициентов теплопередачи и аэродинамического сопротивления в режимах нагрева и охлаждения воздуха без изменения влагосодержания:

$$k_я = 19\,(v\rho)^{0,405} w^{0,129} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

$$\Delta P = 0{,}357\,(v\rho)^{1,63} \text{ кг/м}^2.$$

Горьковским механическим заводом треста «Сантехдеталь» освоено серийное производство теплообменников из плоскоовальных трубок с гофрированным оребрением, которые имеют название КВБ1-П-01÷КВБ12-П-01 и составляют ряд из 12 номеров. Эти теплообменники обладают наиболее хорошими теплотехническими и аэродинамическими показателями.

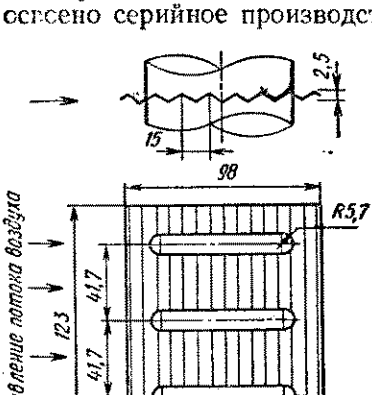


Рис. 48. Плоскоовальные трубки с гофрированным оребрением

Расчет и выбор режимов работы поверхностных теплообменников удобно проводить с помощью показателей E_t, B и N_t.

Рассмотрим последовательность расчета для прямой задачи в режиме охлаждения воздуха без изменения влагосодержания. Прямые задачи наиболее характерны для случаев проектирования УКВ.

Задано: масса охлаждаемого воздуха G кг/ч; начальные параметры воздуха t_1, d_1; требуемая конечная температура воздуха t_2; температура воды от источника холода t_{wx}.

Определить: конструктивные показатели поверхностных воздухоохладителей (ПВО); количество проходящей по трубкам теплообменника холодной воды G_w; количество воды от источника холодоснабжения G_{wx}; начальную температуру холодной воды t_{w_1}, подаваемой в ПВО; температуру воды после ПВО t_{w_2}.

Последовательность решения

1. Построением на I—d-диаграмме определяют условия осуществления заданного режима охлаждения воздуха без изменения влагосодержания. На I—d-диаграмме находят точки *1* и *2* (см. рис. 49), отвечающие соответственно начальному и конечному состояниям воздуха при постоянном влагосодержании $d_1 = d_2$. В месте пересечения линии постоянного влагосодержания с кривой $\varphi = 100\%$ находят значение постоянной температуры точки росы $t_{p_1} = t_{p_2}$.

Обеспечение охлаждения воздуха ПВО без изменения влагосодержания достигается при условии $t_{w_1} \geqslant t_{p_1}$. Если от источника холода может подаваться холодная вода с температурой $t_{wx} < t_{p_1}$, то рационально выбрать вариант минимальной начальной температуры воды $t_{w_1} = t_{p_1}$.

2. Перепад холодной воды в ПВО в режимах охлаждения кондиционируемого воздуха, как правило, ограничивают $\Delta t_w = 2 \div 6°$ С. Одновременно, в целях по-

лучения достаточно оптимальных условий теплообмена величины соотношений тепловых эквивалентов потоков ограничивают числовыми значениями $Б = 0{,}1 \div 0{,}6$. В соответствии с конкретными условиями выбирается величина $Б$.

3. Из преобразованного выражения для $Б$ находят расход холодной воды через ПВО:

$$G_w = Gc'_p/Б \text{ кг/ч}.$$

4. В соответствии с заданными t_1 и t_2, а также определенным в п. 1 значением t_{w_1}, вычисляют показатель E_t:

$$E_t = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_{w_1}).$$

5. По графической зависимости (например, по графику на рис. 15) при известных E_t и $Б$ находят необходимое число единиц переноса явного тепла N_t.

6. Для режимов охлаждения воздуха без конденсации влаги возможно использование ПВО со значениями массовой скорости воздуха в живом сечении теплообменника от 4 до 11 кг/м²·с. Выбор рациональной величины массовой скорости воздуха зависит от конкретных требований по компактности ПВО, возможному аэродинамическому сопротивлению, малошумности при работе УКВ и др. Поэтому следует проводить расчет нескольких вариантов и на основе их сравнения выбрать наиболее рациональное в технико-экономическом отношении решение.

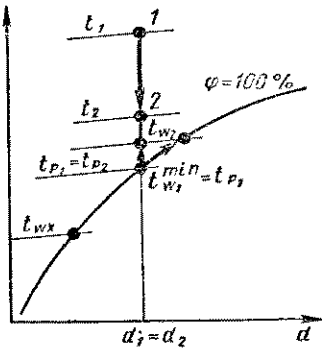


Рис. 49. Построение на I—d-диаграмме прямой задачи по расчету режимов охлаждения без изменения влагосодержания воздуха

Требуемые живые сечения ПВО для возможного диапазона изменения массовой скорости воздуха составят:

$$\text{минимальное } f_{ж.в} = G/(3600 \cdot 11) \text{ м}^2,$$

$$\text{максимальное } f_{ж.в} = G/(3600 \cdot 4{,}0) \text{ м}^2.$$

7. Для ПВО рекомендуется использование таких схем обвязки по воде, чтобы обеспечивались скорости воды в трубках от 0,6 до 1,2 м/с. В соответствии с этим требуемые живые сечения для прохода воды в ПВО составят:

$$\text{минимальное } f_{жw} = G_w/(3600 \cdot 1000 \cdot 1{,}2) \text{ м}^2;$$

$$\text{максимальное } f_{жw} = G/(3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}6) \text{ м}^2.$$

8. Наиболее обычным в практике проектирования УКВ является применение выпускаемых промышленностью ПВО. Поэтому выбирают конструкцию ПВО и уточняют действительные значения vp и w. По этим данным находят значение коэффициента явной теплопередачи по опытной формуле, обычно представляемой в виде выражения

$$k_я = u\,(vp)^n\, w^m \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Численные значения свободного члена u и показателей степени n и m зависят главным образом от конструктивных показателей. Для выпускаемых промышленностью теплообменников опытные формулы приведены в справочной литературе и по ряду конструкций даны в настоящей работе.

9. Из преобразованного выражения для показателя N_t вычисляют требуемую поверхность ПВО

$$F = N_t G c'_p/k_я \text{ м}^2.$$

10. По таблице конструктивных показателей выбранного в п. 8 типа ПВО подбирают возможное число рядов труб z по глубине теплообменника и действительную поверхность $F_д$.

11. Вычисляют запас поверхности ПВО по сравнению с требуемым значением $[(F_д - F)/F]\ 100\%$. Рекомендуется принимать запас 4—10%.

12. Вычисляется температура воды после ПВО

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{Gc'_p\,(t_1 - t_2)}{G_w}\ °C.$$

13. Определяют расход воды от источника холода

$$G_{wx} = Gc'_p\,(t_1 - t_2)/(t_{w_2} - t_{wx})\ кг/ч.$$

Рассмотрим последовательность расчета для обратной задачи в режиме охлаждения воздуха без изменения влагосодержания. Обратные задачи наиболее характерны для случаев наладки и испытаний УКВ.

З а д а н о: масса охлаждаемого воздуха G кг/ч; начальные параметры воздуха t_1 и d_1; масса холодной воды G_w кг/ч; начальная температура холодной воды t_{w_1}; конструкция ПВО в F, $f_{ж.в}$ и $f_{ж.w}$; опытная формула для $k_я$.

О п р е д е л и т ь: конечные параметры воздуха t_2 и d_2; конечную температуру воды t_{w_2}; расход воды от источника холода G_{wx}.

Последовательность решения

1. Построением на I—d-диаграмме определяют условия возможности протекания процесса охлаждения без конденсации влаги из воздуха при $t_{w_1} \geqslant t_{p_1}$.

2. Вычисляют массовую скорость воздуха в живом сечении ПВО $(v\rho) = G/(3600\ f_{ж.в})$ кг/м²·с.

3. Вычисляют скорость воды в трубках ПВО

$$w = G_w/(3600 \cdot 1000 f_{жw})\ м/с.$$

4. По опытной формуле для заданной конструкции ПВО вычисляют $k_я$.

5. При условиях $Gc'_p < C_w c_w$ вычисляют показатель $Б$ по выражению

$$Б = Gc'_p/(G_w c_w),$$

а показатель числа единиц переноса явного тепла — по выражению

$$N_t = k_я F/(Gc'_p).$$

При условии $Gc'_p \geqslant G_w c_w$ вычисляют показатель $Б$ по выражению

$$Б = G_w c_w/(Gc'_p),$$

а показатель числа единиц переноса явного тепла — по выражению

$$N_t = k_я F/(G_w c_w).$$

6. В соответствии с действительной схемой потоков в ПВО по графику (например, для перекрестно-противоточной схемы потоков по графику на рис. 15) при известных N_t и $Б$ находят численное значение E_t.

7. При условиях $Gc'_p \leqslant G_w c_w$ из преобразованного выражения для E_t находят значение конечной температуры охлажденного воздуха

$$t_2 = t_1 - E_t\,(t_1 - t_{w_1})\ °C.$$

При условиях $Gc'_p \geqslant G_w c_w$ из преобразованного выражения для E_t находят

значение конечной температуры воды

$$t_{w_2} = t_{w_1} + E_t (t_1 - t_{w_1})\ ^\circ\text{C}.$$

8. При условиях $Gc'_p \leqslant G_w c_w$ из преобразованного уравнения теплового баланса находят значение конечной температуры воды

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{Gc'_p (t_1 - t_2)}{G_w}\ ^\circ\text{C}.$$

При условиях $Gc'_p \geqslant G_w c_w$ из преобразованного уравнения теплового баланса находят значение конечной температуры воздуха

$$t_2 = t_1 - \frac{G_w (t_{w_2} - t_{w_1})}{Gc'_p}\ ^\circ\text{C},$$

9. Определяют расход воды от источника холода

$$G_{wx} = Gc'_p (t_1 - t_2)/(t_{w_2} - t_{wx})\ \text{кг/ч}.$$

Наиболее ответственными для работы круглогодовых УКВ являются режимы одновременного охлаждения и осушения воздуха. Автором разработан метод расчета этих режимов в ПВО с помощью использования показателей E_t, B, N_t, $k_я$ и ξ, а также графического построения на I—d-диаграмме условно сухого режима охлаждения, эквивалентного по затратам холода заданному режиму одновременного охлаждения и осушения воздуха.

Особенности методики рассмотрим при изложении последовательности выполнения расчетов прямой и обратной задач.

Прямая задача

З а д а н о: масса охлаждаемого воздуха G; начальные параметры воздуха t_1, I_1, d_1; требуемые конечные параметры воздуха t_2, I_2, d_2; начальная температура воды от холодильной станции t_{wx}. В качестве ПВО использовать типовые секции к кондиционерам КТ.

О п р е д е л и т ь: конструкцию ПВО, расход воды G_w, расход воды от холодильной станции G_{wx}, начальную t_{w_1} и конечную t_{w_2} температуры воды.

1. Построением на I—d-диаграмме определяем возможность осуществления заданного режима охлаждения и осушения воздуха. На I—d-диаграмме (рис. 50, *а*) находим точки *1* и *2*, отвечающие соответственно начальному и конечному состояниям воздуха. Точки *1* и *2* соединяем прямой и продолжаем ее до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке f, отвечающей средней температуре наружной поверхности теплообменника t_f. Полученное значение t_f должно быть не менее чем на 3—6° С больше температуры источника холода t_{wx}. Если прямая через точки *1* и *2* не пересекает кривую $\varphi = 100\%$, то это свидетельствует о невозможности осуществления заданного режима охлаждения и осушения воздуха в ПВО.

2. Проводится построение на I—d-диаграмме эквивалентного по расходу холода условно сухого режима. На линии $d_f = \text{const}$ в месте пересечения с линиями постоянных энтальпий I_1 и I_2 находим значения начальных и конечных температур воздуха для условно сухого режима соответственно t'_1 и t'_2 (построение см. рис. 50). Проведенному построению отвечает уравнение тепловых балансов

$$G (I_1 - I_2) = Gc'_p (t'_1 - t'_2) = G_w (t_{w_2} - t_{w_1}).$$

3. По заданному расходу охлаждаемого воздуха подбираем ближайший по номинальной производительности унифицированный секционный кондиционер типа КТ. По табличным конструктивным данным находим живое сечение для

прохода воздуха $f_{ж.в}$ для выбранного ПВО. Вычисляем массовую скорость воздуха

$$(\nu\rho) = G/(3600 f_{ж.в}) \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

4. Перепад холодной воды в ПВО для УКВ, как правило, принимают в 2—6° С. Одновременно, в целях получения достаточно оптимальных условий тепло-

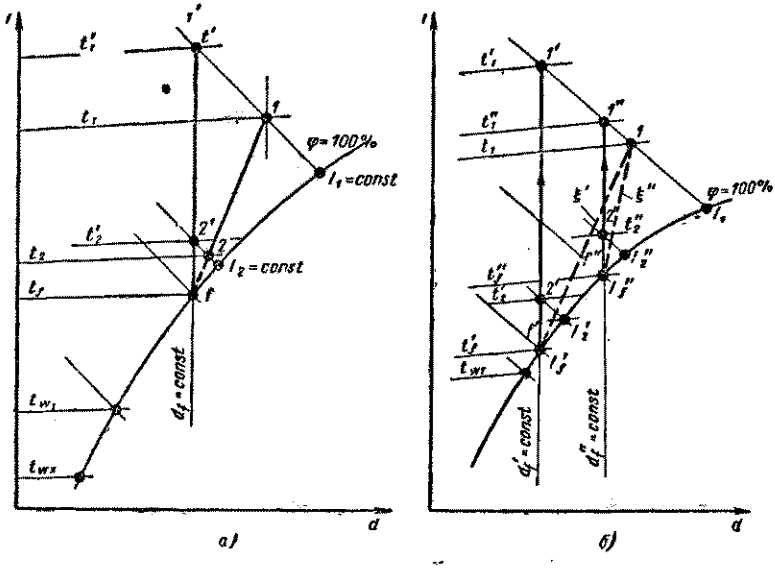


Рис. 50. Построение на I—d-диаграмме прямой ($а$) и обратной ($б$) задач по расчету режимов одновременного охлаждения и осушения воздуха в ПВО

обмена, величины показателей $Б$ ограничивают числовыми значениями в пределах 0,1÷0,6.

Выбираем величину показателя $Б$.

5. Преобразуем выражением для $Б$ к виду для вычисления расхода воды

$$G_w = G(I_1 - I_2)/[Б(t_1 - t_2)] \text{ кг/ч}.$$

6. Задаемся несколькими значениями начальной температуры воды t_{w_1} перед ПВО. Останавливаемся на трех-четырех значениях, начиная с $t_{w_1} = t_{wx}$ и кончая $t_{w_1} = t_1 - \Delta t_w^{min}$. Для каждого из принятых значений t_{w_1} проводим дальнейшие расчеты и результаты заносим в табл. 9, по данным которой выбираем рациональный вариант конструкции и режим работы ПВО.

7. Для каждого принятого значения t_{w_1} вычисляем показатель E_t для условно сухого режима охлаждения:

$$E_t = (t_1' - t_2')/(t_1' - t_{w_1}).$$

8. По графику (например, на рис. 15) находим показатель N_t при известных $Б$ и E_t.

9. ПВО для кондиционеров типа КТ не имеют постоянной обвязки элементов теплообменников для прохода воды. Схема обвязки выбирается проектантом, и поэтому предварительно следует задаться значением скорости воды в трубках в оптимальных для воздухоохладителей пределах 0,6—1,2 м/с. По опытной формуле для принятой конструкции ПВО при известных массовой скорости воздуха

Таблица 9

Сравнительные показатели возможных конструктивных вариантов и режимов работы ПВО

Пункты расчета	Наименование показателя	Значения показателей при t_{w_1}		
		Минимальное $t_{w_1} = t_{wx}$	Промежуточное t_{w_1}	Максимальное $t_{w_1} = t_f - \Delta t_w^{min}$
7	$E_t = (t_1' - t_2')/(t_1' - t_{w_1})$	Различные		
8	$N_t = k_я' F/(Gc_p')$	»		
9	$k_я = u\,(vp)^n w^m$	Одинаковые		
10	Требуемая наружная поверхность ПВО F	Различные		
11	Возможное число рядов z и действительная поверхность ПВО по каталогам $F_д$	»		
12	Запас в поверхности $[(F_д - F)/F]\ 100\%$	»		
13	$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{G\,(I_1 - I_2)}{G_w}$	»		
14	$G_{wx} = G\,(I_1 - I_2)/(t_{w_2} - t_{wx})$	»		

и скорости воды вычисляем коэффициент $k_я$ в режимах охлаждения без конденсации влаги.

10. Вычисляется требуемая поверхность ПВО

$$F = N_t G c_p'/k_я \text{ м}^2.$$

11. По таблице конструктивных показателей для выбранного ПВО подбираем возможное число рядов труб теплообменника z и действительную поверхность $F_д$.

12. Вычисляем запас в поверхности ПВО по сравнению с требуемым значением $[(F_д - F)/F)]\ 100\%$.

13. Вычисляем температуру воды после ПВО

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{G\,(I_1 - I_2)}{G_w} \text{ °C}.$$

14. Определяем расход воды от холодильной станции

$$G_{wx} = G\,(I_1 - I_2)/(t_{w_2} - t_{wx}) \text{ кг/ч}.$$

15. Полученные данные расчетов по пп. 7—14 заносим в табл. 9 и проводим выбор оптимального варианта конструкции и режимов работы ПВО. При выборе учитывается возможность получения оптимальной скорости воды (уточняются возможные компоновки для требуемых z), наличие запаса поверхности ПВО не более 10%, рациональный расход воды от холодильной станции, возможное аэродинамическое сопротивление ПВО.

16. По выбранному конструктивному варианту числа рядов z уточняем возможные сечения трубок для прохода воды при противоточно-перекрестной схеме

движения воздуха и воды. При этом схему обвязки выбираем из условия возможности обеспечения выбранного по п. 9 оптимального значения скорости воды. В случае значительного отличия получаемой скорости от принятой по п. 9, производим уточнение $k_я$, а также требуемой поверхности по п. 10.

Обратная задача

З а д а н о: масса охлаждаемого воздуха G; начальные параметры воздуха t_1, I_1, d_1; расход холодной воды $G_ω$; начальная температура воды $t_{ω_1}$; конструктивные показатели теплообменника F, $f_{ж.в}$, $f_{жω}$; опытная формула для $k_я$ на сухих режимах охлаждения.

О п р е д е л и т ь: конечные параметры воздуха t_2, I_2, d_2; конечную температуру воды $t_{ω_2}$; расход воды от холодильной станции $G_{ωх}$.

1. Вычисляем массовую скорость воздуха в живом сечении теплообменника:

$$(υρ) = G/(3600f_{ж,в}) \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}.$$

2. Вычисляем скорость воды в трубках теплообменника

$$ω = G_ω/(3600f_{жω}\cdot 1000) \text{ м/с}.$$

3. По опытной формуле для режимов сухого охлаждения вычисляем коэффициент теплопередачи

$$k_я = u(υρ)^n ω^m \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

4. Вычисляем показатель числа единиц переноса явного тепла

$$N_t = k_я F/(Gc'_p).$$

5. Вычисляем показатель $Б$ для режимов сухого охлаждения воздуха, когда $ξ = 1$:

$$Б = Gc'_p/(G_ω c_ω).$$

6. В соответствии с действительной схемой потоков в ПВО по графику (например, по рис. 15) находим числовое значение показателя E_t для сухого режима охлаждения при известных N_t и $Б$.

7. На I—d-диаграмме (рис. 50, *б*) наносим начальные параметры воздуха (точка I) и параметры насыщенного воздуха при температуре воды $t_{ω_1}$ перед ПВО.

8. Направление процесса обработки воздуха в ПВО неизвестно, и поэтому прибегаем к методу попыток. Для первой попытки выбираем минимальный перепад по воде 2° С:

$$t'_l = t_{ω_1} + 2° \text{ С}.$$

На I—d-диаграмме находим точку l'_l и соответствующие ей параметры насыщенного воздуха t''_l и I''_l. Вычисляем показатель $ξ$ для первой попытки:

$$ξ = (I_1 - I''_l)/[c'_p(t_1 - t''_l)].$$

9. На I—d-диаграмме проводим построение условно сухого режима охлаждения воздуха, эквивалентного по затратам холода при показателе $ξ'$ для первой попытки. Из точки l' проводим линию $d'_l = \text{const}$ и в месте пересечения с $I_1 = \text{const}$ находим значение температуры t'_1, отвечающей начальному состоянию воздуха в условно сухом режиме при $ξ'$.

10. Из преобразованного выражения для показателя E_t находим конечную температуруру воздуха в условно сухом режиме

$$t'_2 = t'_1 - E_t(t'_1 - t_{ω_1}).$$

11. На I—d-диаграмме в месте пересечения изотермы t'_2 с $d'_l = \text{const}$ находим значение $I'_2 = \text{const}$, отвечающее конечной энтальпии воздуха для выбранного $ξ'$.

12. Из преобразованного уравнения теплового баланса находим конечную температуру воды

$$t'_{w_2} = t_{w_1} + \frac{G(I_1 - I_2)}{G_w} \text{ °C}.$$

13. Вычисляем среднелогарифмический перепад температур для первой попытки

$$\Delta t'_{\text{ср. л}} = 0{,}94 \frac{(t'_1 - t'_{w_2}) - (t'_2 - t_{w_1})}{2{,}303 \lg \frac{t'_1 - t'_{w_2}}{t'_2 - t_{w_1}}} \text{ °C}.$$

14. Определяем коэффициент $k'_я$ для условного сухого режима в первой попытке

$$k'_я = G(I_1 - I'_2)/(F \cdot \Delta t'_{\text{ср. л}}).$$

15. Проводим сравнение коэффициента $k'_я$ для условно сухого режима в первой попытке и вычисленного по опытной формуле в п. 3. Расхождения между величинами $k'_я$ и $k_я$ не должны быть более 5%.

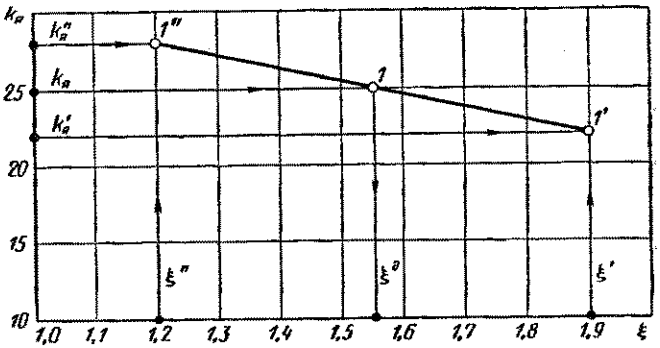


Рис. 51. Вспомогательное построение в прямоугольных координатах для нахождения действительного значения $\xi^д$ по результатам расчетов двух предварительных попыток

Как правило, по результатам первой попытки получаем $k'_я < k_я$. Это свидетельствует о том, что принятое ξ' больше, чем имеет место в действительном процессе охлаждения и осушения. Поэтому задаемся вторым значением ξ'' при максимальном перепаде по воде 6° С:

$$t''_f = t_{w_1} + 6° \text{ С}.$$

Построением на I—d-диаграмме (см. рис. 50) находим параметры I''_f и t''_f, что позволяет вычислить показатель

$$\xi'' = (I_1 - I''_f)/[c'_p(t_1 - t''_f)].$$

16. В соответствии с новым значением ξ'' повторяем расчет с п. 9 по 14. Как правило, в этом случае $k''_я > k_я$. Это свидетельствует о том, что принятое значение ξ'' меньше, чем в действительном процессе охлаждения и осушения.

17. Для нахождения действительного значения $\xi^д$ прибегаем к графическому построению в прямоугольных координатах $k_я$—ξ (рис. 51). Наносим на график точки $1'$ и $1''$, отвечающие координатам значений коэффициентов явной теплопе-

редачи и показателей ξ для первой и второй попыток. Полученные точки соединяем прямой линией. На оси ординат наносим значение коэффициента явной теплопередачи $k_я$, вычисленное по опытной формуле в п. 3, и проводим горизонтальную линию до пересечения с прямой, соединяющей точки $1'$ и $1''$. Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и в месте пересечения находим величину действительного показателя $\xi^д$.

18. Используя найденное значение $\xi^д$, последовательно вычисляем

а) $Б^д = Gc'_p\xi^д/(G_w c_w)$;

б) по графику на рис. 15 по известным показателям N_t и $Б^д$ находим $E_t^д$ для режима охлаждения с одновременным осушением воздуха;

в) $t_2 = t_1 - E_t^д(t_1 - t_{w_1})$;

г) $I_2 = I_1 - \xi^д c'_p (t_1 - t_2)$;

д) $t_{w_2} = t_{w_1} + \dfrac{G(I_1 - I_2)}{G_w}$.

19. Определяем расход воды от холодильной станции

$$G_{wx} = G(I_1 - I_2)/(t_{w_2} - t_{wx}) \text{ кг/ч.}$$

§ 3.2. ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Особенностью применения этого типа теплообменников в УКВ является то, что по обе стороны разделяющей стенки движутся потоки воздуха. Один поток имеет более высокую температуру $G_г$, а второй — низкую $G_х$. В силу наличия температурного напора через разделяющую стенку осуществляется перенос тепла в сторону холодного потока воздуха $G_х$. При установившемся стационарном режиме и отсутствии теплообмена с внешней средой справедливо уравнение теплового баланса

$$Q_я = G_г c'_p (t_{г_1} - t_{г_2}) = G_х c'_p (t_{х_2} - t_{х_1}) \text{ ккал/ч,}$$

где $t_{г_1}$ и $t_{х_1}$ — начальные температуры соответственно горячего и холодного потоков воздуха, °С; $t_{г_2}$ и $t_{х_2}$ — конечные температуры соответственно горячего и холодного потоков воздуха, °С.

Количество тепла, переданное через стенки воздухо-воздушного теплообменника, может быть выражено уравнением

$$Q_я = kFt_{ср.л} \text{ ккал/ч.}$$

Коэффициент теплопередачи определяется уравнением

$$k = \frac{1}{F\left(\dfrac{1}{\alpha_г \eta_{нг} F_г} + \dfrac{\delta}{\lambda F_{ст}} + \dfrac{1}{\alpha_х \eta_{нх} F_х}\right)},$$

где F — поверхность теплообменника, к которой отнесена величина k, м²; $F_г$ и $F_х$ — поверхности теплообменника соответственно со стороны горячего и со стороны холодного воздуха, м²; $F_{ст}$ — средняя величина поверхности основных разграничивающих стенок теплообменника, м²; $\alpha_г$ и $\alpha_х$ — коэффициенты теплоотдачи

от горячего воздуха к стенке и от стенки к холодному воздуху, ккал/м²·ч·град; $\eta_{нг}$ и $\eta_{нх}$ — коэффициенты эффективности для поверхности соответственно со стороны горячего и со стороны холодного воздуха.

Конструктивно воздухо-воздушные теплообменники выполняются в форме пакета, собранного из пластинчатых элементов с оребренной поверхностью. Соединенные пластинчатые элементы образуют чередующиеся каналы для прохода воздушных потоков

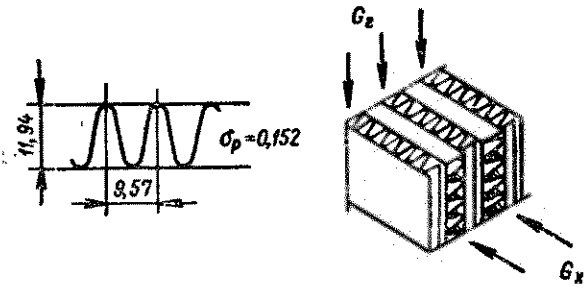


Рис. 52. Воздухо-воздушный теплообменник с гладкими ребрами

по обе стороны разделяющих оребренных стенок теплообменника (рис. 52).

Стенки каналов могут иметь гладкую или волнистую форму поверхности. В свою очередь, ребра могут быть гладкими, гофрированными, перфорированными, стерженьковыми. Различные конструктивные формы воздухо-воздушных теплообменников и результаты их испытаний приведены в работе [13].

Расчет воздухо-воздушных теплообменников наиболее просто производить с помощью показателей E_t и числа единиц переноса тепла N_t.

§ 3.3. ТЕПЛООБМЕННИКИ ИЗ ТЕПЛОВЫХ ТРУБОК (ТТ)

Тепловой трубкой (ТТ) называют теплообменное устройство, обеспечивающее перенос тепла благодаря изменению агрегатного состояния рабочего вещества (процессы испарения и конденсации) при наличии температурного напора по обе стороны устройства. Конструктивно ТТ выполняются в форме герметичной оболочки, заполненной рабочим веществом. В качестве последнего используются химические соединения и элементы, которые могут находиться в парообразном и жидком состоянии при рабочей разности температур. Форма герметичной оболочки зависит от условий применения, но чаще всего используется цилиндрическая форма трубы (рис. 53).

В рабочем положении ТТ закрепляется в разделительной перегородке, и каждая ее сторона выступает в каналы, по которым движутся потоки, имеющие различную температуру. Одна сторона трубы омывается потоком с высокой температурой и образует

зону подвода тепла, которое передается через стенку оболочки к заполняющему рабочему веществу и обусловливает протекание процесса испарения рабочего вещества. Образовавшиеся пары накапливаются в центральной части трубы, повышают давление в этой зоне ТТ и перемещаются в осевом направлении в сторону меньшего давления.

Другая сторона трубы омывается потоком с более низкой температурой и образует зону отвода тепла, которое передается от конденсирующегося рабочего заполнителя через разделяющую

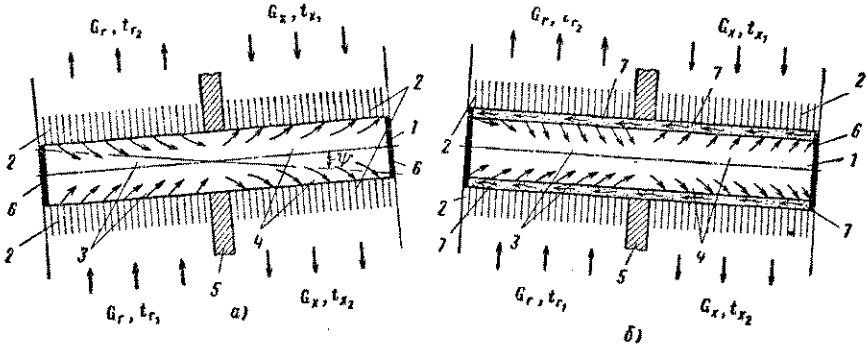


Рис. 53. Конструктивная схема тепловой трубки:

а — бесфитильной; *б* — с капиллярным вкладышем: *1* — герметичный сосуд трубчатой формы, заполненный рабочим веществом; *2* — наружное оребрение; *3* — зона подвода тепла от воздушного потока (зона испарения рабочего вещества); *4* — зона отдачи тепла к холодному воздушному потоку (зона конденсации рабочего вещества); *5* — разделительная перегородка между воздушными потоками с различной температурой; *6* — заглушка; *7* — капиллярный вкладыш

стенку оболочки внешнему потоку. Сконденсировавшееся рабочее вещество в виде жидкости перемещается из зоны конденсации в зону испарения, где превращается в пар.

Из описания видно, что в герметичной оболочке ТТ осуществляется замкнутый цикл циркуляции рабочего вещества.

Эффективность работы ТТ зависит от следующих основных факторов: условий обеспечения возвращения жидкого заполнителя из зоны конденсации в зону испарения; интенсивности подвода тепла через оболочку и условий протекания процессов испарения заполнителя в зоне испарения; условий обеспечения переноса паров заполнителя из зоны испарения в зону конденсации; условий протекания процессов конденсации заполнителя и интенсивности отвода тепла через оболочку в зоне конденсации.

Обеспечение возвращения жидкого заполнителя из зоны конденсации в зону испарения прежде всего зависит от конструктивного выполнения ТТ. Наиболее простой является конструкция бесфитильной ТТ, показанной на рис. 53, *а*. Возвращение сконденсировавшегося жидкого заполнителя в зону испарения происходит под воздействием гравитационных сил. Поэтому бесфитиль-

ные ТТ устанавливают в рабочем положении с наклоном оси трубы в сторону зоны испарения.

В ТТ с капиллярным устройством перемещение жидкости осуществляется благодаря капиллярным силам. Капиллярные устройства могут выполняться в форме канавок на внутренней поверхности трубы, вкладышей из пористых материалов, сетки, перфорированных труб и др. Выбор конструкции капиллярного устройства зависит от особенностей применения ТТ, физических свойств заполняющего вещества (поверхностное натяжение жидкости, смачиваемость), желаемой формы мениска поверхности раздела жидкой и паровой фаз внутри трубы, технологии изготовления.

Образующийся в ТТ гравитационный или капиллярный напор ΔP_σ должен быть достаточным для преодоления потерь давления, вызванных следующими причинами: движением парового потока заполнителя из зоны испарения в зону конденсации Δp_v; движением жидкости по капиллярному устройству Δp_w; изменением количества движения Δp_m. Кроме этого на Δp_σ может воздействовать гидростатический напор Δp_g, величина и знак которого определяются конструктивным расположением ТТ.

В общем случае для обеспечения перемещения жидкого заполнителя в работающей ТТ должно выполняться следующее уравнение баланса внутренних давлений:

$$\Delta p_\sigma \pm \Delta p_g \geqslant \Delta p_v + \Delta p_w + \Delta p_m.$$

Перепад давлений под воздействием гравитационного поля вычисляется по формуле

$$\Delta p_g = \pm \rho_w g L \sin \psi,$$

где L — длина трубки (фитиля); ψ — угол между осью ТТ и горизонтальной плоскостью.

Знак плюс в правой части формулы соответствует конструктивному размещению конденсатора выше испарителя, т. е. когда гидростатический напор совпадает по направлению с движением жидкости под действием капиллярных сил. Этот принцип используется в бесфитильной конструкции ТТ, где гидростатического напора оказывается достаточно для обеспечения циркуляции жидкости. Это позволяет отказаться от применения капиллярного устройства, что значительно упрощает конструкцию ТТ (рис. 53, *а*).

Интенсивность подвода тепла через оболочку в зоне испарения прежде всего определяется условиями наружного теплообмена. Наибольший интерес для применения в СКВ представляют ТТ, омываемые воздушными потоками. Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке значительно ниже коэффициентов теплоотдачи от стенки к испаряющемуся жидкому заполнителю. В целях интенсификации процессов подвода тепла к оболочке от воздушного потока целесообразно устраивать оребрение наружной поверх-

ности ТТ. По конструктивному устройству оребрения справедливы все рекомендации, рассмотренные в § 3.1.

Наилучшие условия испарения будут обеспечиваться при передаче тепла от всей внутренней поверхности оболочки к жидкости. Эти условия будут сохраняться при равномерном смачивании жидкостью всей поверхности трубки в зоне испарения. Поэтому необходимо обеспечение хорошей очистки поверхности трубок перед заполнением, достижение хорошей смачиваемости жидким рабочим веществом поверхности трубки, обеспечение плотного прилегания капиллярного устройства к внутренней стенке.

В условиях установившегося стационарного теплового режима в зоне испарения сохраняется баланс тепловых потоков, подводимых к наружной поверхности ТТ от горячего воздушного потока $Q_{\text{я}}^{\text{г}}$ и затрачиваемого на испарение жидкости $Q_{\text{и}}$:

$$Q_{\text{я}}^{\text{г}} = Q_{\text{и}}; \quad G_{\text{г}} c_{\text{p}}' (t_{\text{г}_1} - t_{\text{г}_2}) = G_{\text{раб}} r,$$

где $G_{\text{раб}}$ — масса испаряющегося рабочего вещества.

Перемещение массы пара из зоны испарения в зону конденсации связано с потерями давления Δp_v вследствие наличия сил трения и инерции при движении пара.

При стационарных условиях поступивший из зоны испарения пар должен сконденсироваться и превратиться в жидкость массой $G_{\text{раб}}$. Выделяемое при конденсации тепло $Q_{\text{к}}$ передается через стенку наружной поверхности ТТ в зоне конденсации и расходуется на нагрев холодного потока

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{я}}^{\text{х}}; \quad G_{\text{раб}} r = G_{\text{х}} c_{\text{p}}' (t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}).$$

В стационарном режиме между зонами конденсации и испарения ТТ, а следовательно, и между холодным и горячим потоками воздуха справедливо уравнение теплового баланса

$$G_{\text{г}} c_{\text{p}}' (t_{\text{г}_1} - t_{\text{г}_2}) = Q_{\text{и}} = Q_{\text{к}} = G_{\text{х}} c_{\text{p}}' (t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}). \qquad (3.8)$$

Выбор количественного соотношения обменивающихся теплом потоков $G_{\text{г}}$ и $G_{\text{х}}$ зависит от назначения теплоиспользующего теплообъемника. Рассмотрим случай использования теплообменника из ТТ для извлечения тепла из выбросного горячего воздуха и нагрева этим теплом приточного холодного воздуха. Максимально возможный нагрев холодного потока воздуха при полном использовании начального температурного напора между горячим и холодными потоками воздуха составит

$$Q_{\text{к}}^{\max} = G_{\text{х}} c_{\text{p}}' (t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1}).$$

Реальные теплообменники имеют конечные размеры поверхности и нагрев холодного потока всегда меньше:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{х}} c_{\text{p}}' (t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}).$$

Отношение реального процесса к максимальному характеризует степень использования начального температурного напора:

$$E_t^{\text{тт}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{к}}^{\max}} = \frac{G_{\text{х}} c'_{\text{р}} (t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1})}{G_{\text{х}} c'_{\text{р}} (t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1})} = \frac{t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}}{t_{\text{г}_1} - t_{\text{х}_1}}. \qquad (3.9)$$

Полученное выражение аналогично в термодинамическом отношении выражениям (1.60) и (1.61) для E_t.

Из уравнения теплового баланса (3.8) получим выражение для показателя отношения тепловых эквивалентов обменивающихся потоков по восприятию явного тепла:

$$B^{\text{тт}} = G_{\text{х}} c'_{\text{р}} / (G_{\text{г}} c'_{\text{р}}). \qquad (3.10)$$

В случаях основного назначения теплообменника из ТТ для нагрева приточного холодного воздуха $G_{\text{х}}$ извлекаемым теплом из выбросного горячего потока воздуха $G_{\text{г}}$ целесообразно обеспечивать условия, чтобы вычисленные по выражению (3.10) величины $B^{\text{тт}} \leqslant 1$. В этих случаях показатель $E_t^{\text{тт}}$ вычисляется по выражению (3.9), а графическая зависимость для противоточно-перекрестной схемы соответствует графику на рис. 15. Выражение для числа единиц переноса явного тепла применительно к этому случаю использования теплообменника из ТТ может быть представлено в виде

$$N_t^{\text{тт}} = \frac{kF_{\text{к}}}{G_{\text{х}} c'_{\text{р}}} = \frac{G_{\text{х}} c'_{\text{р}} (t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}) F_{\text{к}}}{\Delta t_{\text{ср. л}} F_{\text{к}} G_{\text{х}} c'_{\text{р}}} = \frac{t_{\text{х}_2} - t_{\text{х}_1}}{\Delta t_{\text{ср. л}}}.$$

Л. Е. Карписом под руководством автора проведено исследование одиночных бесфитильных ТТ и теплообменников на их базе. На выбор рабочего вещества заполнения ТТ прежде всего оказывает влияние рабочий перепад температур между холодным и горячим потоками воздуха. Для условий нагрева приточного воздуха в СКВ наиболее характерно изменение начальной температуры наружного воздуха от —30 до +15° С, а температуры выбросного горячего потока от 24 до 50° С. Поэтому для обеспечения эффективной работы теплоутилизирующих теплообменников из ТТ требуется специальная заполняющая жидкость, обладающая следующими теплофизическими характеристиками:

максимальной скрытой теплотой парообразования, что обеспечивает передачу большего количества тепла;

высокой теплопроводностью и малой вязкостью в жидком и парообразном состояниях для обеспечения наименьших термических сопротивлений при теплопередаче и снижения потерь на трение при движении пара и пленки конденсата;

низкой температурой кипения для образования максимально возможного количества пара и обеспечения пузырькового режима кипения, при котором наблюдаются максимальные коэффициенты теплоотдачи;

невысоким рабочим давлением при максимальных рабочих температурах, для того чтобы не вызывать повышенных требований к прочности корпуса ТТ;

низкой температурой замерзания, чтобы ТТ не выходила из строя при отрицательных температурах; нетоксичностью и неагрессивностью по отношению к материалу корпуса ТТ;

хорошим смачиванием корпуса рабочей жидкостью для обеспечения высоких коэффициентов теплоотдачи от стенки жидкости в зоне испарения.

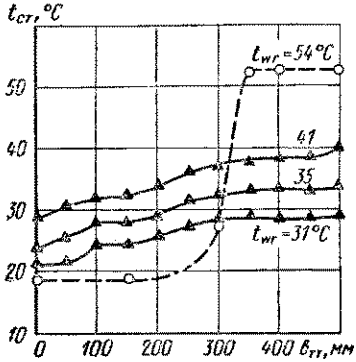


Рис. 54. Изменение температуры на поверхности бесфитильных труб, заполненных фреоном 11 (сплошные кривые) и незаполненных (штриховые кривые)

Материал корпуса ТТ должен быть коррозионностойким и обладать высокой теплопроводностью. Для улучшения условий теплопередачи стенки корпуса должны иметь возможно малую толщину, удовлетворяющую условиям прочности при заданных предельных внутренних давлениях.

С целью выбора заполняющего вещества, установления величин передаваемой мощности и температурных перепадов по длине проведено экспериментальное исследование бесфитильных одиночных ТТ. В качестве заполняющей жидкости использовался ацетон, этиловый спирт и фреон 11. Экспериментальный стенд представлял собой теплоизолированный сосуд, заполненный водой, в который встроены мешалка и электронагреватель. Потребляемая мощность электронагревателя измерялась ваттметром. Испарительную зону ТТ помещали в сосуд с водой; конденсаторная зона омывалась воздухом при естественной или вынужденной конвекции (обдувалась воздухом от работы осевого вентилятора). Для сравнения в сосуд одновременно помещали и незаполненную трубу, герметично закрытую с обоих концов. Заполненная и незаполненная трубы имели длину 500 мм, диаметр 15 мм, толщину медных стенок 1 мм. Наружная поверхность труб не имела оребрения.

Температуры поверхности измеряли хромель-копелевыми термопарами и регистрировали с помощью потенциометра ПП-63. Температуры воды и воздуха измеряли термометрами с ценой деления 0,1° С. Замеры снимали после достижения постоянства температуры воды и расхода мощности электронагревателем.

Результаты замеров температур на поверхности ТТ с заполнением фреона 11 представлены графиком на рис. 54. Из графика видно, что вдоль ТТ наблюдаются две температурные зоны: испарения с повышенной температурой и конденсации с более низкой

температурой. В пределах каждой из зон можно выделить изотермические участки. Разница между температурами зон испарения и конденсации зависит от количества подводимого тепла в зоне испарения. Так, линия *1* отвечает опытам, когда зона испарения ТТ омывалась водой с температурой $t_{вг} = 41°$ С и максимальный перепад температур между зонами ТТ составлял 12° С. Линия *3* отвечает условиям омывания водой с $t_{вг} = 31°$ С и перепадом температур между зонами 8° С.

В опытах на одиночных ТТ наблюдалось падение температуры в конце зоны конденсации, что может быть объяснено дополни-

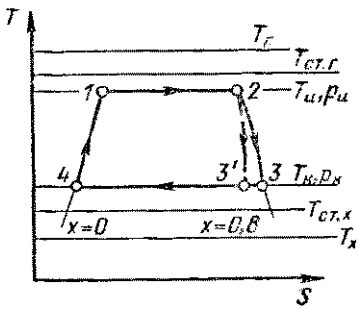


Рис. 55. Изображение цикла работы теплопередающей трубки в *T—S*-диаграмме

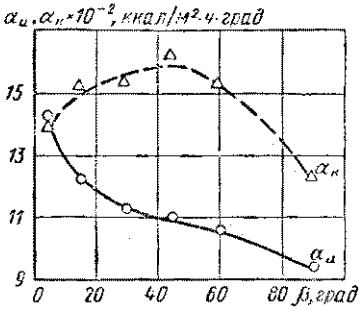


Рис. 56. Опытные значения коэффициентов теплоотдачи в зонах испарения и конденсации при разных углах наклона бесфитильных ТТ

тельным охлаждением торца трубки и наличием некоторого количества несконденсировавшихся газов.

Наибольший температурный перепад между зонами нагрева и охлаждения наблюдался для незаполненной трубы. Однако незаполненная труба передавала, при всех прочих равных условиях, только 1% тепловой мощности заполненной ТТ. Это свидетельствует о том, что продольной теплопроводностью материала корпуса ТТ можно пренебречь, принимая во внимание только тепло, передаваемое при фазовых превращениях заполнителя.

Выявленный в опытах характер распределения температур на одиночных трубках позволил представить на *T — S*-диаграмме происходящий в ТТ термодинамический процесс в виде замкнутого цикла *1—2—3—4* (рис. 55). Линия $T_г$ отвечает температурному уровню горячего потока воздуха, омывающего зону испарения ТТ, а линия $T_{ст.г}$ — температурному уровню стенки ТТ в зоне испарения. Линия *1—2* отвечает процессу испарения жидкого заполнителя в зоне испарения. Учитывая постоянное наличие на стенках ТТ конденсата, можно предположить, что процесс испарения заканчивается при сухости пара $x = 0{,}8$. При движении пара из зоны испарения в зону конденсации происходит уменьшение температуры и давления пара, так как имеют место потери. Про-

цесс может протекать при постоянной сухости пара (линия *2—3*) или с уменьшением сухости из-за захвата движущимся паром частичек сконденсировавшейся жидкости (линия *2—3'*). Линия *3—4* отвечает процессу конденсации паров заполнителя в зоне конденсации ТТ. Линия $T_{ст.х}$ отвечает температурному уровню стенки ТТ в зоне конденсации, а линия $T_х$ — температурному уровню холодного потока воздуха, омывающего зону конденсации ТТ.

Образовавшийся конденсат из зоны конденсации поступает в зону испарения. Линия *4—1* отвечает процессу нагрева конденсата до температуры испарения $T_и$.

По результатам исследований одиночных бесфитильных труб установлено, что для температурных условий в СКВ рационально в качестве заполнителя использовать фреон 11. В диапазоне наружных температур от —10 до 35° С давление внутри ТТ соответственно будет изменяться от 0,25 до 1,75 кгс/см², что не требует повышенной прочности оболочки.

При заполнении фреоном 11 одиночных труб на 33% их внутреннего объема проведены испытания при углах наклона трубки к горизонту 5, 15,30, 45, 60 и 90°. На графике рис. 56 представлены опытные значения коэффициентов теплоотдачи для зоны испарения $\alpha_и$ и конденсации $\alpha_к$, которые соответственно подсчитывались по формулам

$$\alpha_и = \frac{Q_и}{f_и\left(t^и_{ст} - t_н\right)}; \qquad \alpha_к = \frac{Q_к}{f_к\left(t_н - t^к_{ст}\right)},$$

где $Q_и$ — количество подводимого тепла в зоне испарения; $f_и$ — поверхность трубки в зоне испарения; $t^и_{ст}$ — средняя температура стенки ТТ в зоне испарения; $t_н$ — температура насыщения паров заполнителя ТТ; $Q_к$ — количество отводимого тепла в зоне конденсации; $f_к$ — поверхность трубки в зоне конденсации; $t^к_{от}$ — средняя температура стенки ТТ в зоне конденсации.

Средние температуры стенок ТТ вычислялись как средние арифметические значения из показаний термопар, установленных в соответствующей зоне ТТ. Температура насыщения паров рабочего заполнителя (фреона 11) определялась как среднее арифметическое из показаний термопар, введенных в зоны испарения и конденсации через торцовые пробки ТТ.

По графику на рис. 56 можно проследить, что с увеличением угла β наклона ТТ уменьшаются значения $\alpha_и$. Это может быть объяснено следующими причинами. С ростом угла наклона увеличиваются гравитационные силы, обеспечивающие поступление жидкости из зоны конденсации в зону испарения. Как уже отмечалось, для применения ТТ в СКВ характерны сравнительно малые температурные напоры, что обусловливает незначительные тепловые нагрузки в зоне испарения. При больших углах наклона ТТ создаются условия для быстрого поступления жидкости в зону испарения и возможного ее накопления в нижнем конце трубки.

В этих случаях уменьшается поверхность испарения, падает интенсивность передачи тепла жидкости, что приводит к понижению коэффициентов $\alpha_и$.

В условиях роста температуры выбросного воздуха (до 100—150° С), омывающего зону испарения, будут создаваться условия более интенсивного протекания процессов испарения, поэтому и характер зависимости $\alpha_и$ от угла наклона может быть иным. Это указывает на необходимость выбора конструктивных показателей ТТ в соответствии с конкретными условиями применения, что прежде всего определяется напором температур между горячим и холодным потоками воздуха.

Коэффициенты теплоотдачи в зоне конденсации $\alpha_к$ имеют тенденцию некоторого роста с увеличением угла наклона ТТ. Максимальные значения $\alpha_к$ достигают при угле 45°, дальнейшее увеличение угла наклона приводит к падению $\alpha_к$. Полученный характер зависимости может быть объяснен следующим. При малых углах наклона выпадающий конденсат не удерживается на всей внутренней поверхности трубы и стекает в ее нижнюю часть. Это приводит к быстрому освобождению от конденсата бо́льшей части поверхности трубы, уменьшению термического сопротивления для охлаждения стенки трубы и интенсификации процессов конденсации рабочего вещества. При приближении ТТ к вертикальному положению пленка конденсата будет покрывать большую поверхность стенки трубы, термическое сопротивление для передачи тепла через стенку увеличится и интенсивность теплоотдачи снизится.

По результатам испытаний получены рекомендации об оптимальном угле наклона бесфитильных ТТ в 5—8°. Эти рекомендации справедливы для оговоренных выше значений температурных напоров по обе стороны ТТ.

Полученные в опытах значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_и$ и $\alpha_к$ показывают, что лимитирующей является теплоотдача с наружной поверхности ТТ к воздушным потокам. Поэтому опытные образцы теплообменников из бесфитильных ТТ изготовлялись с оребрением наружной поверхности из медных трубок длиной 500 мм, наружным диаметром 15 мм и толщиной стенок 1 мм. Оребрение было из алюминиевых пластин толщиной 0,75 мм и высотой ребра 8 мм, шаг пластин 4,35 мм. Такие ТТ закреплялись в перегородке, выполнявшей роль адиабатной зоны. Длина зоны испарения составляла 330 мм, а зоны конденсации 165 мм. Трубки заряжались фреоном 11 на 30—33% своего объема.

В опытах изменялись соотношения количеств потоков холодного и горячего воздуха, и величины $Б^{тт}$, вычисленные по выражению (3.10), составляли от 0,4 до 1,2.

Расхождение тепловых балансов между зонами испарения и конденсации в опытах не превышало 10%. Начальная температура горячего потока воздуха изменялась от 28 до 50° С, а начальная температура холодного потока от 1 до 12° С.

На графике рис. 57 представлены данные по измерению коэффициентов теплопередачи в теплообменниках из бесфитильных ТТ. Опытные значения коэффициентов теплопередачи вычислялись по формуле

$$k_к = Q_к/(F_к \Delta t_{ср.\,л})\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град},$$

где $F_к$ — наружная поверхность ТТ в зоне конденсации, м^2.

Средний температурный напор $\Delta t_{ср.\,л}$ вычислялся по формуле среднелогарифмического напора для параллельной схемы движения воздушных потоков, которая имела место в испытаниях.

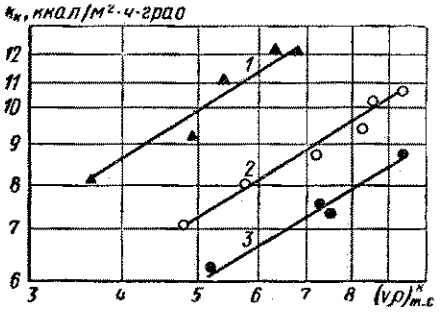


Рис. 57. Опытные данные по изменению коэффициента теплопередачи в теплоутилизирующем теплообменнике из ТТ

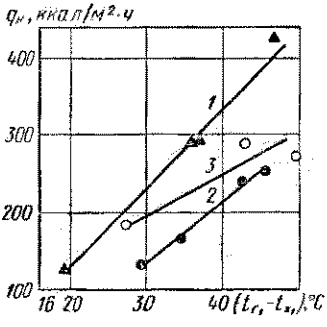


Рис. 58. Изменение удельных тепловых потоков в зоне конденсации теплообменников из бесфитильных ТТ в зависимости от начального температурного напора

Опытные значения $k_к$ на графике возрастают с увеличением массовой скорости холодного потока воздуха в живом сечении зоны конденсации теплообменников из ТТ. По результатам обработки опытных данных установлена степенная зависимость для $k_к$ от $(vρ)_{ж.с}$ с показателем степени 0,65. Линия *1* на графике объединяет результаты испытаний шестирядного по глубине теплообъемника при примерно постоянных начальных параметрах горячего с $t_{г_1} = 38{,}8°$ С и холодного с $t_{х_1} = 1{,}5°$ С потоков воздуха. Линии *2* и *3* соответствуют опытам с теполобменником из девяти рядов по глубине, но при соответственно различных $t_{г_1}$ и $t_{х_1}$. Линия *2* объединяет опыты при $t_{г_1} = 50°$ С и $t_{х_1} = 5{,}5$ °С, а линия *3* — при $t_{г_1} = 28{,}4°$ С и $t_{х_1} = 3{,}5°$ С. Полученный характер зависимости для $k_к$ показывает, что на интенсивность передачи тепла в ТТ значительное влияние оказывает температурный напор между горячим и холодным потоками, а также конструктивное решение теплообменника.

Более наглядно влияние начального температурного напора на интенсивность передачи тепла в ТТ видно из графика на рис. 58. На вертикальной оси отложены значения удельных тепловых потоков в зоне конденсации теплообменника из бесфитильных ТТ, а на горизонтальной оси — величины температурных напоров.

Для всех опытов соотношение тепловых эквивалентов потоков было одинаковым — $Б_{тт} = 0{,}5$. Линия *1* отвечает опытам в шестирядном теплообменнике при $(vp)_{ж.\,с} = 4{,}9$. Линия *2* отвечает опытам в девятирядном теплообменнике при $(vp)_{ж.\,с} = 4{,}5$, а линия *3* — опытам в 12-рядном теплообменнике при $(vp)_{ж.\,с} = 7{,}8$.

Из графика видно, что с увеличением начального температурного напора возрастают удельные тепловые потоки. Учет влияния начального температурного напора предложено оценивать через безразмерный температурный показатель вида

$$П_х = (T_{г_1} - T_{х_1})/T_{х_1},$$

где $T_{г_1}$ и $T_{х_1}$ — соответственно начальная температура горячего и холодного потоков $К$.

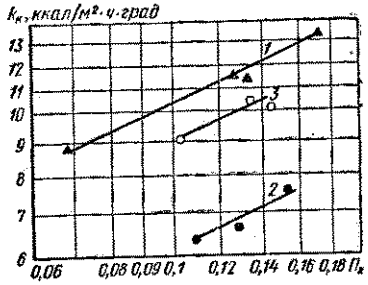


Рис. 59. Изменение коэффициентов теплопередачи в зоне конденсации теплообменников из бесфитильных ТТ в зависимости от безразмерного температурного показателя

На графике рис. 59 представлены те же опытные данные, что и на рис. 58, но в форме зависимости $k_к$ от температурного показателя $П_х$. По результатам обработки опытных данных установлена степенная зависимость $k_к$ от $П_х$ с величиной показателя степени 0,48. Обобщение опытных данных позволило получить следующие выражения для нахождения коэффициентов теплопередачи в зоне конденсации теплообменников из бесфитильных ТТ:

для 6-рядного

$$k_к = 9{,}8\,(vp)^{0,65}_{ж.\,с} П^{0,48}_х \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

для 9—12-рядного

$$k_к = 7{,}1\,(vp)^{0,65}_{ж.\,с} П^{0,48}_х \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Эти опытные выражения рекомендуется использовать для расчета теплообменников из бесфитильных ТТ, заряженных фреоном 11, в диапазоне изменения параметров, отвечающих условиям проведенных испытаний, оговоренных выше.

§ 3.4. ТЕПЛООБМЕННИКИ КОСВЕННОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Под термином косвенное испарительное охлаждение понимается отвод тепла от потока воздуха, называемого основным, через разделяющую стенку теплообменника к воде, охлаждаемой испарением во втором потоке воздуха, называемом вспомогательным. Источником холода является вода, отдающая тепло от ее испарения во вспомогательном потоке воздуха. Теплообменником кос-

венного испарительного охлаждения называется аппарат, в котором осуществляется отвод тепла от основного потока воздуха через разделяющую стенку к пленке воды, над поверхностью которой одновременно движется вспомогательный поток воздуха, обеспечивающий испарительное охлаждение воды.

Рассмотрим особенности процессов тепло- и массообмена в аппарате, где характерно следующее отношение температур и парциальных давлений:

при непосредственном контакте между вспомогательным потоком воздуха и водой

$$t_в > t_w > t_{вм}; \qquad (3.11)$$

$$P_w > p_{вп}; \qquad (3.12)$$

при наличии разделяющей стенки между основным потоком воздуха и водой

$$t > t_w. \qquad (3.13)$$

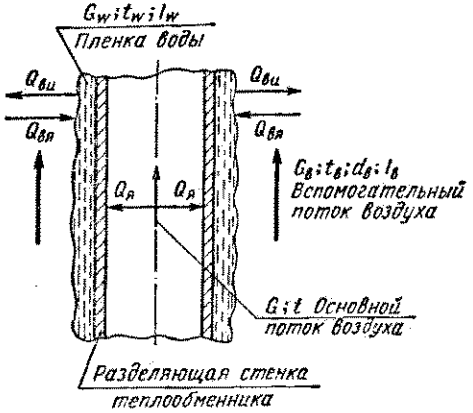


Рис. 60. Схема потоков тепла и массы на элементе теплообменника косвенного испарительного охлаждения

Принимаем условие, что пленка воды полностью смачивает поверхность разделяющих стенок каналов теплообменника и в системе имеет место установившийся стационарный режим. Тогда процессы переноса тепла и массы на элементе разделяющей стенки теплообменника можно представить схемой, показанной на рис. 60. В силу наличия перепада температур согласно выражению (3.13) через разделяющую стенку теплообменника передается явное тепло от основного потока воздуха и пленке воды

$$dQ_я = k\,(t - t_w)\,dF, \qquad (3.14)$$

где k — коэффициент теплопередачи через разделяющую стенку.

Отнятие явного тепла обеспечивает снижение температуры основного потока воздуха

$$dQ_я = Gc'_p\,dt. \qquad (3.15)$$

При непосредственном контакте вспомогательного потока воздуха с водой у поверхности воды образуется слой насыщенного воздуха с температурой, равной температуре воды. В силу наличия напора температур согласно выражению (3.11) явное тепло направлено от вспомогательного потока воздуха к воде:

$$dQ_{в.я} = \alpha\,(t_в - t_w)\,dF_1, \qquad (3.16)$$

где dF_1 — участок поверхности контакта пленки воды со вспомогательным потоком воздуха.

Этот поток тепла обусловливает снижение температуры вспомогательного потока воздуха на величину

$$dQ_{\text{в. я}} = G_{\text{в}} c'_{\text{р}}\, dt_{\text{в}}. \tag{3.17}$$

В силу наличия напора парциальных давлений согласно выражению (3.12) поток массы направлен от поверхности воды к вспомогательному потоку воздуха:

$$dG_{\text{вп}} = \beta_{\text{р}} (p_{\omega} - p_{\text{в. п}})\, dF_1, \tag{3.18}$$

а количество тепла, затрачиваемое на испарение, составляет

$$dQ_{\text{вп}} = dG_{\text{вп}} r. \tag{3.19}$$

На испарение воды затрачивается кроме тепла от вспомогательного потока воздуха также и тепло основного потока, поступающее через разделяющую стенку, что повышает энтальпию вспомогательного потока:

$$dQ_{\text{вп}} = G_{\text{в}}\, dI_{\text{в}}. \tag{3.20}$$

Если бы отсутствовал подвод тепла к воде через стенки теплообменника от основного потока воздуха, то на испарение воды тепло поступало бы только от вспомогательного потока и от затраты тепла самой воды, т. е. от ее испарительного охлаждения. При постоянной рециркуляции воды ее температура быстро понизится и примет значение, практически равное температуре воздуха по мокрому термометру, и процесс будет протекать при постоянной энтальпии.

Однако для условий работы теплообменников косвенного испарительного охлаждения характерным является наличие постоянного подвода тепла к воде через разделяющую стенку. В этом случае постоянно рециркулирующая вода имеет температуру выше температуры вспомогательного потока воздуха по мокрому термометру. При установившемся термодинамическом равновесии системы температура воды примет определенное значение, зависящее от соотношения количеств и параметров основного и вспомогательного потоков воздуха, термического сопротивления самой пленки и на ее границе. При этом, конечно, делается допущение об отсутствии или достаточно малом притоке тепла к воде в поддоне, трубопроводах и насосе, т. е. от внешних источников, что является характерным для обычных режимов работы теплообменников косвенного испарительного охлаждения.

Из этого можно сделать вывод, что процессы тепло- и массообмена в теплообменниках косвенного испарительного охлаждения для стационарных режимов можно рассматривать при постоянной температуре воды

$$dt_{\omega} = 0 \text{ и } Q_{\omega} = 0. \tag{3.21}$$

На начальных и конечных участках теплообменника температуры стекающей пленки воды практически одинаковы, а в цен-

тральной части температура воды несколько возрастает с последующим снижением по мере контакта со вспомогательным потоком воздуха, имеющим более низкую температуру по мокрому термометру. Как показала экспериментальная проверка, при высоте пластин или труб теплообменников до 1 м изменения температуры воды по высоте незначительны, и ими вполне можно пренебречь.

Составим уравнение балансов переноса тепла и массы в теплообменнике косвенно испарительного охлаждения. Интегрирование по поверхности F выражения (3.15) дает уравнение для количества явного тепла, отведенного от основного потока воздуха:

$$Q_{я} = Gc'_{р}(t_1 - t_2). \tag{3.22}$$

Тепло- и массообмен между вспомогательным потоком воздуха и водой, к которой постоянно подводится тепло через разделяющую стенку теплообменника, обусловливает повышение энтальпии вспомогательного потока воздуха согласно выражению (3.20). Интегрирование этого выражения по поверхности контакта дает уравнение для количества полного тепла, воспринятого вспомогательным потоком воздуха:

$$Q_{вп} = G_{в}(I_{в_2} - I_{в_1}). \tag{3.23}$$

Повышение энтальпии вспомогательного потока воздуха будет обусловливаться только количеством тепла, подведенным к воде от основного потока воздуха, т. е. будет справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$Q_{я} = Q_{вп}A, \tag{3.24}$$

где A — поправочный коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры воды (см. § 1.3).

На испарение воды в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения затрачивается подводимое к воде явное тепло от основного и вспомогательного потоков воздуха:

$$Q_{вн} = Q_{я} + Q_{вя}.$$

При этом, как и раньше, считается справедливым условие об отсутствии подвода тепла к воде от внешних источников, т. е. справедливо выражение (3.21).

Количество явного тепла, отведенного от вспомогательного потока воздуха, определится интегрированием по поверхности F_1 выражения (3.17):

$$Q_{вя} = G_{в}c'_{р}(t_{в_1} - t_{в_2}).$$

Наиболее важным для расчета теплообменников косвенного испарительного охлаждения является определение величин коэффициентов теплопередачи от основного потока воздуха через разделяющую стенку к воде, охлаждаемой испарением. При расчете по отношению к гладкой поверхности коэффициент теплопередачи определяется обычным выражением (1.46).

Ранее уже рассматривалось, что коэффициенты теплоотдачи от потока воздуха к разделяющей стенке теплообменника в несколько десятков раз меньше, чем со стороны жидкости. Поэтому для интенсификации отвода тепла целесообразно предусматривать оребрение элементов теплообменника со стороны основного потока воздуха. Вторым важным фактором является то, что наиболее благоприятные условия для отвода тепла от вспомогательного потока воздуха создаются в том случае, когда стенки элементов теплообменника полностью покрываются орошающей водой.

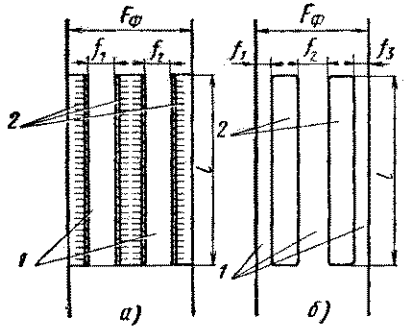


Рис. 61. Конструктивные схемы теплообменников косвенного испарительного охлаждения с трубчатыми (*а*) и щелевыми (*б*) каналами

Коэффициент теплоотдачи от разделяющей стенки теплообменника к пленке воды $\alpha_{вн}$ опре-

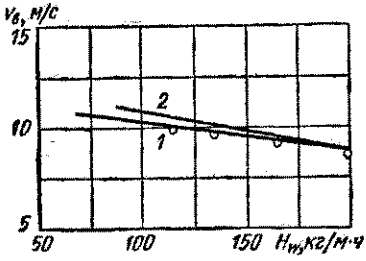


Рис. 62. Расчетные и опытные данные о границах наступления режимов «захлебывания» в трубчатых (1) и пластинчатых (2) теплообменниках

деляется не только характером течения орошающей воды, но и влиянием движения вспомогательного потока воздуха.

Особенности совместного движения газов и жидкостей неоднократно исследовались отечественными и зарубежными учеными. Наиболее полное рассмотрение гидравлики газо-жидкостных систем приведено в работе советских ученых С. С. Кутателадзе и М. А. Стыриковича [25]. Основываясь на теоретических положениях этой работы и некоторых данных других авторов, рассмотрим особенности гидродинамики потоков в теплообменниках косвенного испарительного охлаждения, для которых характерно конструктивное выполнение из щелевых или трубчатых каналов (рис. 61). По каналам *1* движется вспомогательный поток воздуха и орошающая вода, где сечение для прохода сред определяется суммой $f_1 + f_2 + f_3$ и длиной канала l, а по каналам *2* — охлаждаемый основной поток воздуха, где фасадное сечение имеет поверхность $F_ф$. Наиболее благоприятные условия для отвода тепла от основного потока воздуха обеспечиваются в том случае, когда по разделяющим стенкам в каналах *1* стекает пленка воды, а над поверхностью воды в центральной части каналов *1* движется вспомогательный поток воздуха. Такое течение двухфазных потоков называют стержневым режимом, который может сохраняться только при определенных условиях.

Особенностью режимов при одновременном движении воздуха и воды является то, что в режимах «захвата» отсутствует постоянное и равномерное течение пленки воды по стенкам каналов; это ухудшает условия отвода тепла от основного потока воздуха через разделяющие стенки каналов теплообменника. Поэтому выбор режимов движения вспомогательного потока воздуха и орошающей воды должен ограничиваться областью устойчивого течения пленки воды, которая располагается ниже разграничительных линий *1* и *2* по рис. 62.

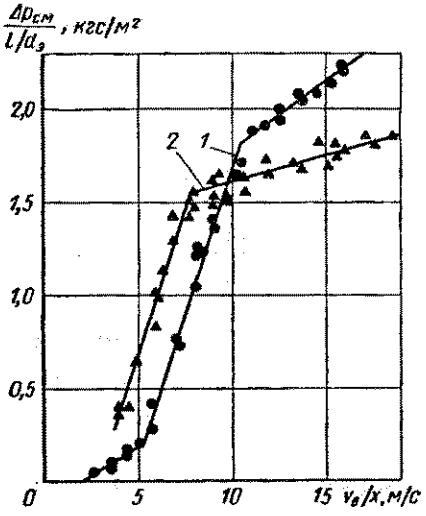


Рис. 63. Опытные данные зависимости сопротивления в теплообменниках косвенного испарительного охлаждения при наличии орошения каналов водой со стороны вспомогательного потока воздуха:

1 — теплообменник с овальным сечением трубок; *2* — теплообменник с круглым сечением трубок

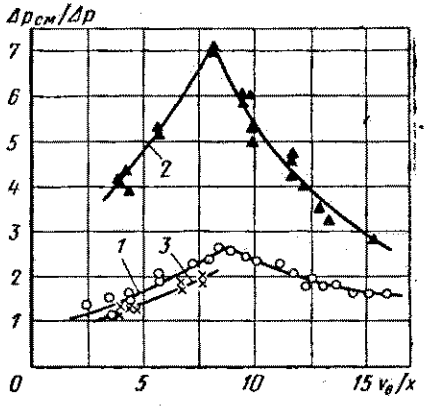


Рис. 64. Сравнительные показатели сопротивления со стороны вспомогательного потока воздуха при наличии орошения водой и сухом режиме в теплообменниках:

1 — с овальным сечением трубок; *2* — с круглым сечением трубок; *3* — пластинчатом

Из графика на рис. 62 видно, что максимальными скоростями $v_в$ вспомогательного воздуха являются значения в 8—8,5 м/с в зависимости от плотности H_w орошения. Окончательный выбор величин скоростей вспомогательного потока воздуха и плотностей орошения необходимо производить с учетом обеспечения достаточной эффективности по охлаждению основного потока воздуха и вместе с тем наиболее благоприятных технико-экономических показателей по расходу мощности на рециркуляцию орошающей воды и перемещению потоков воздуха по отношению к единице холодопроизводительности.

На рис. 63 представлены опытные данные, характеризующие зависимость сопротивления со стороны вспомогательного потока воздуха в трубчатых теплообменниках при наличии орошения водой от $v_в/x$. Опыты проведены при плотности орошения в

212 кг/м·ч. Сравнение линий *1* и *2* на этом графике показывает, что при равных скоростях воздуха и плотностях орошения аэродинамическое сопротивление до режимов «захлебывания» в теплообменнике из круглых трубок значительнее, чем в теплообменнике из овальных трубок. Граница режима «захлебывания» в теплообменнике из круглых трубок начинается при меньшей скорости, чем у теплообменника из овальных трубок.

На рис. 64 представлена зависимость отношений сопротивлений при наличии и при отсутствии орошения $\Delta P_{см}/\Delta P$ от скорости воздуха в каналах. Из сравнения линий на графике видно, что при равных скоростях воздуха в орошаемых каналах сопротивление трубчатых теплообменников почти в 3 раза выше, чем в теплообменниках из овальных трубок. Между тем при отсутствии орошения сопротивление теплообменников из овальных и из круглых трубок практически одинаково.

Под руководством автора проведены теплотехнические исследования пластинчатых и трубчатых теплообменников косвенного испарительного охлаждения, конструктивные показатели которых представлены в табл. 10. Экспериментальные стенды позволили изменять в достаточно широких пределах количества и начальные параметры обоих потоков воздуха. Правильность проведения опытов контролировалась по сходимости балансов согласно выражению (3.24).

Коэффициент теплопередачи для всех типов испытывавшихся теплообменников косвенного испарительного охлаждения вычислялся по отношению к гладкой наружной поверхности

$$k = Gc'_p(t_1 - t_2)/(F_{н.г}\,\Delta t_{ср.л})\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Для учета взаимного влияния плотности орошения и скорости движения воздуха над поверхностью пленки воды наиболее удачное обобщение опытных данных получено при применении величин условной скорости воздухо-водяной смеси со стороны стекания пленки воды, вычислявшихся по выражению

$$(v\rho)_{см} = (G_в + G_ж)/(3600 f_{ж.в})\ \text{кг/м}^2\cdot\text{с},$$

где $f_{ж.в}$ — живое сечение теплообменника косвенного испарительного охлаждения со стороны прохода воды и вспомогательного потока воздуха, м^2.

При этом необходимо отметить, что использование последнего выражения справедливо только для условий работы теплообменников косвенного испарительного охлаждения при плотностях орошения не более оптимальных значений (160—200 кг/м·ч) и при устойчивых режимах течения орошающей воды и вспомогательного потока воздуха. Если увеличивать плотности орошения выше оптимальных значений, то в опытах установлена очень слабая зависимость от расходов орошающей воды. Поэтому приводимые выше опытные формулы, учитывающие влияние на коэффициент k изменений расходов орошающей воды, относятся к ди-

Таблица 10

Конструктивные показатели испытанных теплообменников косвенного испарительного охлаждения

Показатели	Тип теплообменника			
	Трубчатый из алюминиевых накатных труб (тип 1)	Трубчатый от кондиционера КДИ-2,5 (тип 2)	Пластинчатый без оребрения (тип 3)	Трубчатый из трубок овального сечения (тип 4)
Средние размеры единичного элемента теплообменника, мм:				
высота	500	500	982	505
ширина (или внутренний диаметр)	12,5	12	464	73,6
глубина (или наружный диаметр) . .	18,6	18	13	7,6
эквивалентный диаметр	12,5	12	26	13,8
Габаритные размеры теплообменника, мм:				
высота	500	500	982	505
ширина	92	760	496	115
глубина	250	623	502	198
Число элементов в теплообменнике:				
в одном ряду . . .	3	26	18	3
по глубине	8	19	—	2
общее количество	24	493	18	5
Конструктивные показатели теплообменника со стороны воздухо-водяной смеси:				
фасадное сечение, $м^2$	0,023	0,4735	0,2489	0,023
живое сечение, $м^2$	0,00294	0,0557	0,094	0,0325
длина смачиваемого периметра, м . .	0,94	18,576	17,172	0,927
общая поверхность элементов, $м^2$ . .	0,471	9,3	16,1	0,9674
Конструктивные показатели теплообменника со стороны основного потока воздуха, $м^2$:				
общая поверхность	4,55	93,27	16,1	4,69
поверхность без оребрения	0,701	13,95	16,1	0,87
живое сечение . . .	0,0229	0,4095	0,1245	0,0491

апазону изменения плотностей орошения до оптимальных значений 160—180 кг/м·ч. В соответствии с величинами плотностей орошений должны выбираться значения скоростей вспомогательного потока воздуха, а следовательно, и его расходы таким образом, чтобы обеспечивался устойчивый стержневой режим течения двухфазных потоков (см. рис. 62).

По результатам обработки опытных данных установлены следующие зависимости для коэффициентов теплопередачи:

для трубчатых теплообменников из алюминиевых накатных труб (типы 1 и 2)

$$k = 18{,}7\,(v\rho)^{0{,}6}\,(v\rho)_{\text{см}}^{0{,}3}\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

для пластинчатого теплообменника без оребрения

$$k = 6{,}1\,(v\rho)^{0{,}6}\,(v\rho)_{\text{см}}^{0{,}3}\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Если принять равные условия работы теплообменников с одинаковыми значениями скоростей основного потока воздуха и воздухо-водяной смеси, то из сравнения опытных зависимостей видно, что наиболее высокие коэффициенты k обеспечиваются в трубчатых теплообменниках из алюминиевых накатных труб, у которых, величины k для гладкой наружной поверхности в 3 раза выше, чем у пластинчатых теплообменников без оребрения. Следовательно, оребрение элементов теплообменников со стороны вспомогательного потока является эффективным средством интенсификации процессов отвода тепла в совмещенных схемах косвенного испарительного охлаждения воздуха.

Теплообменники из алюминиевых накатных труб обладают хорошими технологическими качествами, малой массой и поэтому получили применение в местных кондиционерах многоступенчатого испарительного охлаждения, конструкция которых подробно рассматривается в гл. VII.

Эффективность работы теплообменников косвенного испарительного охлаждения удобно оценивать через показатель использования начального потенциала переноса. Возможным теоретическим пределом охлаждения основного потока воздуха в рассмотренных схемах теплообменников косвенного испарительного охлаждения является начальная температура вспомогательного потока воздуха по мокрому термометру. Тогда максимально возможное количество тепла, отводимого от основного потока воздуха, составит

$$Q_1^{\max} = Gc_p'(t_1 - t_{\text{вм}_1}).$$

Действительное охлаждение основного потока воздуха в обычных схемах теплообменников косвенного испарительного охлаждения всегда меньше:

$$Q_1 = Gc_p'(t_1 - t_2).$$

Отношение реального количества отведенного тепла в процессе косвенного испарительного охлаждения к максимально возможному характеризуется показателем использования начального температурного напора в теплообменнике:

$$E_1 = \frac{Q_1}{Q_1^{max}} = \frac{Gc'_p(t_1 - t_2)}{Gc'_p(t_1 - t_{вм_1})} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{вм_1}}. \quad (3.25)$$

Изменение параметров вспомогательного потока воздуха в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения выражается показателем вида

$$E_в = 1 - \frac{t_{в_2} - t_{вм_2}}{t_{в_1} - t_{вм_1}}. \quad (3.26)$$

В отечественной практике для производства теплообменников косвенного испарительного охлаждения наибольшее распростра-

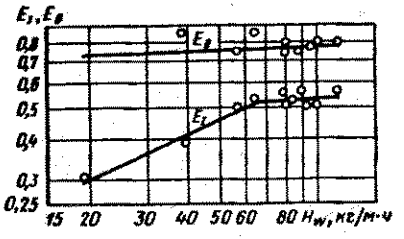


Рис. 65. Опытные данные по изменению показателей E_1 и $E_в$ в зависимости от плотности орошения в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения из алюминиевых накатных труб

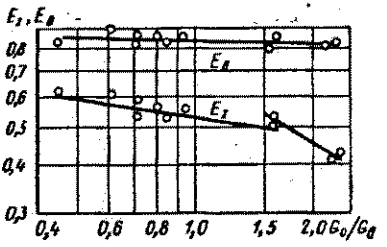


Рис. 66. Изменение показателей E_1 и $E_в$ в зависимости от соотношения количеств основного и вспомогательного потоков воздуха

нение получила конструкция из алюминиевых накатных труб. Рассмотрим закономерности изменения показателей E_1 и $E_в$.

На рис. 65 представлены опытные данные по изменению показателей E_1 и $E_в$ в теплообменнике для кондиционера КДИ-2,5 (тип 2 по табл. 10) в зависимости от изменения плотности орошения. Показатель E_1 увеличивается с возрастанием плотности орошения до определенного предела. При значениях плотности орошения порядка 100—130 кг/м·ч дальнейшее увеличение количества орошающей воды практически не влияло на величину показателя E_1. Эти данные хорошо согласуются с результатами анализа изменений коэффициентов теплопередачи в теплообменниках косвенного испарительного охлаждения, где установлены наиболее оптимальные значения плотностей орошения для определенного конструктивного вида теплообменников.

Из графика на рис. 65 видно, что увеличение плотности орошения мало сказывается на росте показателя $E_в$ для вспомогательного потока воздуха. Это может быть объяснено тем, что даже при

малых плотностях орошения создается достаточно развитая поверхность контакта между вспомогательным потоком воздуха и орошающей водой. Поэтому при дальнейшем увеличении плотности орошения показатели $E_в$ увеличиваются весьма мало.

На рис. 66 представлены результаты испытаний в форме зависимости показателей E_1 и $E_в$ от соотношения количеств основного и вспомогательного потоков воздуха. В этих опытах плотность орошения сохранялась постоянной, не изменялись начальные параметры потоков воздуха. Из опытного графика видно, что при увеличении расхода основного потока воздуха, т. е. с увеличением соотношения количеств основного и вспомогательного потоков, показатель E_1 уменьшается. Наиболее существенно падение E_1 отмечается в диапазоне изменения соотношения количеств потоков от 1,5 и более.

Оптимальным соотношением количеств потоков воздуха можно считать диапазон от 0,6 до 1,5. При этом с уменьшением соотношения показатель E_1 увеличивается. Однако увеличение количественной доли вспомогательного потока в общем количестве воздуха, обрабатываемого в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения, приведет к ухудшению технико-экономических показателей теплообменника (возрастанию массы и габаритов аппарата на единицу охлаждаемого воздуха), поэтому следует выбирать соотношение количеств основного и вспомогательного потоков в диапазоне от 1 до 1,5.

Из графика на рис. 66 видно, что с изменением рассматриваемого соотношения величина показателя $E_в$ практически не изменяется.

В опытах при изменяющихся начальных параметрах воздуха установлено, что показатель E_1 зависит от начального состояния основного и вспомогательного потоков воздуха, для учета которых предложено использовать параметрический критерий Гухмана:

$$Gu = (T_1 - T_{вм_1})/T_1, \qquad (3.27)$$

где T_1 — температура основного потока воздуха на входе в теплообменник косвенного испарительного охлаждения, К; $T_{вм_1}$ — температура вспомогательного потока воздуха на входе в теплообменник косвенного испарительного охлаждения, К.

По результатам обработки опытных данных выявлено, что с увеличением критерия Гухмана наблюдается рост показателя E_1 и это отвечает эмпирической зависимости

$$E_1 = 1{,}3Gu^{0{,}23}. \qquad (3.28)$$

Для показателя $E_в$ по вспомогательному потоку воздуха установлена следующая эмпирическая зависимость:

$$E_в = 0{,}48Gu^{-0{,}17}.$$

Полученные опытные зависимости используются для расчета кондиционеров КДИ-2,5, включающих в себя теплообменники

косвенного испарительного охлаждения из алюминиевых накатных трубок. Примеры расчета даются ниже в гл. VII.

Определенных конструктивных и экономических преимуществ достигают при создании небольших воздухоохладителей на базе теплообменников косвенного испарительного охлаждения с ка-

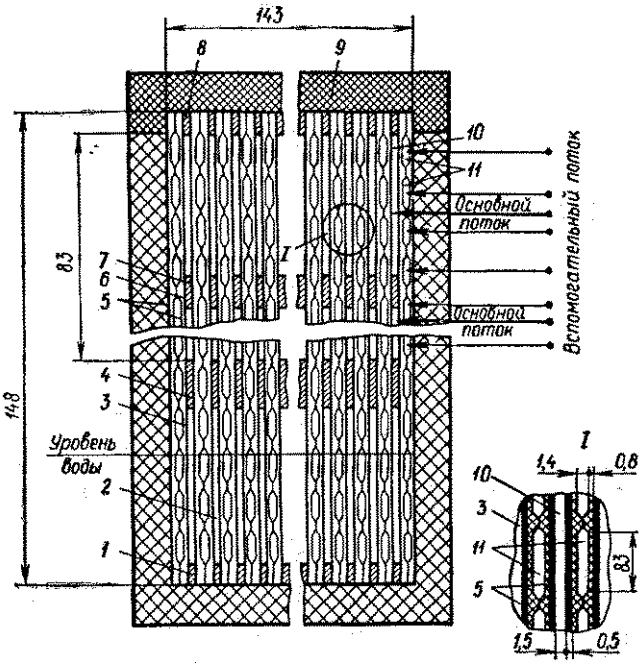


Рис. 67. Схема модуля теплообменника косвенного испарительного охлаждения с капиллярным подъемом воды:

1 — нижний вкладыш; *2* — поддон для воды; *3* — пластины из дюралюминия; *4* — разделительный вкладыш; *5* — пластины из мипласта; *6* — ребра; *7* — средний вкладыш; *8* — верхний вкладыш; *9* — корпус; *10* — щелевые каналы для прохода основного потока; *11* — щелевые каналы для прохода вспомогательного потока

пиллярным подъемом воды в гигроскопических капиллярно-пористых элементах. Исследование таких теплообменников выполнено под руководством автора В. А. Михайловым.

На рис. 67 показан экспериментальный модуль теплообменника косвенного испарительного охлаждения с гигроскопичными пластинками из мипласта. Модуль теплообменника собран из 26 рядов попарно сложенных ребрами друг к другу пластин из мипласта высотой 148 мм. Каждая пара пластин при сложении ребрами образует каналы для прохода вспомогательного потока воздуха, а их гладкие стенки прилегают к пластинам из дюралюминия толщиной 0,5 мм. Для образования каналов для прохода основного потока воздуха между парными дюралюминиевыми пласти-

нами установлены разделительные вкладыши. Нижние концы мипластовых пластин погружены в поддон с водой. Благодаря капиллярным силам осуществляется подъем воды и увлажнение поверхности пластин. При движении воздуха (вспомогательного потока) над поверхностью влажных пластин происходит интенсивное испарение влаги из открытых пор капилляров. В условиях отсутствия подвода тепла к гигроскопичному слою через стенку (нет движения основного потока воздуха по каналам, образованным дюралюминиевыми пластинами) температура влажной поверхности быстро примет величину, близкую к температуре вспомогательного потока воздуха по мокрому термометру.

Однако для условий работы теплообменника косвенного испарительного охлаждения характерным является наличие постоянного подвода тепла к влажному гигроскопичному материалу, прилегающему к разделительной стенке. В этом случае температура воды в гигроскопичном материале будет выше температуры вспомогательного потока воздуха по мокрому термометру. При установившемся термодинамическом равновесии системы температура воды примет определенное значение, зависящее от соотношения количеств и параметров основного и вспомогательного потоков воздуха, термического сопротивления гигроскопичного материала и степени его насыщения водой. Условия полного насыщения гигроскопичного материала водой наиболее благоприятны для косвенного испарительного охлаждения, так как температура воды будет меньше, чем при недостатке влаги в материале. Поэтому высота и качество гигроскопичного материала должны быть выбраны из условий, чтобы во всех режимах работы теплообменника косвенного испарительного охлаждения обеспечивался капиллярный подъем влаги, достаточный для поддержания всего гигроскопичного материала в состоянии полного насыщения водой.

В условиях установившегося теплового режима температура влажной поверхности материала будет постоянной, и поэтому будут справедливы следующие уравнения баланса тепла и влаги между потоками воздуха:

$$Gc'_{\text{р}}(t_1 - t_2) = G_{\text{в}}(I_{\text{в}_2} - I_{\text{в}_1});$$

$$Gc'_{\text{р}}(t_1 - t_2) + G''_{\text{в}}c'_{\text{р}}(t_{\text{в}_1} - t_{\text{в}_2}) = G_{\text{в}}(d_{\text{в}_2} - d_{\text{в}_1})\,r.$$

Конструктивные характеристики испытанного модуля теплообменника косвенного испарительного охлаждения с капиллярным подъемом воды имеет следующие значения: высота 148 мм, высота по ходу потоков 83 мм, ширина 143 мм, длина 300 мм, длина капиллярно-пористого слоя 216 мм, число рядов в основном потоке 25, число каналов в ряду 2, площадь живого сечения в основном потоке 0,00281 м², число рядов во вспомогательном потоке 26, число каналов в ряду 8, площадь живого сечения во вспомогательном потоке 0,00263 м², площадь поверхности испарения 0,925 м², площадь контакта со стенками 0,810 м², материал капил-

лярно-пористого слоя мипласт толщиной 0,8 мм, материал стенок дюралюминий толщиной 0,5 мм.

По результатам испытаний установлено, что размеры модуля соответствуют оптимальной производительности по основному и вспомогательному потокам воздуха 160 м³/ч. При этом соотношение количеств основного и вспомогательного потоков составляет величину порядка 1,1. При создании кондиционера большей производительности по воздуху необходимо осуществить параллельное соединение нужного числа модулей испытанного теплообменника.

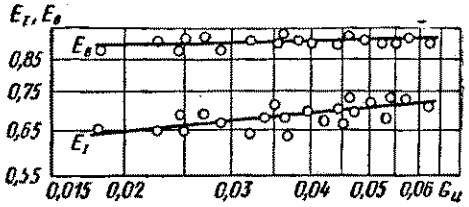


Рис. 68. Изменение показателей E_I и $E_в$ в зависимости от критерия Гухмана в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения с капиллярным подъемом воды

Теплотехнические испытания модуля теплообменника проведены при постоянных количествах и соотношениях основного и вспомогательного потоков воздуха. Начальная температура обоих потоков по сухому термометру изменялась от 25 до 40° С, а по мокрому термометру соответственно от 14,2 до 25,7° С.

На графике рис. 68 представлены опытные данные о зависимости показателей E_I и $E_в$ от критерия Gu, учитывающего изменение начальных параметров воздуха. Из графика видно, что показатель E_I несколько увеличивается с ростом критерия Gu, а показатель $E_в$ сохраняется без изменения.

Глава IV ОСНОВЫ ПОДБОРА И РАСЧЕТА КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ В УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

В установках кондиционирования применяются различного типа вентиляторы, воздушные фильтры, холодильные машины. Рассмотрим особенности конструкций и порядок подбора этого оборудования.

§ 4.1. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторы по конструкции разделяются на центробежные, пластинчатые, диаметральные и осевые. Основными конструктивными элементами вентиляторов являются рабочее колесо и кожух. Рабочее колесо, приводимое во вращение двигателем, обеспечивает повышение давления перемещаемого вентилятором воздушного потока. Кожух вентилятора обеспечивает организацию перемещаемого воздушного потока; в кожухе имеются всасывающее и нагнетательное отверстия.

Работу вентилятора характеризуют следующие показатели: L — часовая производительность по воздуху, м³/ч; H — полное давление, т. е. разность полных давлений в нагнетательном и всасывающем отверстиях вентилятора, кгс/м²; $H_{дин}$ — динамическое давление, вычисляемое по средней скорости в нагнетательном отверстии вентилятора, кгс/м²; $H_{ст}$ — статическое давление, вычисляемое как разность между полным и динамическим давлением вентилятора, кгс/м²; $\eta_в$ — КПД вентилятора, выражающий отношение полезной работы, совершаемой вентилятором, к работе, передаваемой двигателем на вал вентилятора; измеряется в % или долях единицы; N — мощность на валу вентилятора;

$$N = LH/(3600 \cdot 102\eta_в) \text{ кВт}. \qquad (4.1)$$

Перечисленные показатели зависят от конструктивной схемы и размеров вентиляторов, частоты вращения рабочего колеса, аэродинамического сопротивления в присоединенных к вентилятору элементах сети, физических параметров воздуха. При постоянной частоте вращения рабочего колеса производительность вентилятора будет наибольшей при отсутствии сети аэродинамических сопротивлений. Увеличение сопротивления в сети вызывает уменьшение производительности. Связь между производительностью и давлением вентилятора при определенной частоте вращения рабочего колеса и различных сопротивлениях сети обычно выра-

жают в форме графика и называют размерной (индивидуальной) характеристикой вентилятора.

При сравнении различных конструкций вентиляторов, а также для построения размерных характеристик геометрически подобных вентиляторов, используют следующие безразмерные показатели:

$$\text{производительность} \quad \overline{L} = L/(3600 f_к u); \tag{4.2}$$

$$\text{давление} \quad \overline{H} = H/(\rho_в u^2); \tag{4.3}$$

$$\text{мощность} \quad \overline{N} = N/(\rho_в f_к u^3); \tag{4.4}$$

здесь $f_к = \pi D^2/4$ — площадь круга диаметром, равным диаметру рабочего колеса вентилятора, м^2; $u = \pi D n/60$ — окружная ско-

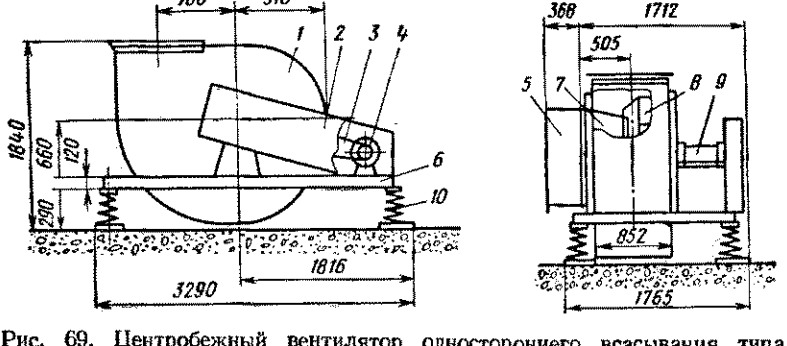


Рис. 69. Центробежный вентилятор одностороннего всасывания типа Ц4-76 № 12

рость рабочего колеса, м/с; D — диаметр рабочего колеса вентилятора по его внешним кромкам, м; n — частота вращения рабочего колеса, об/мин; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг·с^2/м^4.

По результатам аэродинамических испытаний находят безразмерные показатели и строят графики безразмерных характеристик.

По принадлежности вентиляторы разделяются на серии и номера. Серия объединяет ряд геометрически подобных вентиляторов, различающихся только размерами. Размер определяется по номеру, соответствующему размеру рабочего колеса вентилятора в дециметрах. Геометрически подобные вентиляторы имеют одинаковую аэродинамическую схему, т. е. подобные геометрические размеры конструктивных элементов, участвующих в перемещении воздуха.

Рассмотрим конструктивные особенности и аэродинамические характеристики некоторых вентиляторов, применяемых в УКВ.

В центральных УКВ на номинальную производительность от 30 до 120 тыс. м^3/ч, собираемых на базе секционных элементов кондиционеров КТ, используются центробежные вентиляторы одностороннего всасывания типа Ц4-76. На рис. 69 показан цент-

робежный вентилятор одностороннего всасывания типа Ц4-76 № 12, применяемый для центральных УКВ номинальной производительностью 30 и 40 тыс. м³/ч. В спиральном кожухе *1* заключено рабочее колесо *8* цельносварной конструкции, имеющее профильные лопатки. У всасывающего отверстия установлен направляющий аппарат *5*, служащий для регулирования производительности и давления вентилятора. Регулирование осуществляется поворотом лопаток направляющего аппарата *5*, что обеспечивает изменение сечения всасывающего отверстия вентилятора и изменение угла входа потока воздуха на лопатки рабочего колеса через патрубок *7*. Рабочее колесо крепится консольно при помощи шпоночного соединения и шайбы на валу установленного в корпусе подшипника *9*. На втором конце вала закреплен шкив клиноременной передачи *3*, обеспечивающей вращение от электродвигателя *4*. Клиноременная передача, шкивы вентилятора и электродвигателя закрыты ограждением *2*. Вентилятор и электродвигатель монтируются на раме *6*, которая устанавливается на пружинные виброизоляторы *10*.

В зависимости от частоты вращения рабочего колеса вентиляторы имеют различные производительность и давление, которые удобно находить по графикам характеристик.

Размерная аэродинамическая характеристика вентилятора типа Ц4-76 № 12 представлена на рис. 70. Из графика видно, что при номинальных производительности $L = 40$ тыс.м³/ч и давлении $H = 120$ кгс/м², наиболее характерных для центральных кондиционеров КТ40, КПД вентилятора составляет 0,82. Высокие значения КПД являются значительным преимуществом вентиляторов типа Ц4-76. Максимальная частота вращения рабочего колеса для конструкции вентилятора Ц4-76 № 12 составляет 950 об/мин, что лимитируется прочностными показателями узлов.

Для центральных УКВ на номинальную производительность по воздуху от 160 до 250 тыс.м³/ч, собираемых на базе секционных элементов кондиционеров КТ, используются центробежные вентиляторы двустороннего всасывания типа Ц7-100/2. Для удобства соединения с секциями кондиционеров КТ вентиляторы Ц4-100/2 могут поставляться заводом-изготовителем комплектно с камерами (приточными и рециркуляционными). Вентиляторы двустороннего всасывания устанавливаются внутри камер и через фланцы в ее стенках с помощью переходных секций подсоединяются к центральному кондиционеру.

Обеспечение плавного пуска и бесступенчатого регулирования производительности вентиляторов Ц4-100/2, а также уменьшение пусковой нагрузки на электродвигатель достигаются с помощью гидроустановок, которые могут поставляться заводом-изготовителем совместно с вентиляторами. Автоматическое изменение и поддержание частоты вращения рабочего колеса вентилятора с помощью гидроустановок обеспечивается увеличением или уменьшением количества масла в гидромуфте. Изменением наполнения

гидромуфты достигается плавное изменение частоты вращения ее шкива и тем самым частоты вращения рабочего колеса вентилятора. У электродвигателя, соединенного с гидромуфтой, частота вращения при этом сохраняется постоянной. Центробежные вентиляторы двустороннего всасывания типа Ц4-100/2 в зоне рабо-

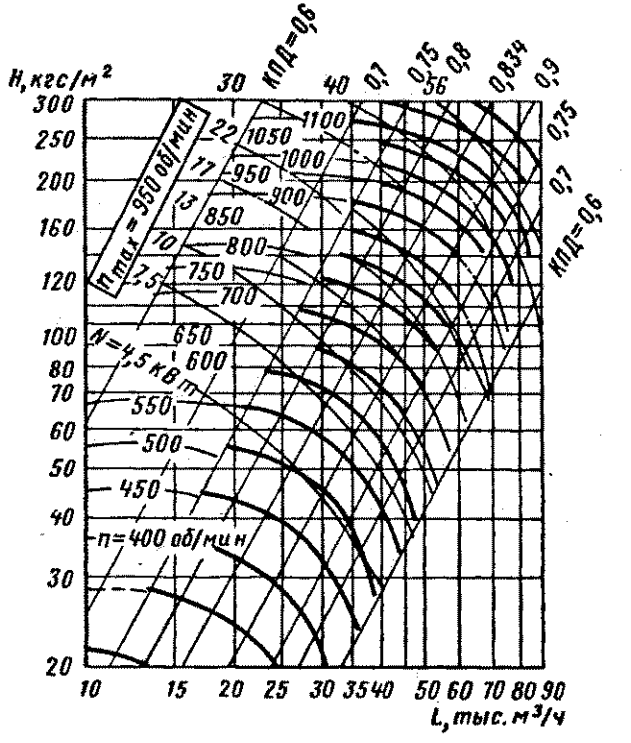


Рис. 70. Размерная аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора Ц4-76 № 12

чей частоты вращения имеют КПД, равный 0,79—0,83, что является их значительным преимуществом.

Вентиляторы типа Ц4-76 и Ц4-100/2 разработаны и изготавливаются Харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер».

В установках кондиционирования часто вентиляторы с электродвигателями являются основным источником шума. Поэтому при конструировании вентиляторов важно стремиться к таким решениям, которые бы обеспечивали возможно большее снижение шума в самом источнике его возникновения. В качестве примера на рис. 71 показана принципиальная схема центробежного вентилятора одностороннего всасывания с устройствами для глушения шума. Во всасывающем отверстии вентилятора расположена вставка шумоглушения *1*. За рабочим колесом *2* у задней стенки

кожуха вентилятора устанавливается вторая вставка шумоглушения *3*. Рабочее колесо вентилятора имеет непосредственный привод от электродвигателя *4*. С целью уменьшения шума электродвигателя применяется шумоглушащее укрытие *5*. Внутренние стенки шумоглушащих устройств выполнены из перфорированного алюминия, за которым размещен слой специального материала (маты стекловолокна, поролон и т. д.).

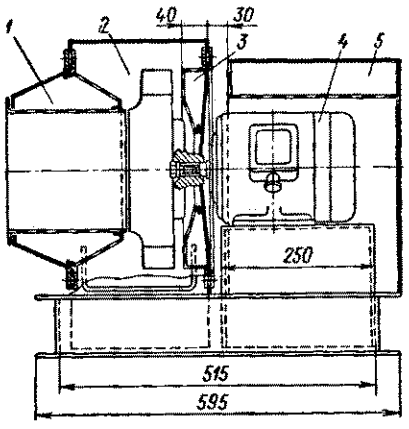


Рис. 71. Конструктивная схема центробежного вентилятора с устройствами для шумоглушения

Общим конструктивным признаком центробежных вентиляторов является наличие лопаток в рабочем колесе. Число лопаток, угол их установки и профиль определяются аэродинамической схемой вентилятора. В отличие от этого для дисковых вентиляторов характерно отсутствие лопаток в рабочем колесе. Во ВНИИкондвентмаше Г. С. Куликовым проведено исследование и разработка конструкции дисковых вентиляторов по принципиальной схеме согласно рис. 72. Спиральный кожух *1* аналогичен по конструкции и назначению кожуху центробежных вентиляторов с лопаточной конструкцией рабочего колеса и имеет всасывающее *2* и нагнетательное *3* отверстия. В кожухе располагается рабочее колесо *4*, которое собирается из большого числа (50 и более) тонких дисков. Между дисками с помощью прокладок *6* сохраняется определенный зазор. Сборка дисков осуществляется с помощью шпилек *7*. Рабочее колесо закрепляется на валу *8*, приводимом во вращение от электродвигателя.

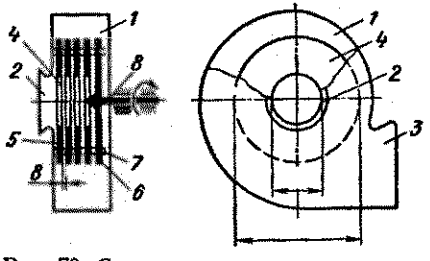


Рис. 72. Схема дискового вентилятора

При вращении рабочего колеса благодаря малым зазорам между дисками образуются силы трения, которые вовлекают во вращательное движение воздух. Весьма важным при конструировании дисковых вентиляторов является правильный выбор соотношений размеров наружного D и внутреннего D_1 диаметров дисков, а также расстояния (зазоры) между дисками $в$. Выбор оптимального зазора можно производить по формуле $в = 38/\sqrt{n}$ мм.

Для применения в местном агрегате испарительного охлаждения типа КИ-1 (см. рис. 31) наружный диаметр диска принят

0,27 м, а отношение $D/D_1 = 0{,}667$. Число дисков в рабочем колесе 132, частота вращения рабочего колеса 1450 об/мин. КПД пластинчатого вентилятора сравнительно мал и составляет $\eta_в = 0{,}25$. Этот недостаток вполне оправдывается преимуществами по малошумности таких вентиляторов. Результаты испытаний показывают, что при одинаковой производительности 1000 м³/ч и давлении порядка 11 кгс/м² уровень шума пластинчатого вентилятора примерно на 10 дБ ниже, чем центробежного вентилятора с лопаточным рабочим колесом. Это преимущество особенно важно

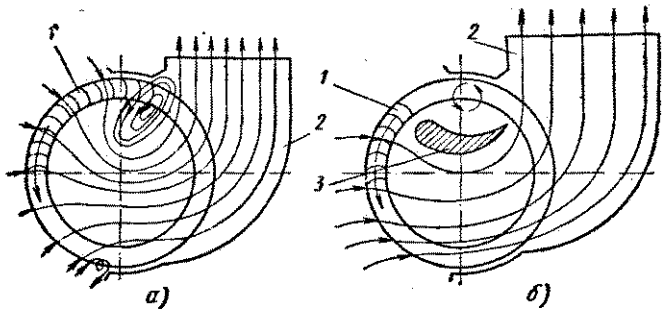


Рис. 73. Схемы конструкций и движения воздуха в диаметральных вентиляторах:

а — без направляющего аппарата; *б* — с направляющим аппаратом

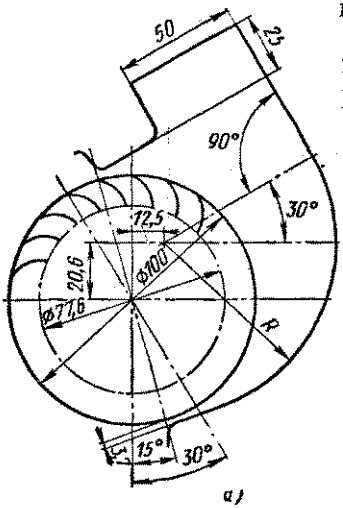
для случаев применения вентиляторов в местных кондиционерах, устанавливаемых непосредственно в обслуживаемом помещении.

За последние годы в установках кондиционирования все больше применяют диаметральные вентиляторы, принципиальная схема которых показана на рис. 73. Рабочее колесо *1* имеет сплошные торцовые диски, в прорезях закрепляются длинные рабочие лопатки по всей ширине колеса. Кожух *2* диаметрального вентилятора значительно проще конструкции кожуха в центробежных вентиляторах. Во всасывающем отверстии кожуха рабочее колесо располагается таким образом, что наружу выступает практически половина размера колеса. По всей ширине колеса при его вращении лопатки во всасывающем отверстии забирают воздух и направляют его к центру, а далее воздух поступает от центра к противоположной части кожуха. На выходе из лопаток рабочего колеса воздух собирается в кожухе и направляется к нагнетательному отверстию вентилятора.

Конструктивно диаметральные вентиляторы могут выполняться с направляющим аппаратом и без него. Наличие неподвижного направляющего аппарата *3* (рис. 73) позволяет улучшить организацию движения потока воздуха через рабочее колесо диаметрального вентилятора, а следовательно, и его аэродинамические характеристики. Несмотря на усложнение конструкции, в больших номерах диаметральных вентиляторов (рабочее колесо диаметром более 400 мм), как правило, применяются направляю-

щие аппараты. Для малых номеров вентиляторов исследована конструкция без направляющего аппарата в соответствии с аэродинамической схемой, представленной на рис. 74, *а*. Линейные размеры на схеме показаны в процентах от величины диаметра рабочего колеса вентилятора. По окружности рабочего колеса располагаются 24 рабочих лопатки; ширина рабочего колеса может достигать шести диаметров.

Для условий встраивания в местные неавтономные кондиционеры-конвекторы разработана и испытана конструкция



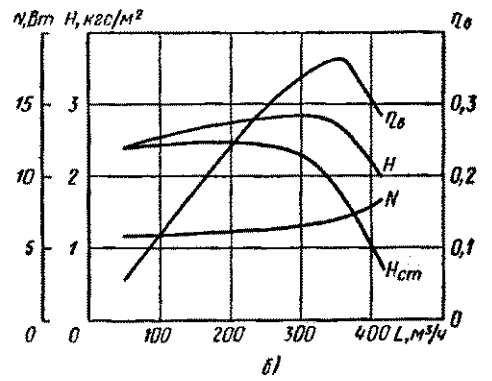


Рис. 74. Аэродинамическая схема (*а*) и характеристика (*б*) диаметрального вентилятора без направляющего аппарата (размеры — в процентах от диаметра рабочего колеса)

диаметрального вентилятора с диаметром рабочего колеса 80 мм и шириной 360 мм. Привод рабочего колеса осуществляется непосредственно от малошумного однофазного электродвигателя мощностью 0,012 кВт и частотой вращения 1350 об/мин. Размерная аэродинамическая характеристика этого вентилятора показана на рис. 74, *б*. Из графика видно, что максимальное давление вентилятора составляет 2,84 кгс/м² при производительности по воздуху 320 м³/ч и КПД 0,35. Если представить аэродинамические характеристики этого вентилятора в безразмерном виде, то получим, что при максимальном показателе полного давления $\overline{H} = 0{,}72$ обеспечивается производительность $\overline{L}_д = 0{,}55$.

Необходимо отметить, что в отличие от формул (4.2) и (4.4) безразмерная производительность и мощность для диаметральных вентиляторов вычисляются по следующим измененным формулам:

$$\overline{L}_д = L/(Dlu \cdot 3600); \quad \overline{N} = N/(\rho_в Dlu^3),$$

где l — ширина рабочего колеса вентилятора, м.

Сравнительно высокое значение показателя $\overline{H}$ дает возможность получить нужные давления при малых значениях окружных

скоростей рабочих колес, что обеспечивает компактность конструкции и малошумность вентиляторов. Возможность значительного развития ширины рабочего колеса (до шести диаметров) позволяет достигать равномерного движения воздуха по ширине поверхностных теплообменников и других аппаратов для тепло- и массообмена, через которые обеспечивается движение воздушного потока с помощью диаметральных вентиляторов.

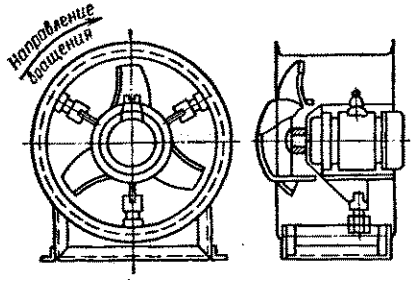


Рис. 75. Осевой вентилятор типа 06-300

Для конструкций осевых вентиляторов характерно движение воздушного потока параллельно оси вращения рабочего колеса. Последнее состоит из втулки и укрепленных на ней лопаток. Для малых номеров осевых вентиляторов наиболее рас-

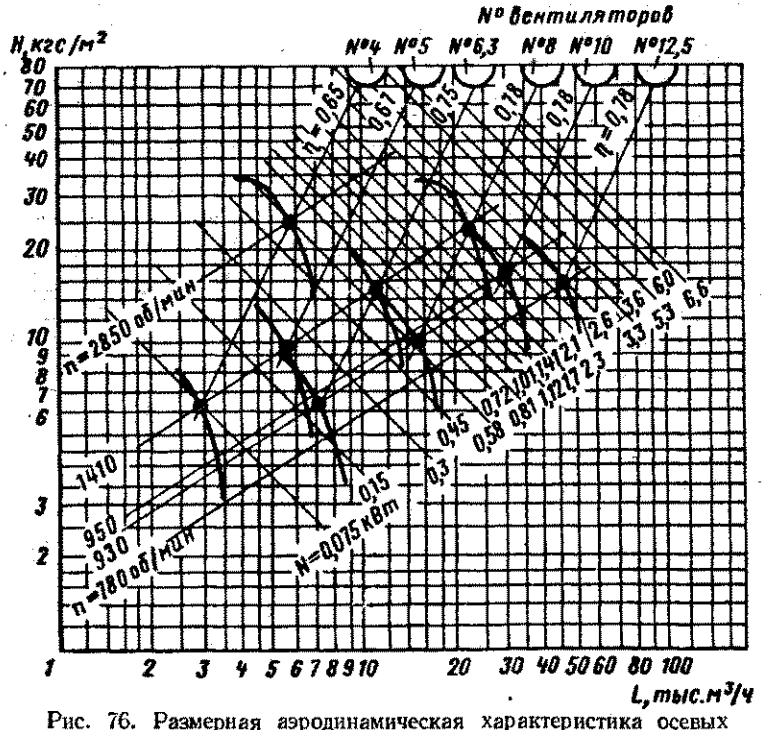


Рис. 76. Размерная аэродинамическая характеристика осевых вентиляторов типа 06-300

пространена конструктивная схема с непосредственным креплением рабочего колеса на валу электродвигателя. В этом случае рабочее колесо и электродвигатель располагаются в коротком

цилиндрическом патрубке, являющимся кожухом осевого вентилятора. При клиноременном приводе рабочего колеса от электродвигателя последний выносится и закрепляется на наружной части цилиндрического кожуха.

Для улучшения аэродинамических показателей осевых вентиляторов, особенно для больших номеров, применяются дополнительные конструктивные элементы: входной коллектор, передний и задний обтекатели, направляющий аппарат, спрямляющий аппарат.

В упрощенных схемах осевых вентиляторов применяется входной коллектор, а остальные дополнительные конструктивные элементы могут отсутствовать.

Рабочие колеса осевых вентиляторов снабжаются либо профильными крученными лопатками, изготовляемыми, как правило, методом литья под давлением из металла или пластмассы, либо широкими листовыми лопатками, изготовляемыми штамповкой. Профиль лопатки и угол ее установки оказывают значительное влияние на аэродинамические характеристики, и выбор этих конструктивных показателей определяется аэродинамической схемой вентилятора.

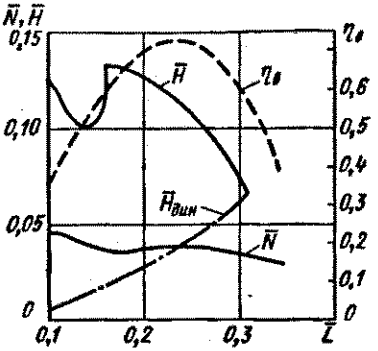


Рис. 77. Аэродинамическая характеристика осевого вентилятора типа К-109-19 при схеме только с рабочим колесом, на котором лопатки установлены под углом в 24°

ВНИИКондвентмашем совместно с ЦАГИ разработаны осевые вентиляторы типа 06-300 (рис. 75). Они имеют рабочее колесо из трех листовых лопаток, закрепленное непосредственно на валу электродвигателя, который смонтирован в цилиндрическом обтекателе, установленном в цилиндрическом корпусе вентилятора на растяжках.

Аэродинамические характеристики осевых вентиляторов 06-300 определяются по графику на рис. 76.

ЦНИИПромзданий (Г. И. Хазановой) совместно с ЦАГИ разработана и исследована аэродинамическая схема осевого вентилятора типа К-109-19. Рабочее колесо вентилятора состоит из шести листовых крученых лопаток, относительный диаметр втулки $l/D = 0{,}4$. Безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора при угле установки лопаток рабочего колеса 24° показаны на рис. 77. Вентилятор испытывался при наличии в кожухе только рабочего колеса. При режиме максимального КПД $\eta_в = 0{,}725$ безразмерный показатель производительности составляет $\bar{L} = 0{,}24$, и безразмерный показатель полного давления $\bar{H} = 0{,}113$. Показатель $\bar{H}$ значительно выше, чем у ранее выпускавшихся конструкций осевых вентиляторов. Применение спрямляющего аппарата при аналогичном угле установки рабочих лопаток 24°

позволило увеличить КПД вентилятора до 0,81 с получением соответственно безразмерных показателей $\overline{L} = 0{,}28$ и $\overline{H} = 0{,}113$.

Несомненным достоинством осевых вентиляторов является компактность конструкции.

§ 4.2. ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Очистка воздуха от пыли является обязательным требованием при кондиционировании воздуха. Поэтому в схемах обработки воздуха в УКВ должны быть фильтры, конструкция которых определяется конкретными условиями применения.

Правильный выбор конструкции фильтра прежде всего связан с необходимостью проведения оценки дисперсного состава пыли, подлежащей удалению из очищаемого воздуха. А. И. Пирумовым разработана методика оценки пыли по классификационной карте, которая заложена в строительные нормы и правила для разработки обеспыливающего оборудования. В соответствии с этой классификацией выделено пять групп пыли: очень крупнодисперсная (например, угольные порошки), крупнодисперсная (например, мелкозернистый песок), среднедисперсная (например, портландцемент), мелкодисперсная (например, пылевидный молотый кварц) и очень мелкодисперсная.

Исходя из конкретных условий производится анализ дисперсного состава пыли и выбирается класс воздушных фильтров в соответствии со следующими данными:

Класс фильтра	I	II	III
Размер улавливаемых частиц, мкм	<1	>1	>10
Скорость фильтрации (в м/с) при потере давления в фильтре 10 кгс/м²	0,01	0,1	1,0

Работу фильтра характеризуют следующие показатели:

1) степень очистки воздуха от пыли, определяемая показателем эффективности очистки

$$ЭФ = (C_н - C_к)/C_н \cdot 100\%,$$

где $C_н$ и $C_к$ — концентрация пыли в воздухе соответственно до и после фильтра;

2) продолжительность работы фильтра без регенерации, определяемая показателем пылеемкости фильтра

$$ПФ = (C_н - C_к) L\tau/(F_ф \cdot 1000) \text{ г/м}^2,$$

где τ — продолжительность очистки в фильтре воздуха в количестве L, ч; $F_ф$ — площадь фасадного сечения фильтра для прохода воздуха, м²;

3) допустимая или рекомендуемая величина пропускной способности фильтра по воздушному потоку, определяемая показателем удельной нагрузки по воздушному потоку,

$$УФ = L/F_ф \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Показатели работы фильтров зависят от их конструкции. В табл. 11 приведена классификация фильтров для установок кондиционирования в соответствии с классом фильтров по эффективности и особенностям конструкций.

Рассмотрим конструктивные особенности фильтров в установках кондиционирования в соответствии с классификацией по табл. 11.

Таблица 11

Классификация фильтров для УКВ

Тип и класс	Вид	Группа дисперсности пыли				
		1	2	3	4	5
		Эффективность очистки, %				
Масляные III класса	Самоочищающиеся	—	—	90—65	65—50	—
	Ячейковые	—	—	90—75	75—50	—
Волокнистые III—I классов	Рулонные III класса:	—	—	90—65	65—50	—
	Ячейковые:					
	III класса	—	—	95—85	80—60	—
	II »	—	—	95—85	99—95	—
	I »	—	—	—	—	99,8—99,5
Тканевые III класса	Сетчатые	95—80	80—70	—	—	—
	Матерчатые	—	—	98—95	90—70	—
Электрические	Однозональные	—	—	98—95	90—70	—
	Двухзональные	—	—	—	90—70	—

МАСЛЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Принципиальной особенностью этих фильтров является наличие вязкой малоиспаряемой пленки на фильтрующем материале, что обусловливает повышение эффективности улавливания поверхностью фильтрующего материала частиц пыли. Наибольшее распространение для смачивания фильтрующего материала получили нефтяные масла, поэтому фильтры этого типа и получили название масляных. За последние годы вместо нефтяных масел стали применяться кремнийорганические жидкости, которые практически не испаряются, что позволяет избежать засаливания воздуха и потерь жидкости на испарение.

В конструктивном отношении масляные фильтры различаются по способам регенерации фильтрующего материала и делятся на самоочищающиеся и ячейковые. В самоочищающихся фильтрах обновление масляных пленок на фильтрующей поверхности происходит благодаря принудительному движению фильтрующего

материала через вязкие жидкости. Рассмотрим отечественные конструкции масляных самоочищающихся фильтров.

Харьковский завод «Кондиционер» выпускает масляные самоочищающиеся фильтры для применения в центральных УКВ типа КТ и системах вентиляции. На рис. 78 показана принципиальная схема такого фильтра на номинальную производительность по воздуху 30—40 тыс. м³/ч. Фильтр состоит из двух фильтрующих панелей *2*, размещенных в одном корпусе *1*. Корпус фильтра

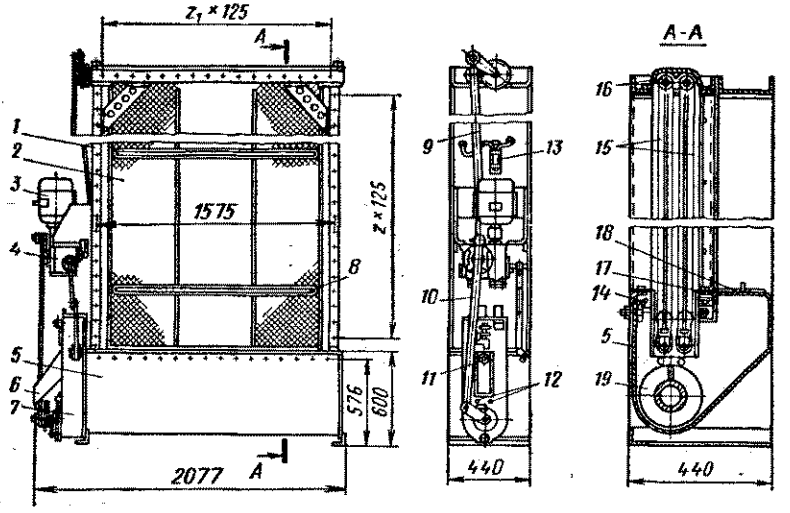


Рис. 78. Схема масляного самоочищающегося фильтра для кондиционеров КТ на номинальную производительность по воздуху 30—40 тыс. м³/ч

устанавливается на баке *5* для масла; бак соединяется с корпусом болтами.

Каждая из фильтрующих панелей состоит из двух непрерывных сетчатых полотен *15*, приводимых в движение от верхних валов *16*; натяжение полотен осуществляется через нижние валы. Каждый из нижних валов имеет натяжные винты. Непрерывные полотна образуют на пути прохода воздуха четыре движущиеся сетки, смоченные маслом. Частицы пыли из воздушного потока прилипают к сеткам. Налипшая пыль отмывается при движении сеток через слой масла в баке *5*, и пылинки оседают на дно бака. Осевшая пыль (шлам) удаляется из бака шнеком *19*, перемещающим шлам к колодцу *7*. Элеваторное устройство колодца выгребает шлам вверх и через лоток *6* подает наружу. Элементы фильтра приводятся в движение электродвигателем *3* через червячный редуктор *4*. Посредством храповых механизмов и штанги *10* движение передается шнеку *19* и элеватору, а через храповые механизмы и штангу *9* осуществляется привод верхних валов *16*.

Первая по ходу движения воздуха сетчатая панель движется со скоростью 16 см/мин, а вторая — со скоростью 7 см/мин. Для предотвращения выхода торцов сетчатых полотен из направляющих пазов, закрепленных в боковых стойках корпуса, служат ограничители *8*. Со стороны входа воздуха в баке установлен промыватель *14*, который обеспечивает дополнительный смыв накопившейся на сетках пыли. К нижним уголкам бака прикреплены маслосъемники *17*, которые снимают излишки масла с сеток на выходе воздуха и тем самым ликвидируют вынос масла.

Для подогрева масла с целью снижения его вязкости в холодное время года служат П-образные змеевики, к которым через патрубки *12* присоединяются трубопроводы горячей воды или пара. Для контроля уровня масла в баке служит трубка *11*, а определение потери давления воздушного потока в фильтре осуществляется по мановакуумметру *13*. Для осмотра бака служат отверстия с крышками *18*. Завод-изготовитель рекомендует применять эти фильтры при начальной запыленности воздуха до 10 мг/м³. Максимальное сопротивление по воздуху рекомендуется до 10 кгс/м².

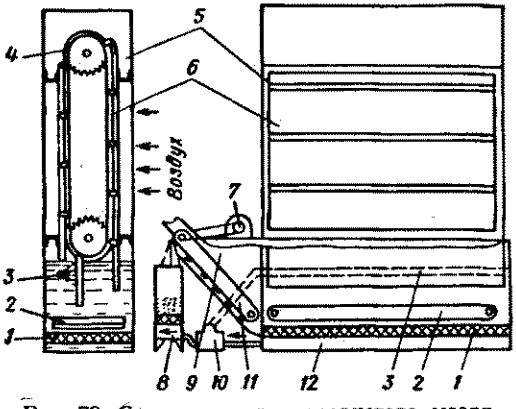


Рис. 79. Схема шарнирно-шторчатого масляного самоочищающегося фильтра типа ФШ

Для заливки бака фильтра наибольшее распространение получило индустриальное масло ИС-12 (ГОСТ 20799—75). В целях обеспечения лучших условий для оседания пыли в масляном баке рекомендуется добавлять в масло поверхностно-активные вещества, позволяющие укрупнять частицы пыли. Как показали исследования, выполненные во ВНИИКондвентмаше, добавление к индустриальному маслу ИС-12 в качестве смачивателя оксиэтилированного дибутилфенола при его концентрации в масле 1—3% в 5—10 раз увеличивает скорость осаждения пыли, уменьшает ее концентрацию в верхних слоях масляной ванны. Все это увеличивает продолжительность работы фильтра между сменами масла в баке.

В ЦНИИПромзданий под руководством А. И. Пирумова разработана конструкция шарнирно-шторчатых масляных самоочищающихся фильтров типа ФШ (рис. 79). Фильтрующая поверхность образуется шторками *6*, которые шарнирно подвешиваются на двух цепных транспортерах *4*, располагаемых у боковых стенок корпуса *5* фильтра. В нижней части фильтра предусмотрен бак *12*, заполненный маслом. Бак разделен фильтрующим слоем *1*

на два отсека. Над фильтрующим слоем находится скребковый механизм *2*, который обеспечивает удаление и транспортирование накопившегося шлама к бункеру *9* бака. Из бункера шлам удаляется черпаковым механизмом *11* и сбрасывается в шламоприемник *8*. Отфильтрованное масло собирается в нижней части бака *12* и шламоприемника, всасывается в шестеренчатый насос *10* и далее нагнетается в перфорированный коллектор *3*. Через отверстия в коллекторе масло направляется на шторки, что обе-

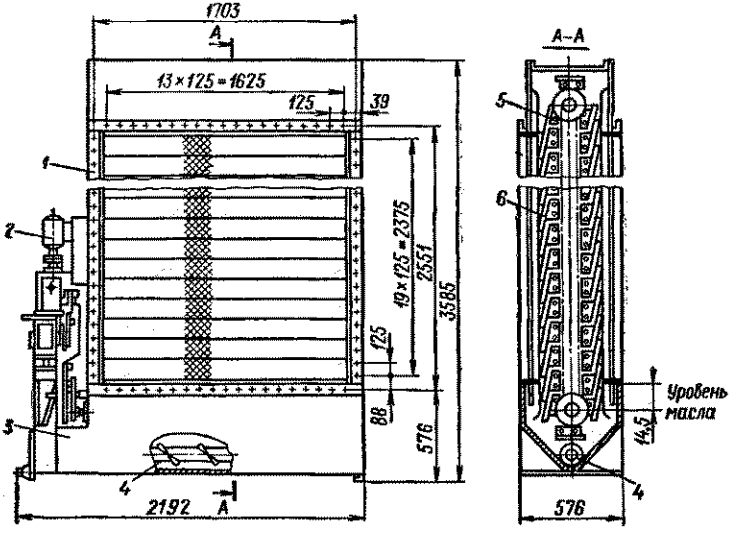


Рис. 80. Схема шторчатого самоочищающегося фильтра ФС I-40-01

спечивает их интенсивную отмывку от налипшей из воздуха пыли. Благодаря работе насоса осуществляется непрерывная циркуляция очищенного масла.

Привод элементов фильтра осуществляется от электродвигателя *7* через трехступенчатый червячный редуктор, обеспечивающий необходимую скорость движения шторок и транспортеров.

ВНИИКондвентмашем разработана конструкция шторчатого самоочищающегося фильтра типа ФС I-40-01, схема которого показана на рис. 80. Фильтр состоит из разборного каркаса *1*, установленного на баке *3* с маслом. Внутри каркаса расположены два вертикальных цепных транспортера *5* с укрепленными на них кронштейнами, к которым шарнирно крепятся шторки *6* с фильтрующим материалом. В качестве последнего используется набор металлических тканых сеток — двух плоских и одной гофрированной. При движении сеток через масляную ванну в баке *3* происходит отмывка фильтрующего материала от налипшей пыли. Осевший шлам удаляется из бака *3* с помощью шнека *4* и скребкового механизма. Привод цепных транспортеров, шнека и скреб-

кового механизма осуществляется от электродвигателя *2* мощностью 1,1 кВт.

Фильтр типа ФС I-40-01 отвечает следующим техническим характеристикам: номинальная производительность по воздуху 40 тыс. м³/ч, рабочее сечение для прохода воздуха 3,98 м², начальное аэродинамическое сопротивление 7,8 кгс/м², средняя эффективность очистки 0,87, количество заливаемого в бак масла 330 л, масса фильтра (без масла) 750 кг.

В ячейковых масляных фильтрах обновление масляных пленок на фильтрующей поверхности производится методом периодической промывки последней и ее замасливания. Это связано с трудоемкими ручными работами. Под руководством А. И. Пирумова проведена модернизация ячейковых фильтров. Конструктивно унифицированная ячейка состоит из металлической коробки габаритными размерами 514×514 мм и глубиной 55 мм, закрепленной в установочной рамке с помощью пружинных защелок. Фасадное сечение в коробке для прохода воздуха 500×500 мм. Коробка выполнена разъемной и состоит из корпуса и крышки. В корпус закладываются фильтрующие слои общей глубиной 40 мм, которые прижимаются крышкой, фиксируемой в корпусе с помощью зигов, выштампованных на боковых стенках обеих деталей. Установочная рамка и крышка коробки могут снабжаться опорными решетками, удерживающими фильтрующий материал от выпадения под воздействием давления воздушного потока.

Унифицированная ячейка может заполняться различными фильтрующими материалами и по этому признаку различаются следующие модификации ячейковых фильтров Фя: ФяР — фильтр ячейковый с заполнением из 12 стальных гофрированных сеток; ФяВ — фильтр ячейковый с заполнением из 12 винипластовых сеток; ФяП — фильтр ячейковый с заполнением из модифицированного пенополиуретана; ФяУ — фильтр ячейковый с заполнением из упругого стекловолокнистого фильтрующего материала.

Ячейковые фильтры могут монтироваться в плоские или V-образные панели. Число ячеек набирается в соответствии с требуемой общей пропускной способностью фильтра по воздуху.

ВОЛОКНИСТЫЕ ФИЛЬТРЫ

В этих фильтрах задержание пылевых частиц происходит в нетканых волокнистых материалах в виде матов, через которые проходит воздух. Пористость матов может быть весьма различной и зависит от назначения фильтра, при малой пористости (очень плотная структура мата) и тонких волокнах достигается высокая степень очистки воздуха. В конструктивном отношении волокнистые фильтры разделяются на рулонные и ячейковые.

В ЦНИИПромзданий разработаны рулонные фильтры типа ФРУ, конструктивная схема которых показана на рис. 81. В сварном корпусе *3* размещена подвижная решетка *4*, выполненная из

двух цепных транспортеров. В ушках цепей закреплены поперечные проволочные рамки, края которых опираются на уголки, приваренные к боковым стенкам корпуса. Подвижная решетка натянута нижним и верхним валами. Нижний вал закреплен в подшипниках и является ведущим, а верхний вал может перемещаться в вертикальной плоскости с помощью натяжных болтов, что обеспечивает нужное натяжение подвижной решетки.

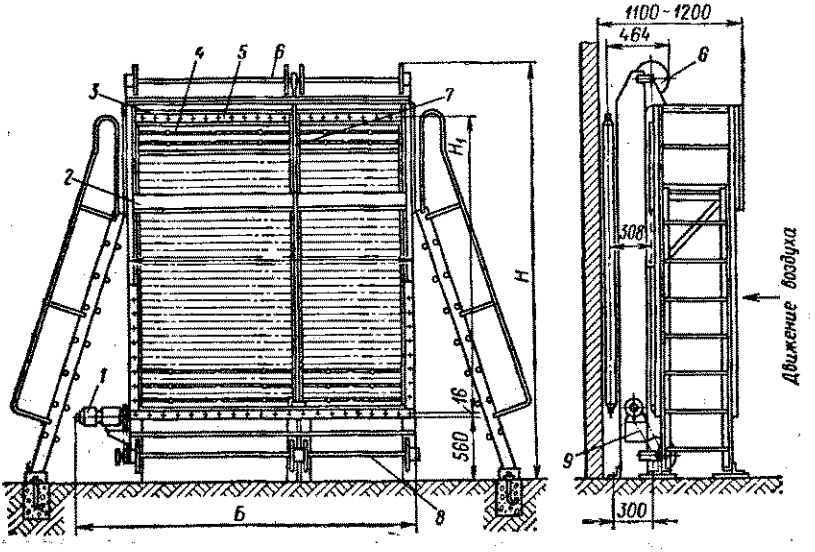


Рис. 81. Схема фильтра типа ФРУ

В нижней и верхней частях корпуса закреплены катушки-барабаны. На верхней катушке *6* закрепляется рулон упругого стекловолокнистого фильтрующего материала, свободный конец рулона пропускается через фасадное сечение каркаса и закрепляется в щели нижней катушки *8*. Таким образом, полотно из упругого стекловолокна перекрывает все сечение фильтра, через которое проходит запыленный воздух, и пыль оседает на промасленных волокнах слоя. По мере загрязнения фильтрующего материала, о чем свидетельствует увеличение аэродинамического сопротивления слоя, производится перемотка полотна на нижнюю катушку *8*. Перемотка осуществляется электродвигателем *1* мощностью 0,27 кВт, через редуктор, обеспечивающий перемещение подвижных решеток, и, посредством цепной передачи *9*, вращением нижней катушки *8*. Включение электродвигателя *1* может производиться вручную или от системы автоматики, контролирующей аэродинамическое сопротивление фильтра. Верхняя и нижняя катушки-барабаны вынесены за пределы фасадного сечения фильтра, что облегчает эксплуатационное обслуживание и не загромождает рабочее сечение фильтров.

В целях унификации размеров фильтрующих полотен по ширине различная номинальная производительность по воздуху в фильтрах типа ФРУ достигается путем соединения между собой нескольких секций. Каркасы смежных секций соединяются с помощью стяжек, пропущенных через отверстия соприкасающихся стенок и горизонтальных уголков у присоединительных фланцев *5*. Зазоры между секциями уплотняются прокладками *7*. Оси соседних катушек соединяются между собой с помощью зубцов. Тем самым одним электродвигателем обеспечивается одновременная перемотка фильтрующих слоев нескольких соединенных между собой секций. Для обслуживания устраивают площадку *2* с лестницей.

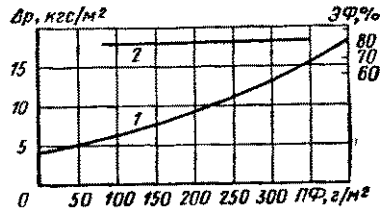


Рис. 82. Пылевая характеристика фильтра типа ФРУ:

1 — сопротивление; *2* — эффективность очистки

В табл. 12 представлены основные показатели фильтров ФРУ. По данным таблицы номинальная удельная воздушная нагрузка составляет 10 000 м³/м²·ч, что обусловливает начальное аэродинамическое сопротивление 4 кгс/м². По мере запыления материала аэродинамическое сопротивление фильтрующего слоя увеличивается (рис. 82). Эффективность очистки воздуха с ростом запыленности материала остается практически

Таблица 12

Основные технические данные фильтров ФРУ

Показатели	Фильтры				
	Ф2РУ7	Ф4РУ4	Ф6РУ6	Ф8РУ2	Ф12РУ1
Номинальная пропускная способность по воздуху, тыс. м³/ч	20	40	60	80	120
Площадь фасадного сечения для прохода воздуха, м²	2	4	6	8	12
Число секций шириной:					
1050 мм	—	2	1	3	3
800 мм	2	—	2	—	—
Ширина фильтрующего полотна, мм при длине полотна 25 мм	770	1020	1020 в 770	1020	1020
Число катушек	4	4	6	6	6
Масса, кг	353	408	523	717	970
Габаритные размеры, мм (рис. 81):					
H	2433	2930	3700	3700	5020
H_1	1344	1844	2625	2625	4000
A	1609	2120	2660	3160	3160
Б	2044	2545	3095	3595	3595

постоянной. При значительном насыщении фильтрующего слоя пылью (сопротивление достигает 70—100 кг/м²) может резко ухудшиться эффективность очистки. Поэтому необходимо следить за работой фильтра и избегать значительного повышения аэродинамического сопротивления.

Фильтры типа ФРУ рекомендуется применять в условиях начальной запыленности воздуха до 1 мг/м³. При большей запыленности необходимо уменьшать удельные нагрузки по воздуху, что позволит сохранить нормальную продолжительность использования фильтрующего материала между сменами.

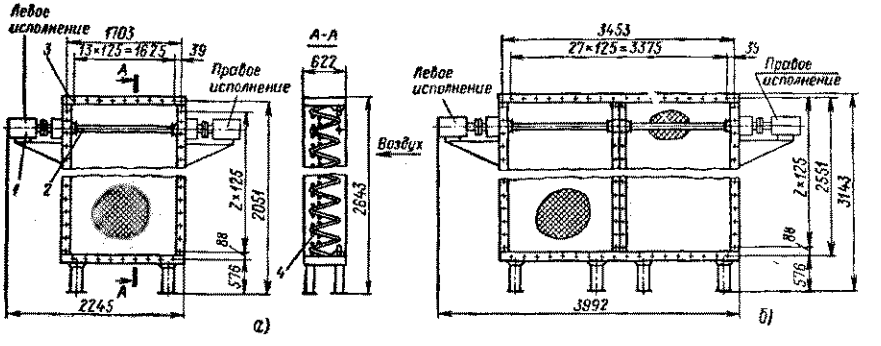


Рис. 83. Принципиальная схема фильтра типа ФР-2:

а — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60 и КТ-80

ВНИИКондвентмашем совместно с харьковским заводом «Кондиционер» разработаны фильтры типа ФР-2, конструктивная схема которых показана на рис. 83. В коробчатом корпусе *3* смонтирована неподвижная решетка *4*, на которую вручную в виде глубоких складок укладывается чистый фильтрующий материал типа ФРНК. Пылеемкость материала составляет 1000 г/м². По сравнению с фасадным сечением корпуса фильтра благодаря складчатой укладке поверхность фильтрующего материала развита в 4 раза. Поэтому при удельной нагрузке 10 тыс. м³/ч на 1 м² фасадного сечения корпуса фильтра пылеемкость уложенного материала составляет 4000 г/м².

Начальное аэродинамическое сопротивление чистого материала 6 кгс/м², а при максимальной запыленности сопротивление возрастает до 30 кгс/м². После запыления и достижения фильтрующим материалом предельного аэродинамического сопротивления необходимо остановить вентиляторный агрегат и, войдя в камеру обслуживания, которая монтируется перед фильтром ФР-2 в схеме кондиционера КТ, закрепить нижний конец фильтровального материала на катушке *2*. При включенном электродвигателе *1* обеспечивается перемотка запыленного фильтрующего материала в рулон на катушку. Харьковский машиностроительный завод «Кондиционер» поставляет три комплекта фильтрующего мате-

риала. После перемотки и снятия рулона запыленного материала на решетку *4* укладывается чистый фильтрующий материал.

Запыленный фильтрующий материал ФРНК очищается от пыли промывкой водой. Для этой цели материал укладывается запыленной стороной на крупноячеистую сетку и поливается водой из шланга. После промывки материал сушится в подвешенном по вертикали положении. При большом количестве эксплуатационных фильтров на одном объекте целесообразно иметь специальное регенерационное устройство, техническая документация на которое разработана ВНИИКондвентмашем.

Фильтрующий материал ФРНК изготовляется из синтетического волокна и допускает минимально трехкратную регенерацию.

Ячейковые фильтры с заполнением волокнистым фильтрующим материалом конструктивно выполняются двух типов. В первом типе конструкция ячейки аналогична фильтрам типа Фя, но ячейка заполняется матом из связанных волокнистых материалов. Маты из упругого стекловолокна типа ФСВУ имеют толщину 50 мм, и их начальное аэродинамическое сопротивление характеризуется следующими показателями в зависимости от удельной воздушной нагрузки:

УФ, 1000 м³/м²·ч	2	3	4	5	6	7	8	10
ΔP, кгс/м²	0,8	1,1	1,6	1,9	2,2	3,0	3,5	4,2

Во втором типе фильтра конструкция ячейки выполняется таким образом, что фильтрующий материал располагается на рамках, имеющих зигзагообразную, V-образную и тому подобные формы. Это обеспечивает развитие фронтальной поверхности фильтрующего материала в ячейке, которая имеет значительно меньшее фасадное сечение. По этой конструктивной схеме выполнены ячейковые фильтры типа ФяЛ, разработанные ЦНИИПромзданий. В металлическом корпусе ячейки в специальные пазы закладываются П-образные рамки. Между ними натягивается фильтрующий материал типа ФП (материал назван по имени автора разработки акад. И. С. Петрянова), прокладываемый гофрированными сепараторами из плотного картона (алюминиевой фольги, ватмана и т. п.), что предохраняет от слипания соседних слоев. В одной ячейке обеспечивается развитие поверхности фильтрующего материала 16 м².

По эффективности очистки фильтры ФяЛ с тканью ФП относятся к I классу и рекомендуются к применению в качестве последней ступени после предварительной очистки воздуха от более крупнодисперсной пыли в фильтрах III и II классов (см. табл. 11).

Начальное аэродинамическое сопротивление фильтров ФяЛ в зависимости от удельной воздушной нагрузки характеризуется следующими показателями:

УФ, м³/м²	50	75	100	125	150	175	200
ΔP, кгс/м²	3,2	5,6	7,8	10	12	14,2	16,5

Из этих данных видно, что удельные воздушные нагрузки в фильтрах ФяЛ весьма малы и сопротивление фильтров значительно возрастает при запылении фильтрующего материала. Так, при $УФ = 125$ м³/м²·ч и пылеемкости фильтра 10 г/м² аэродинамическое сопротивление фильтра удваивается по сравнению с начальным.

В установках кондиционирования фильтры ФяЛ применяются для «абсолютной» очистки воздуха, например в качестве последней ступени очистки приточного воздуха в СКВ хирургических отделений больниц.

ТКАНЕВЫЕ ФИЛЬТРЫ

Из тканевых фильтров в установках кондиционирования наибольшее распространение получили конструкции с сетчатым и пористым фильтрующим слоями.

Сетчатые фильтры применяются для удержания волокнистой пыли. Результаты испытаний фильтрующего слоя из капроновой сетки артикула 25 на волокнистой пыли представлены К. И. Вершининой в эмпирической форме зависимости аэродинамического сопротивления от удельной воздушной нагрузки и пылеемкости:

$$\Delta P = 0{,}00328\,(ПФ)^{0{,}968}\,(УФ)^2 \text{ кгс/м}^2.$$

В этой формуле пылеемкость $ПФ$ фильтра имеет размерность в кг/м², а удельная воздушная нагрузка $УФ$ — в тыс. м³/м²·ч.

Испытания показали, что эффективность фильтра из капроновой сетки в начальный момент времени составляет 40—50%. В период накопления на сетке пылевого слоя 20 г/м² эффективность очистки возрастает до 70%. При дальнейшем увеличении пылеемкости наблюдается некоторое повышение эффективности очистки. Капроновые сетки легко очищаются встряхиванием или механическими щетками, а также с помощью пылесоса.

Второй вид фильтрующего материала представляет собой поропласт полиуретановый (ППУ) с открытыми порами, который является губчатым материалом и условно относится к тканевым. Методика открытия пор разработана в ЦНИИПромзданий и заключается в помещении материала ППУ в ванну с 20%-ным раствором едкого натра и многократном его обжатии между двух валков в этом растворе. Благодаря такой обработке обеспечивается разрушение перегородок между порами. Тем самым резко увеличивается воздухопроницаемость материала.

Начальное аэродинамическое сопротивление в зависимости от воздушной нагрузки и толщины модифицированного ППУ характеризуется следующими показателями:

$УФ$, тыс. м³/м²·ч	2	3	4	5	6	7	8
ΔP, в кгс/м² при толщине ППУ:							
10 мм	0,7	1,2	1,8	2,2	3,2	4,0	5
20 мм	1,4	2	2,8	3,8	4,4	6,0	7,9
40 мм	2,3	4	6	8	10	12,5	14,6

В качестве основного варианта для изготовления фильтрующего материала рекомендуется ППУ толщиной 20—25 мм, для получения открытых пор в котором необходимо осуществить шесть циклов обработки материалов в растворе. Лабораторные испытания выполнены на пыли крупностью до 10 мкм при начальной концентрации пыли в воздухе до 1 мг/м³ и показали, что при $УФ = 7000$ м³/м²·ч эффективность очистки составляет 70—80%, а при увеличении аэродинамического сопротивления вдвое пылеемкость материала 200 г/м².

Конструктивно фильтры с модицифированным ППУ выполняются в форме ячеек с плоским или V-образным расположением фильтрующего материала. Очистка запыленного фильтрующего слоя из модифицированного ППУ производится промывкой в воде с температурой 30—40° С.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Принцип работы электрических воздушных фильтров основывается на зарядке частиц пыли в электрическом поле и последующем осаждении заряженных пылинок на электродах-осади-

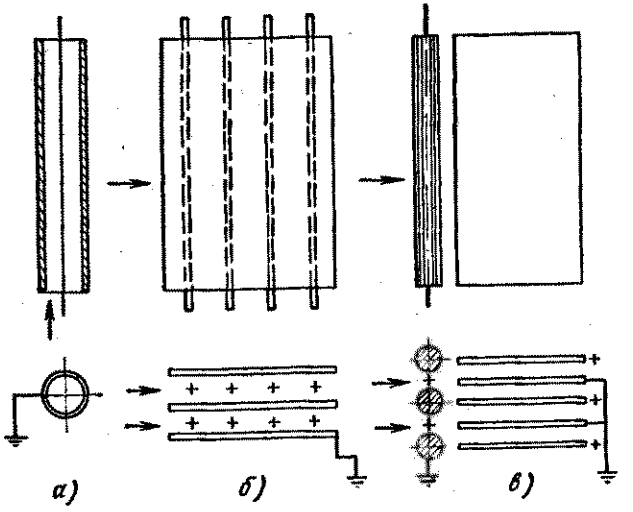


Рис. 84. Принципиальные схемы электрических воздушных фильтров:

а — однозональный цилиндрический; *б* — однозональный пластинчатый; *в* — двухзональный

телях, имеющих противоположный знак заряда. Различаются две принципиальные схемы электрических фильтров: однозональная и двухзональная (рис. 84).

В однозональных фильтрах (рис. 84, *а* и *б*) один из электродов, образующих ионизирующее поле для зарядки частиц пыли,

одновременно является и электродом-осадителем. Для двухзональных фильтров (рис. 84, *в*) характерно наличие раздельных зон ионизации и осаждения пыли. Первоначально в зоне ионизации пылинки в очищаемом воздухе получают заряд, а в зоне электродов-осадителей происходит притягивание заряженных частиц пыли к заземленным электродам.

В ЦНИИПромзданий разработана техническая документация на электрические воздушные фильтры типа ФЭ, принципиальная схема которых показана на рис. 85. Фильтр выполнен по двух-

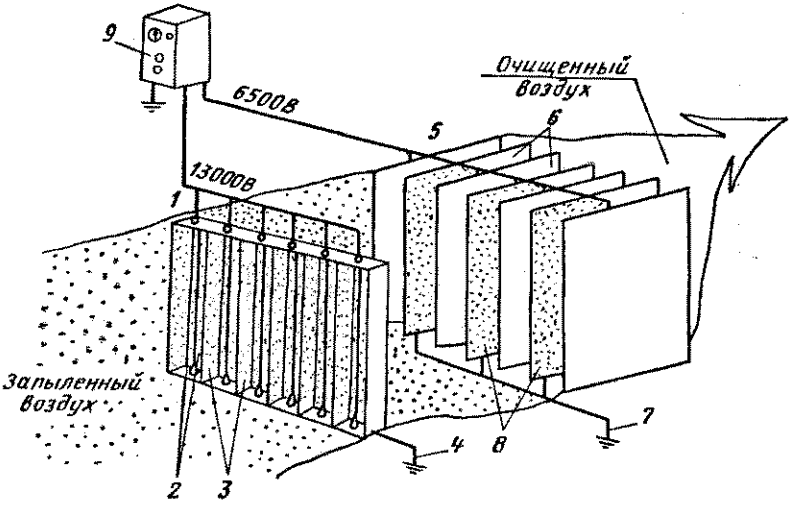


Рис. 85. Конструктивная схема электрофильтров типа ФЭ

зональной схеме. Зона ионизации конструктивно имеет форму решетки *1*, в которой вертикально натянуты вольфрамовые или нихромовые проволочки *2* диаметром 0,2 мм. Между соседними проволочками установлены алюминиевые пластины *3*, которые имеют заземление *4*. К проволочкам подводится высокое напряжение — 13 000 В положительного потенциала. Между электродами проволочка — пластина создается неоднородное электрическое поле, в котором происходит короткий электрический разряд. При разряде образуются положительные ионы, которые перемещаются к заземленным пластинам *3*. При столкновении положительных ионов с пылинками происходит передача пылинкам положительного заряда.

Поток воздуха перемещает заряженные частицы пыли в осадительную зону *5*, выполненную в форме пакета из параллельных алюминиевых пластинок *6*, между которыми имеется расстояние 10 мм. Через одну пластину подведено положительное напряжение 6500 В, а оставшиеся промежуточные пластины имеют заземление *7*. Между пластинами образуется однородное электри-

ческое поле, под воздействием которого положительно заряженные пылевые частицы из воздушного потока притягиваются к заземленным пластинам *8*.

Питание выпрямленным током высокого напряжения фильтра ФЭ осуществляется от специального полупроводникового электроагрегата *9* типа В-13/6,5—30, включаемого в сеть переменного тока напряжением 220 В. Один электроагрегат может обеспечить питание электрофильтра пропускной способностью по воздуху до 40 тыс. м³/ч.

Для предотвращения возможных случаев уноса воздухом накопившейся на осадительных пластинах пыли за осадительной зоной *5* устанавливаются дополнительные противоуносные фильтры из упругого стекловолокна типа ФСВУ или другого пористого материала. Удаление осевшей в электрофильтре пыли осуществляется периодической промывкой пластин водой. Промывка может производиться вручную с помощью шланга с наконечником или от специального промывного устройства, включаемого в конструкцию фильтра.

Электрические фильтры типа ФЭ собираются из унифицированных ячеек размерами 758×250×465 и 965×250×465 мм, располагаемых в металлическом кожухе. Количество ячеек зависит от необходимой номинальной производительности фильтра по воздуху, максимальная пропускная способность одной ячейки соответственно 1200 и 1700 м³/ч. Начальное аэродинамическое сопротивление электрических фильтров типа ФЭ зависит от удельной воздушной нагрузки по входному сечению, а также от наличия концевого противоуносного фильтра. Аэродинамическое сопротивление фильтров ФЭ имеет следующие значения:

УФ, тыс. м³/м²·ч	3	4	5	6	7	8	9	10
ΔP, кгс/м²	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	1,9
ΔP с противоуносным фильтром, кгс/м²	1,0	1,5	2,0	2,8	3,5	4,5	5,4	6,2

Данные по аэродинамическому сопротивлению относятся к варианту применения в качестве противоуносного фильтра ячеек, заполненных фильтрующим материалом из упругого стекловолокна типа ФСВУ. Испытания показали, что при номинальной удельной воздушной нагрузке 7200 м³/м²·ч эффективность очистки воздуха составляла 92—95%. Пылеемкость фильтра, отнесенная к 1 м² площади фасадного сечения фильтра для прохода воздуха, рекомендуется 2500 г/м². При достижении этой пылеемкости аэродинамическое сопротивление фильтра удваивается.

Более подробные сведения о фильтрах и методах обеспыливания воздуха можно найти в работе [34].

§ 4.3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

В качестве источника холода, необходимого для процессов охлаждения и осушения воздуха в УКВ, применяются различные типы холодильных машин. Можно выделить две схемы использо-

вания холодильных машин для целей кондиционирования воздуха:

1) с промежуточным холодоносителем, в качестве которого наиболее распространена охлажденная вода; вода с помощью насосов подается к аппаратам тепло- и массообмена в УКВ и после восприятия тепла от воздуха возвращается на повторное охлаждение в теплообменниках холодильных машин;

2) с непосредственным испарением холодильного агента в поверхностных теплообменниках, встроенных в конструкцию кондиционеров.

Первая схема наиболее распространена при создании центров холодоснабжения, от которых осуществляется одновременное снабжение холодной водой нескольких установок кондиционирования. Например, для систем с местными неавтономными кондиционерами число аппаратов, снабжаемых холодной водой, может достигать нескольких тысяч. Выбор холодильных машин для централизованных источников холодоснабжения определяется технико-экономическим сравнением нескольких вариантов с учетом конкретных условий применения, что не оказывает существенного влияния на конструкцию аппаратов УКВ.

Вторая схема непосредственно связана с конструкцией УКВ, и поэтому остановимся на ней подробней.

ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Принципиальная схема работы этих машин показана на рис. 86, *а*. Замкнутая герметичная система машины заполнена холодильным агентом, который обладает свойством испаряться при низких температурах при атмосферном давлении. Холодильный цикл осуществляется в следующей последовательности. Поршень компрессора *1* сжимает газообразный холодильный агент и через нагнетательный клапан *2* с высоким давлением и температурой подает его по нагнетательному трубопроводу *3* в конденсатор *4*. Конденсатор представляет собой теплообменный аппарат, через разделяющие стенки трубок которого отводится тепло от холодильного агента к охлаждающей среде (вода, воздух). Количество отводимого тепла $Q_к$ должно отвечать условиям превращения холодильного агента из газообразного в жидкое состояние.

Жидкий холодильный агент при давлении конденсации $P_к$ поступает по трубопроводу *5* к дроссельному устройству *6* (терморегулирующий вентиль), где происходит уменьшение давления холодильного агента до давления испарения P_0. С давлением P_0 холодильный агент поступает в испаритель *7* (теплообменник непосредственного испарения), через разделяющие стенки трубок которого должно подводиться тепло от воздуха $Q_х$, обеспечивающее превращение холодильного агента в газообразное состояние. Газообразный холодильный агент по трубопроводу *8* поступает к всасывающему клапану *9* компрессора. Далее цикл повторяется

и осуществляется непрерывная циркуляция холодильного агента в системе холодильной машины.

На рис. 86, *б* представлено изображение цикла парокомпрессионной холодильной машины в $T - S$ и $I - \lg P$-диаграммах: участок $ВН$ — сжатие паров холодильного агента до давления конденсации $P_к$; участок $НК$ — отвод тепла перегрева и конденсации холодильного агента при постоянном давлении $P_к$; участок $КД$ — необратимое дросселирование холодильного агента до давления испарения P_0; участок $ДИВ$ — подвод тепла к холодильному агенту до состояния насыщенного пара. Перечисленные участки холодильной машины показаны на рис. 86, *а*.

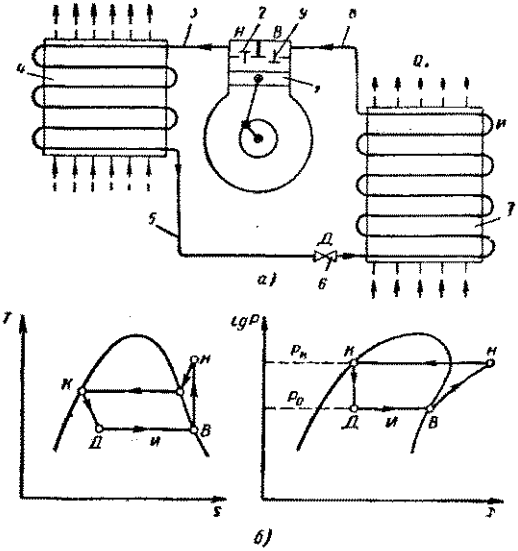


Рис. 86. Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной машины (*а*) и изображение ее цикла в $T—S$ и $I—\lg P$-диаграммах (*б*)

Из приведенного описания видно, что работа холодильной машины обусловливается процессами изменения агрегатного состояния холодильного агента, циркулирующего в системе машины. В качестве холодильных агентов для схем непосредственного испарения в УКВ наибольшее распространение получили фреоны 12, 22 и 142. Холодильные агенты должны удовлетворять следующим требованиям: безвредность для человеческого организма; невоспламеняемость и взрывобезопасность; инертность в отношении металлов и смазочных масел; умеренность давлений конденсации в области рабочих температур эксплуатации кондиционеров.

Холодопроизводительность парокомпрессионной холодильной машины определяется по формуле

$$Q_х = V_h q_V \lambda_V \text{ ккал/ч},$$

где V_h — часовой рабочий объем цилиндров компрессора; q_V — удельная объемная холодопроизводительность холодильного агента; λ_V — коэффициент подачи компрессора.

Рассмотрим составляющие данной формулы. Часовой рабочий объем для многоцилиндровых компрессоров простого действия вычисляется по выражению

$$V_h = z \frac{\pi D^2}{4} sn \cdot 60 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где D — диаметр цилиндра компрессора; s — ход поршня; n — частота вращения коленчатого вала, об/мин; z — число цилиндров компрессора.

При равных V_h холодопроизводительность пропорциональна удельной объемной холодопроизводительности холодильного агента q_v. При равных температурных условиях наиболее высокие показатели удельной холодопроизводительности характерны для фреона 22, а наиболее низкие — для фреона 142. Поэтому применение фреоиа 142 требует увеличения габаритов и массы холодильных машин и ограничивается специальными случаями, где необходимо использовать полезные свойства этого холодильного агента (малые давления конденсации при высоких температурах). Такие специальные требования характерны для режимов работы автономных кондиционеров с воздушным конденсатором при высоких температурах окружающего воздуха (например, крановые кондиционеры в горячих цехах).

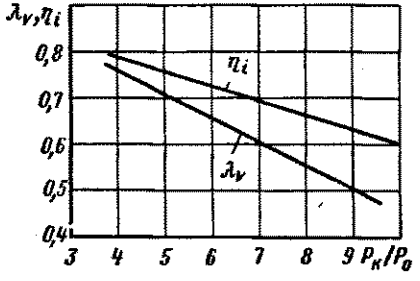


Рис. 87. Значения коэффициента подачи и индикаторного КПД для малых фреоновых компрессоров

В обычных случаях кондиционирования наибольшее распространение получили фреоны 12 и 22. По сравнению с фреоном 12 применение фреона 22 обеспечивает лучшие технико-экономические показатели. Так, для получения одинаковой холодопроизводительности объем цилиндров компрессора, работающего на фреоне 22, может быть на 35—40% меньше объема цилиндров при использовании фреона 12. Для фреона 22 характерны более высокие коэффициенты теплоотдачи, что позволяет применять более компактные теплообменные аппараты. При равной холодопроизводительности количество циркулирующего в системе холодильной машины фреона 22 меньше, чем фреона 12, что позволяет уменьшить диаметры трубопроводов.

Коэффициент подачи λ_V учитывает все объемные потери в компрессоре и определяется выражением

$$\lambda_V = V_д/V_h,$$

где $V_д$ — действительно подаваемый компрессором объем паров холодильного агента, соответствующий их состоянию перед всасывающим патрубком компрессора.

Величины коэффициента подачи определяются опытным путем и зависят от типа компрессора, степени сжатия газа $P_к/P_0$, размера вредного пространства цилиндров и др. Для практического пользования на определенный тип компрессора дается графическая зависимость коэффициента подачи от степени сжатия газа (например, рис. 87).

Необходимая для привода компрессора мощность определяется следующим образом. Первоначально из тепловой диаграммы для применяемого холодильного агента находят соответствующие величины его энтальпии на стороне нагнетания $I_н$ и на стороне всасывания $I_в$ (см. рис. 86, *б*). Далее вычисляют затрачиваемую в компрессоре мощность на адиабатическое сжатие паров холодильного агента — так называемую теоретическую индикаторную мощность

$$N_{im}^{т} = V_д (I_н - I_в)/(v_в'' \cdot 860) \text{ кВт},$$

где $v_в''$ — удельный объем паров холодильного агента перед всасывающим патрубком компрессора, м³/кг.

Учет энергетических потерь в процессе сжатия паров холодильного агента производится через индикаторный КПД компрессора η_i. Тогда действительная индикаторная мощность определится по выражению

$$N_i = N_{im}/\eta_i \text{ кВт}.$$

Индикаторный КПД компрессора зависит от режима работы холодильной машины и определяется в основном теми же факторами, что и коэффициент подачи (рис. 87).

Потери мощности на трение учитываются через механический КПД компрессора $\eta_м$, а затрачиваемая на валу компрессора мощность определяется по выражению

$$N_e = N_i/\eta_м \text{ кВт}.$$

Энергетические качества компрессоров принято сравнивать по показателю удельной эффективной холодопроизводительности

$$k_e = Q_х/N_e \text{ ккал/кВт} \cdot \text{ч}. \qquad (4.5)$$

В конденсаторе холодильной машины должно быть отведено как воспринятое тепло в испарителе $Q_х$, так и тепло, эквивалентное затраченной мощности компрессора на адиабатическое сжатие паров холодильного агента,

$$Q_к = Q_х + 860 N_{im} \text{ ккал/ч}.$$

Для ориентировочного определения отношения количеств тепла можно воспользоваться данными табл. 13.

Таблица 13

Температура испарения холодильного агента, °С	Отношение $Q_к/Q_х$ в зависимости от температуры конденсации, °С					
	25	30	35	40	45	50
−10	1,15	1,18	1,21	1,24	1,28	1,315
−5	1,13	1,15	1,18	1,21	1,24	1,28
0	1,1	1,125	1,15	1,18	1,21	1,24
+5	1,08	1,10	1,13	1,15	1,18	1,2
+10	1,06	1,08	1,12	1,14	1,16	1,185

Как правило, в схемы парокомпрессионных холодильных машин включается теплообменник, обеспечивающий переохлаждение жидкого агента перед терморегулирующим вентилем за счет подогрева газообразных паров фреона после испарителя. Принципиальная схема и построение цикла холодильной машины с теплообменником в *I* — lg *P*-диаграмме показаны на рис. 88.

Основные цифровые и буквенные обозначения на этих рисунках аналогичны обозначениям на рис. 86, а новыми являются следующие: *10* — ресивер для сбора жидкого холодильного агента

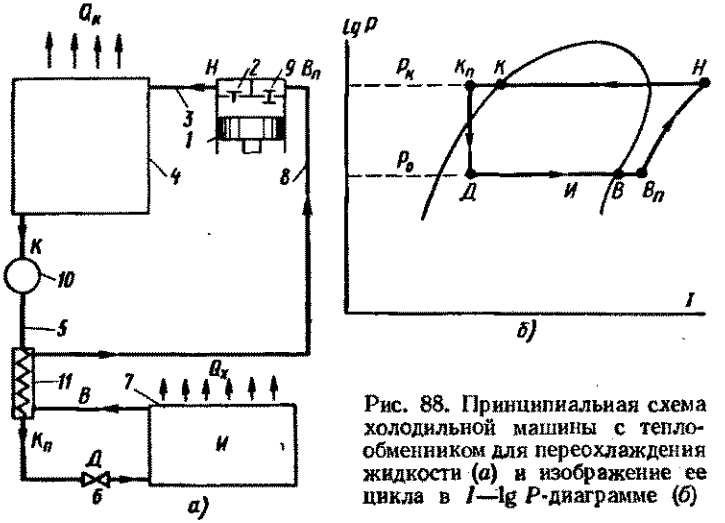


Рис. 88. Принципиальная схема холодильной машины с теплообменником для переохлаждения жидкости (*а*) и изображение ее цикла в *I*—lg *P*-диаграмме (*б*)

после конденсатора; *11* — теплообменник для переохлаждения жидкого (состояние $К_п$) холодильного агента и перегрева его всасываемых паров (состояние $В_п$). Теплообменник конструктивно выполняется из двух самостоятельных ходов: для жидкого агента и для его всасываемых паров. Через разделяющиеся стенки каналов ходов происходит передача тепла от жидкости всасываемым парам холодильного агента. Благодаря этому снижается температура жидкости при постоянном давлении (отрезок $К — К_п$ на рис. 88, *б*), а газообразный холодильный агент подогревается (отрезок $В — В_п$). Наличие теплообменника в схемах парокомпрессионных холодильных машин улучшает их эксплуатационные показатели (возврат масла в картер компрессора, сухой ход компрессора, переохлаждение жидкости, повышающее надежность работы терморегулирующего вентиля).

Для сравнения холодильных машин приняты определенные температурные условия режимов работы:

стандартный режим: температура испарения $t_0 = -15°$ С, температура конденсации $t_к = 30°$ С, температура перед терморегулирующим вентилем $t_{р.в} = 25°$ С;

режим кондиционирования воздуха: температура испарения $t_0 = +5°$ С, температура конденсации $t_к = 35°$ С.

В качестве примера на рис. 89 представлены данные о холодопроизводительности $Q_к$ компрессора типа ФГ-5,6 на фреоне 12 при различных температурных режимах работы. Из графика видно, что при постоянной температуре конденсации с увеличением температуры испарения холодильного агента холодопроизводительность компрессора увеличивается. При постоянной температуре испарения с увеличением температуры конденсации холодопроизводительность уменьшается. Следовательно, выбор режимов работы парокомпрессионной машины имеет важное значение для обеспечения требуемой холодопроизводительности.

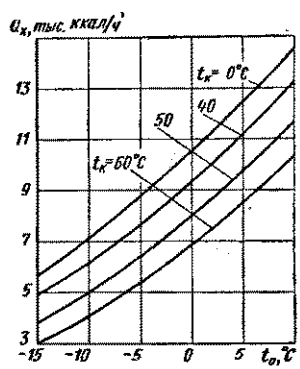


Рис. 89. Изменение холодопроизводительности герметичного компрессора ФГ-5,6 на фреоне 12 при различных температурных режимах работы

Потребление мощности электродвигателем компрессора также связано с режимом работы холодильной машины. В табл. 14 представлены данные о потреблении мощности электродвигателем компрессора ФГ-5,6 при различных температурных режимах работы. Анализ этих данных показывает, что с увеличением температур испарения и конденсации растет мощность, потребляемая электродвигателем компрессора. Если воспользоваться данными о холодопроизводительности по графику на рис. 89 и данными о расходе мощности по табл. 14, то по формуле (4.5) можно вычислить показатели удельной эффективной холодопроизводительности k_e. Вычисления показывают, что при постоянной температуре испарения с ростом температуры конденсации холодильного агента показатели k_e уменьшаются. Следовательно, и энергетические показатели компрессоров в значительной степени зависят от выбранных режимов работы холодильной машины.

Таблица 14

Опытные данные о потреблении мощности электродвигателем компрессора типа ФГ-5,6

Температура конденсации $t_к$, °С	Температура испарения t_0, °С					
	—15	—10	—5	0	+5	+10
	Мощность, потребляемая электродвигателем, кВт					
60	3,2	3,4	3,8	4,2	4,65	5,2
50	2,8	3,2	3,5	3,8	4,25	4,6
40	2,6	2,9	3,2	3,5	3,8	4,1
30	2,45	2,65	2,85	3,2	3,4	3,6

Марка компрессора ФГ-5,6 обозначает, что фреоновый герметичный компрессор на стандартном режиме имеет холодопроизводительность 5,6 тыс. ккал/ч (см. рис. 89).

Для встраивания в автономные кондиционеры наиболее удобны герметичные конструкции компрессоров. На рис. 90 показана принципиальная схема герметичного поршневого компрессора типа ФГП-14 (фреоновый герметичный для плюсовых температур испарения), используемого для встраивания в отечественные автономные кондиционеры и обладающего холодопроизводительностью в режиме кондиционирования воздуха 14 тыс. ккал/ч. Корпус компрессора состоит из верхней и нижней стальных крышек. Блок-картер представляет собой отливку из алюминиево-магниевого сплава, включающую в себя цилиндры, верхний подшипник и посадочные места под статор электродвигателя в нижний подшипник. На общий эксцентриковый вал насажен ротор электродвигателя и крепятся шатуны поршней. Головки цилиндров компрессоров имеют фигурные перемычки, отделяющие всасывающую полость от нагнетательной. Клапанная доска имеет отверстия с кольцевыми седлами для всасывающего и нагнетательного клапанов пластинчатого типа.

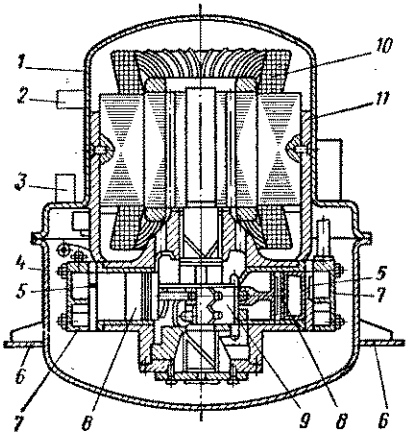


Рис. 90. Схема герметичного поршневого компрессора типа ФГП-14:

1 — верхняя крышка; *2* — всасывающий патрубок; *3* — нагнетательный патрубок; *4* — нижняя крышка; *5* — клапанная доска; *6* — лапы для установки на амортизаторах; *7* — головка цилиндра; *8* — поршень с шатуном; *9* — эксцентриковый вал; *10* — электродвигатель; *11* — блок-картер

Блок-картер со всеми собранными элементами компрессора плотно вставляется в верхнюю крышку корпуса, после этого устанавливается нижняя крышка и сваркой обеспечивается их герметичное соединение. В верхней части герметичного корпуса имеется клеммная коробка для присоединения электрических проводов. С помощью лап в нижней части корпуса компрессор устанавливается на амортизаторы в кондиционере.

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Эти машины применяются в тех случаях, когда в качестве основного источника энергии для получения холода целесообразно использовать тепло. Особенно перспективно применение абсорбционных холодильных машин в схемах централизованного холодоснабжения с использованием тепла от ТЭЦ или котельных, которые зимой обеспечивают системы отопления зданий, а летом могут

отдавать тепло на получение холодной воды. Абсорбционные холодильные машины применяются также в некоторых типах автономных кондиционеров.

Принципиальная схема абсорбционной машины показана на рис. 91. В качестве рабочего агента в машинах используется раствор двух веществ (бинарная смесь), которые должны значительно отличаться по температуре кипения при одинаковом давлении, а одно из веществ должно обладать способностью достаточно полно поглощать и растворять пары второго вещества. Вещество с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, а вещество, поглощающее пары, является абсорбентом. В качестве рабочих агентов наибольшее распространение получили две бинарные смеси: аммиак — вода и вода — бромистый литий.

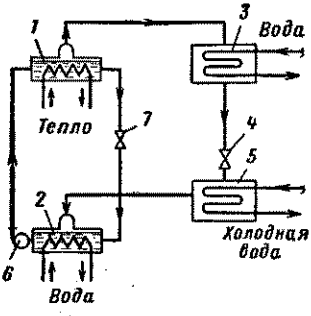


Рис. 91. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины:

1 — генератор; *2* — абсорбер; *3* — конденсатор; *4* — основной регулирующий вентиль; *5* — испаритель; *6* — насос; *7* — второй регулирующий вентиль

В абсорбционных холодильных машинах с водоаммиачным раствором аммиак выполняет роль холодильного агента, а вода — абсорбента. Холодильный цикл осуществляется в следующей последовательности (см. рис. 91). К змеевику в генераторе *1* подводится тепло, которое обеспечивает нагрев раствора до состояния интенсивного выделения паров аммиака (холодильного агента). Пары аммиака поступают в конденсатор *3*, через змеевик которого проходит охлаждающая вода. Отвод тепла водой обеспечивает переход паров аммиака в жидкое состояние при высоком давлении конденсации $P_к$. Жидкий аммиак по трубопроводу поступает к основному регулирующему вентилю *4*, где происходит дросселирование до давления испарения P_0. С давлением P_0 аммиак поступает в испаритель *5*, где на его испарение подводится тепло от охлаждаемой среды (холодная вода).

Из испарителя пары аммиака поступают в абсорбер *2*, где они поглощаются водоаммиачным раствором. При поглощении паров аммиака выделяется тепло, которое отводится из абсорбера с водой, проходящей через змеевик. Раствор в абсорбере, богатый холодильным агентом (крепкий раствор), перекачивается насосом *6* в генератор *1*. После выделения паров аммиака раствор в генераторе *2* становится слабым и через второй регулирующий вентиль *7* поступает для обогащения в абсорбер *2*. При работе холодильной машины в генераторе *1* и конденсаторе *3* поддерживается одинаковое высокое давление, а в абсорбере *2* и испарителе *5* — одинаковое низкое давление.

В схеме абсорбционной холодильной машины отсутствует компрессор, роль которого выполняет конструктивный узел

генератор — абсорбер. Конденсатор, испаритель и основной регулирующий вентиль выполняют функции, аналогичные их функциям в парокомпрессионных холодильных машинах.

В рабочем цикле абсорбционной холодильной машины эквивалентная механической работе тепловая энергия притекает в генераторе, испарителе и насосе, а отвод тепла осуществляется в конденсаторе и абсорбере. Уравнение теплового баланса для аппаратов абсорбционной холодильной машины будет

$$Q_{\text{ген}} + Q_{\text{х}} + Q_{\text{нас}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{абс}} \text{ ккал/ч},$$

где $Q_{\text{ген}}$ — подводимое тепло в генераторе; $Q_{\text{х}}$ — холодопроизводительность машины; $Q_{\text{нас}}$ — тепло, эквивалентное работе насосов; $Q_{\text{к}}$ — отводимое тепло в конденсаторе; $Q_{\text{абс}}$ — отводимое тепло в абсорбере.

Холодильный коэффициент абсорбционной машины представляет собой отношение получаемой холодопроизводительности к затрачиваемому теплу:

$$\varepsilon_{\text{абс}} = Q_{\text{х}}/(Q_{\text{ген}} + Q_{\text{нас}}).$$

Основным недостатком водоаммиачных абсорбционных холодильных машин является токсичность и взрывоопасность холодильного агента — аммиака. Поэтому в последнее время для целей кондиционирования находят применение бромистолитиевые холодильные машины, где в качестве холодильного агента используется вода, а абсорбента — бромистый литий. Схема на рис. 91 может быть использована для рассмотрения цикла в бромистолитиевой абсорбционной холодильной машине.

Подводимое в генераторе *1* тепло обеспечивает выделение из раствора водяных паров, которые поступают в конденсатор *3*, где переходят в жидкое состояние. Через основной терморегулирующий вентиль *4*, который обычно заменяется соплом или диафрагмой, жидкость подается насосом *6* в испаритель *5*. Для получения достаточно низкой температуры воды ее испарение должно осуществляться при значительном вакууме, который поддерживается в испарителе на уровне 8÷12 мм рт. ст. Водяные пары из испарителя поступают в абсорбер *2* и поглощаются раствором бромистого лития. Раствор с низкой концентрацией бромистого лития (высокой концентрации воды) из абсорбера перемещается в генератор *1*. После выделения воды раствор с высокой концентрацией бромистого лития из генератора через второй регулирующий вентиль *7* поступает в абсорбер.

В нерастворенном состоянии бромистый литий представляет собой твердое вещество, а при поглощении 30% воды становится жидким. Пары бромистого лития, в отличие от водоаммиачных растворов, совершенно не смешиваются с парами воды, что позволяет конструктивно выполнять абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины по более простой схеме, чем это показано на рис. 91.

На рис. 92 представлена принципиальная схема центра снабжения холодной и горячей водой на базе двух абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин АБХМ-2500, сооруженного в г. Ташкенте. Здание центра представляет собой замкнутый объем цилиндрической формы, выполненный из монолитного железобетона и разделенный на ряд ярусов. В нижнем ярусе расположен резервуар *7* для охлажденной воды емкостью 1000 м³, предназначенный для выравнивания нагрузки холодильных машин. Над резервуаром во втором и третьем ярусах расположены элементы холодильных машин. Генератор *3* и конденсатор *2* каждой машины объединены в одном кожухе, так как их работа происходит при одинаковом давлении, а паровое пространство заполнено только водяным паром (бромистый литий нелетуч). По аналогичным соображениям объединены в каждой машине в одном кожухе испаритель *4* и абсорбер *5*.

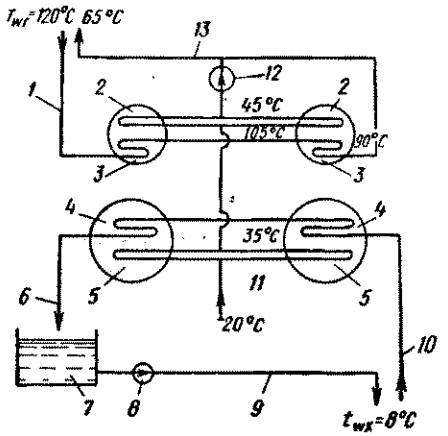


Рис. 92. Принципиальная схема центра снабжения холодной и горячей водой на базе двух бромистолитиевых холодильных машин АБХМ-2500

Подогревшаяся вода после аппаратов УКВ по трубопроводу *10* последовательно проходит через испарители *4* холодильных машин. Охлажденная вода ($t_{wx} = 8°$ С) после испарителей *4* по трубопроводу *6* стекает в резервуар *7* и насосом *8* по трубопроводам *9* подается к аппаратам УКВ. Для охлаждения абсорберов и конденсаторов используется водопроводная вода, поступающая по трубопроводу *11* с температурой 20° С и повышающая ее до 45° С при последовательном нагреве в этих аппаратах.

Источником тепла для абсорбционных холодильных машин служит горячая вода ($t_{wr} = 120°$ С), подаваемая от районной котельной по трубопроводу *1* к генераторам *3*. Последовательно проходя через генераторы, горячая вода понижает температуру до 90° С и смешивается с подогретой водопроводной водой, нагнетаемой насосом *12* в обратный трубопровод *13*. Полученная смесь с температурой 65° С поступает по трубопроводу *13* в систему горячего водоснабжения района.

Экономические показатели от применения абсорбционных холодильных машин прежде всего определяются источником тепла, используемым для выработки холода. Технико-экономические расчеты, выполненные во ВНИИХолодмаше для различных вариантов централизованных источников холодоснабжения, пока-

зали, что при стоимости пара до 1 р. за тонну, бромистолитиевые машины успешно конкурируют с аммиачными и фреоновыми установками.

Комплексное использование абсорбционных машин для снабжения холодной и горячей водой, как это показано на схеме рис. 92, значительно улучшает технико-экономическое показатели централизованного тепло- и холодоснабжения.

За последние годы ведутся поиски повых растворов для применения в абсорбционных холодильных машинах [55], что позволяет улучшить их технические и экономические показатели.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗДУХА В КАЧЕСТВЕ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

В технике кондиционирования воздуха используются два конструктивных решения для получения воздуха в качестве холодильного агента: вихревые трубы и турбодетандеры.

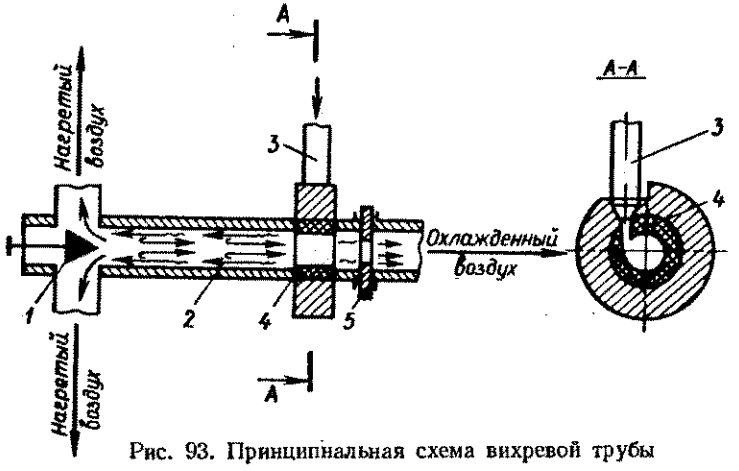


Рис. 93. Принципиальная схема вихревой трубы

На рис. 93 представлена принципиальная схема выхревой трубы, в которой происходит вихревой эффект температурного разделения воздуха. Сжатый воздух с начальной температурой, как правило близкой к окружающей, поступает через сопло *3* и тангенциально входит в улитку *4*. В трубе *2* воздух совершает сложное вращательное движение, и у стенок трубы образуется зона повышенного давления, где воздух имеет температуру выше начальной, а по оси трубы образуется зона пониженного давления с воздухом, имеющим температуру выше начальной. Нагретый воздух выходит через периферийное отверстие, открытое дроссельным вентилем *1*, а холодный воздух выходит через центральное отверстие в диафрагме *5*. Полезно может использоваться как нагретый, так и охлажденный воздух, поступающие после вихревой трубы.

В турбодетандерах использован принцип расширения сжатого воздуха и сопутствующего этому процессу охлаждения. На рис. 94, *а* можно видеть использование турбодетандера для целей кондиционирования в схеме воздушной турбохолодильной машины, работающей по разомкнутому циклу. Наружный воздух или его смесь с рециркуляционным воздухом из обслуживаемого помещения поступает для сжатия в турбокомпрессор *1*. Нагретый в процессе сжатия воздух далее охлаждается в теплообменнике *2*, в котором по другую сторону разделяющих стенок каналов проходит охлаждающая среда *3* (вода или воздух). После

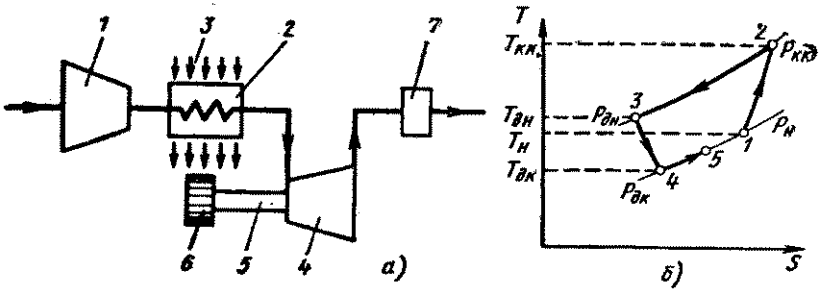


Рис. 94. Принципиальная схема воздушной турбохолодильной машины (*а*) и изображение ее раздельного цикла (*б*)

охлаждения сжатый воздух подводится к турбодетандеру *4*, где происходит расширение и понижение давления и энтальпии воздуха. Через вал *5* вращение передается на рабочее колесо вспомогательного вентилятора *6*. Если в турбодетандере происходит расширение влажного воздуха, то при его охлаждении образуется мелкодисперсная влага, которая выносится потоком воздуха и улавливается сепаратором *7*. Охлажденный и осушенный воздух после сепаратора по приточным воздуховодам подается в обслуживаемое помещение. Комплект оборудования, включающий в себя турбокомпрессор, теплообменник и турбодетандер, называется турбохолодильной машиной.

Изображение раздельного цикла турбохолодильной машины в $T - S$-диаграмме представлено на рис. 94, *б*. Точка *1* на диаграмме соответствует параметрам воздуха перед турбокомпрессором ($P_н$; $T_н$). В процессе сжатия давление и температура воздуха повышается до $P_{кк}$ и $T_{кк}$ (точка *2*). Сжатый горячий воздух охлаждается в теплообменнике до давления $P_{дн}$ и температуры $T_{дн}$ (точка *3*), с которыми поступает в турбодетандер. При расширении воздуха в турбодетандере понижается его давление до $P_{дк}$ и температура $T_{дк}$ (точка *4*); охлажденный воздух подается в обслуживаемое помещение. Предварительно воздух можно подогревать, подмешивая наружный или рециркуляционный воздух. Отрезок *4—5* на диаграмме соответствует процессу восприятия избытков тепла и влаги приточным воздухом в кондициони-

руемом помещении. Из рис. 94, *б* видно, что цикл турбохолодильной машины в режиме кондиционирования получается разомкнутым, так как для сжатия в турбокомпрессоре поступает воздух с более высокой температурой (точка *1*), чем это характерно для температуры в кондиционируемом помещении (точка *5*).

Вихревые трубы и турбодетандеры нашли применение для обслуживания небольших объемов. Так, например, ВНИИКондвентмашем разработана СКВ с охлаждением сжатого воздуха в вихревой трубе для обслуживания кабин буровых станков типа СБШ. Однако для вихревых труб характерны повышенные расходы энергии, что должно учитываться при выборе этого метода охлаждения.

Глава V ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ УКВ НА БАЗЕ СЕКЦИЙ КОНДИЦИОНЕРОВ КТ

В практике конструирования и производства кондиционеров широко используется современный метод разработки унифицированного ряда конструктивных элементов, на базе которых можно создать агрегаты нужной производительности.

§ 5.1. СЕКЦИИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТ

ВНИИКондвентмаш совместно с харьковским заводом «Кондиционер» разработаны типовые секции, на базе которых по нужной технологической схеме собираются центральные горизонтальные кондиционеры КТ номинальной производительностью по воздуху от 30 до 250 тыс. м³/ч. Для всех типовых секций определенной номинальной производительности по воздуху присоединительные размеры в поперечном сечении сохраняются постоянными (ГОСТ 16552—71). Это позволяет собирать секции в такой последовательности, которая отвечает конкретным требованиям проекта по обработке воздуха. Типовые секции в металлическом исполнении соединяются между собой фланцами при помощи болтов, между фланцами проставляются уплотнительные прокладки. Элементы соединений входят в комплект поставки завода-изготовителя.

В целях высокой унификации конструктивных элементов секций кондиционеров КТ при их конструктивной разработке в качестве базовых приняты секции типовых кондиционеров КТ-30 (элемент *1* по рис. 95) и КТ-40 (элемент *2* по рис. 95) номинальной производительностью по воздуху соответственно 30 и 40 тыс. м³/ч. Базовые секции КТ-30 и КТ-40 имеют одинаковый размер по ширине — 1655 мм, а по высоте соответственно 2003 и 2503 мм.

На рис. 95 показано построение размерного ряда секций по живому сечению для кондиционеров КТ на номинальную производительность от 30 до 250 тыс. м³/ч. Из рисунка видны принципиальные решения создания нужных поперечных сечений из базовых секций. Так, из двух КТ-30 (два элемента *1*) создается один КТ-60, а из двух КТ-40 (два элемента *2*) — один КТ-80, и т. д.

Рассмотрим конструктивные особенности основных секций кондиционеров КТ, выпускаемых харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер».

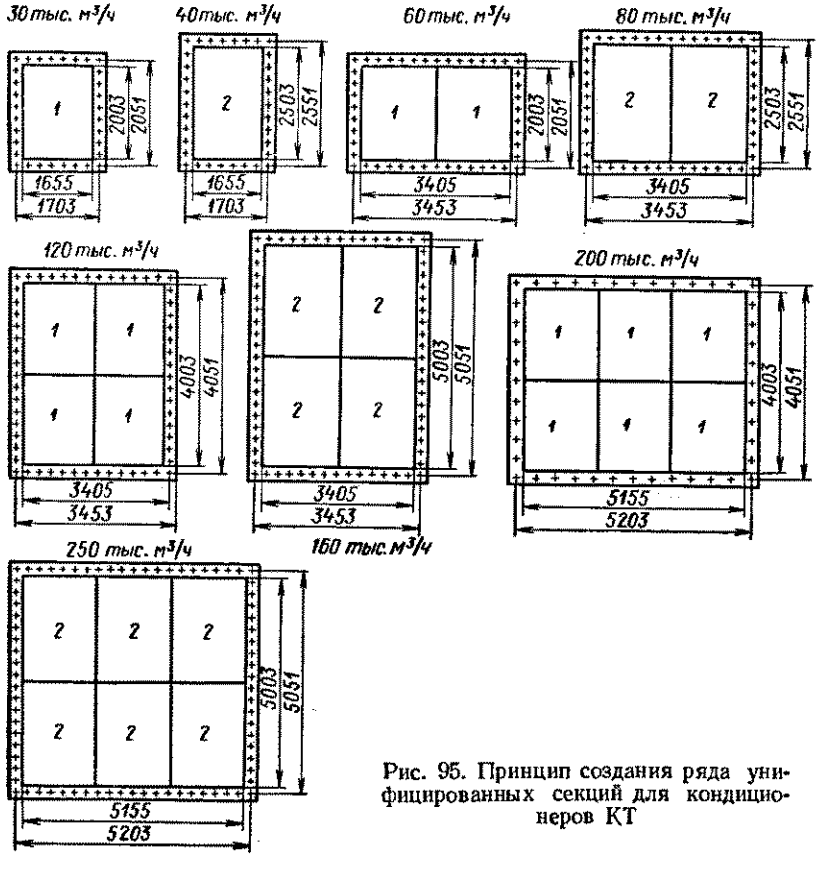


Рис. 95. Принцип создания ряда унифицированных секций для кондиционеров КТ

КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Обработка воздуха при непосредственном контакте с водой осуществляется в двухрядных камерах орошения; схема такой камеры приведена на рис. 96, а конструктивные характеристики — в табл. 15. Для всех воздухопроизводительностей камеры орошения для кондиционеров КТ имеют постоянную длину 2425 мм и собираются из узлов и деталей базовых секций кондиционеров КТ-30 и КТ-40.

Как правило, завод-изготовитель поставляет камеры орошения в разобранном виде. Камеры собирают на месте монтажа в следующей последовательности: первоначально выставляется поддон и на нем закрепляют стенки; в соответствии со схемой движения воздуха устанавливают на входе воздуха пакеты воздухораспре-

делителя, а на выходе — пакеты каплеуловителей; устанавливают трубчатые коллекторы, в патрубках которых закрепляют трубчатые стояки с форсунками таким образом, чтобы форсунки в первых



Рис. 96. Конструктивная схема камеры орошения кондиционеров КТ:

1 — пакет воздухораспределителя; *2* — поддон; *3* — присоединительный фланец к трубопроводу перелива; *4* — переливное устройство; *5* — патрубок для присоединения водопровода; *6* — шаровой клапан контроля постоянного уровня воды; *7* — присоединительный патрубок к трубопроводу слива; *8* — присоединительный фланец к всасывающему трубопроводу насоса; *9* — водяной фильтр; *10* — пакет каплеуловителей; *11* — герметичная дверка; *12* — подвод электропитания к герметичному светильнику; *13* — присоединительные фланцы к подающему трубопроводу от насоса; *14* — трубчатый коллектор; *15* — трубчатый стояк; *16* — форсунки; *17* — потолок; *18* — стенки

по ходу воздуха стояках имели направление водяного факела по потоку воздуха, а во втором — против потока воздуха; закреп-

Таблица 15

Конструктивные характеристики типовых двухрядных камер орошения кондиционеров КТ

Кондиционер	Номинальная производительность по воздуху, тыс. м³/ч	Размеры сечения для прохода воздуха ($A \times H$, рис. 96), мм	Площадь поперечного сечения, м²	Общее число форсунок при плотности шт/м² в ряду		Габаритные размеры, мм		Масса, кг
				18	24	Высота	Ширина	
КТ-30	30	1655×2093	3,34	108	144	2645	1739	1534
КТ-40	40	1655×2503	4,17	144	192	3145	1739	1703
КТ-60	60	3405×2003	6,81	234	312	2645	3489	2643
КТ-80	80	3405×2503	8,52	312	416	3145	3489	3041
КТ-120	120	3405×4003	13,65	468	624	4645	3489	4382
КТ-160	160	3405×5003	17,05	624	832	5645	3489	5213
КТ-200	200	5155×4003	20,8	720	960	4645	5239	6755
КТ-250	250	5155×5003	25,8	960	1280	5645	5239	7626

ляют потолок. Присоединение трубопроводов от водопровода, канализации, перелив и обвязка к насосу осуществляются по проектам конкретного объекта.

Методы расчета камер орошения изложены в § 2.1.

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Для нагрева воздуха предназначены секции воздухонагревателей, по трубкам которых проходит горячая или перегретая вода с температурой до 150° С. Теплоотдающая поверхность обра-

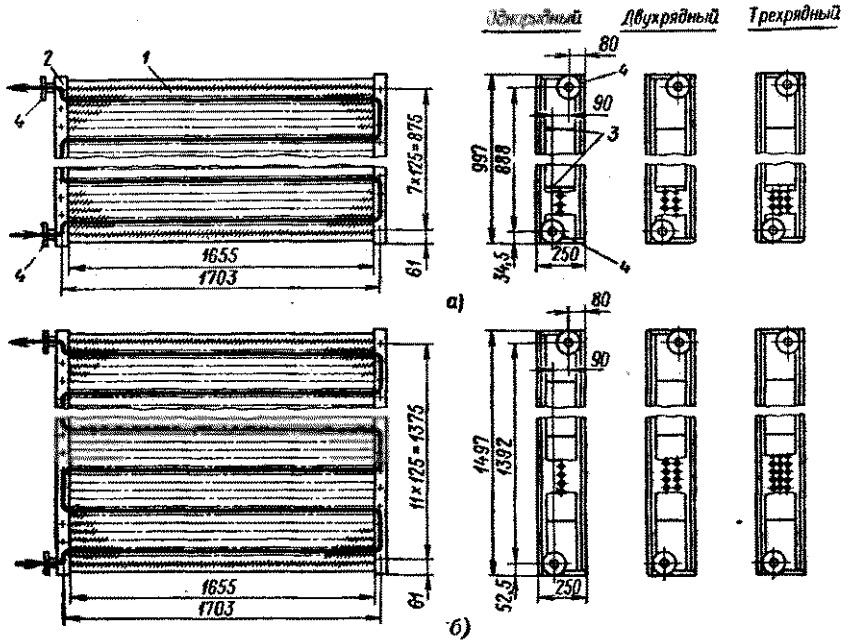


Рис. 97. Базовые поверхностные теплообменники для секций кондиционеров КТ:
1 — оребренная трубка; *2* — трубная решетка; *3* — перегородки, образующие ходы по воде; *4* — фланцы для присоединения трубопроводов

зуется из стальных труб со спирально-навивным стальным ленточным оребрением. Стальные трубы имеют наружный диаметр 22 мм и внутренний 18 мм, высота стальной ленты 10 мм, толщина 0,4 мм, шаг навивки 4 мм. Оребренная поверхность оцинковывается. Концы трубок вварены в трубные решетки, к которым привариваются крышки и перегородки, обеспечивающие последовательное (многоходовое) прохождение теплоносителя по трубкам.

В воздухонагревателях всех воздухопроизводительностей применяются базовые поверхностные теплообменники двух типоразмеров по высоте: одометровые (рис. 97, *а*) и полутораметровые

(рис. 97, *б*). Длина оребренных трубок в обоих базовых теплообменниках одинакова — 1655 мм, и трубки расположены горизонтально. В однометровом теплообменнике имеются четыре хода по воде, а в полутораметровом — шесть ходов. Наружная поверхность и живое сечение для прохода воды зависят от числа рядов по глубине. Базовые теплообменники могут быть по глубине в один, два и три ряда. Конструктивные характеристики базовых теплообменников кондиционеров КТ представлены в табл. 16.

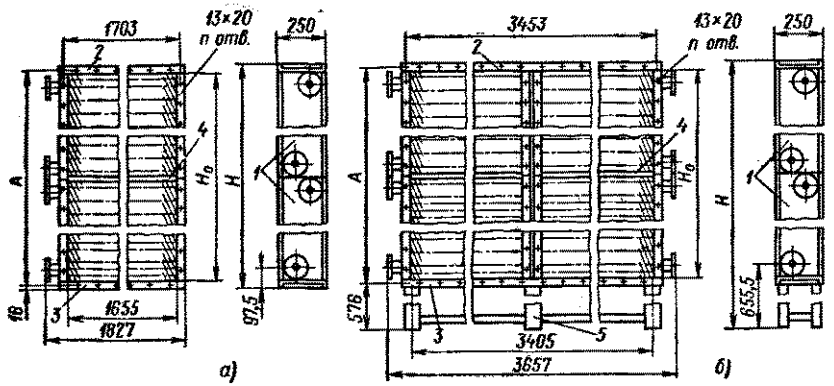


Рис. 98. Воздухонагреватели без обводного канала:

а — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60, КТ-80, КТ-120 и КТ-160; *1* — базовый теплообменник; *2* — верхняя стенка; *3* — нижняя стенка; *4* — перегородка; *5* — подставка

С использованием базовых теплообменников собираются поверхностные воздухонагреватели нужной производительности по воздуху. На рис. 98 представлена конструктивная схема воздухонагревателей без обводного канала по воздуху, где все поперечное сечение секции перекрыто оребренными трубками. В этих теплообменниках автоматическое регулирование температуры нагретого

Таблица 16

Конструктивные характеристики базовых теплообменников кондиционеров КТ

Базовый теплообменник	Число рядов	Наружная поверхность, м²	Живое сечение для прохода воды, см²	Гидравлическое сопротивление (кгс/м²) при скорости воды w, м/с		
				$w = 0{,}2$	$w = 0{,}7$	$w = 1{,}5$
Однометровый	1	27,3	15,2	100	900	4 000
	2	54,6	30,5	140	1900	9 000
	3	81,9	45,7	165	2500	12 000
Полутораметровый	1	41,6	15,2	110	1100	5 000
	2	83,2	30,5	150	2000	9 600
	3	124,4	45,7	170	2600	13 000

воздуха осуществляется воздействием регулирующего органа на температуру или количество горячей воды, поступающей в теплообменник.

Завод-изготовитель поставляет воздухонагреватели в разобранном виде. Сборка теплообменников производится на месте монтажа в следующей последовательности: к нижнему базовому

Таблица 17

Конструктивные характеристики воздухонагревателей без обводного канала кондиционеров КТ

Кондиционер	Число базовых теплообменников		Число рядов	Наружная поверхность, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Аэродинамическое сопротивление, кгс/м²	Масса, кг	Габаритные размеры, мм (рис. 98)			Число болтовых отверстий, n
	одно-метровых	полутора-метровых						A	H	H_0	
КТ-30	2	—	1	54,6	1,44	3,4	289	2051	2083	2003	60
			2	109,2	1,44	5,5	443				
			3	163,8	1,44	6,6	597				
КТ-40	1	1	1	68,9	1,83	3,56	358	2551	2583	2503	68
			2	137,8	1,83	5,7	545				
			3	206,7	1,83	6,7	738				
КТ-60	4	—	1	109,2	2,88	3,4	573	2051	2083	2003	88
			2	218,4	2,88	5,5	881				
			3	327,6	2,88	6,6	1189				
КТ-80	2	2	1	137,8	3,66	3,56	707	2551	2583	2503	96
			2	275,6	3,66	5,7	1087				
			3	413,4	3,66	6,7	1474				

теплообменнику крепят специальные фланцы и к ним присоединяют нижнюю стенку; в верхней части нижнего базового теплообменника устанавливают перегородку с прокладкой и закрепляют верхний базовый теплообменник, через специальные фланцы прикрепляют верхнюю стенку.

Конструктивные характеристики воздухонагревателей без обводного канала представлены в табл. 17.

На рис. 99 представлена конструктивная схема воздухонагревателей с обводным каналом по воздуху, где только часть поперечного сечения секции перекрыта оребренными трубками. В нижней части секции располагаются базовые теплообменники, а в верхней части — обводной воздушный канал с многостворчатым воздушным клапаном. В этих теплообменниках автоматическое регулирование температуры нагретого воздуха осуществля-

ется воздействием регулирующего органа на положение створок клапана в обводном канале, что обеспечивает изменение соотношения количеств воздуха, проходящих через базовые теплообменники и по обводному каналу. Проходящий по обводному каналу воздух не подвергается тепловой обработке и, смешиваясь с нагретым воздухом, прошедшим через базовые теплообменники, понижает температуру смеси.

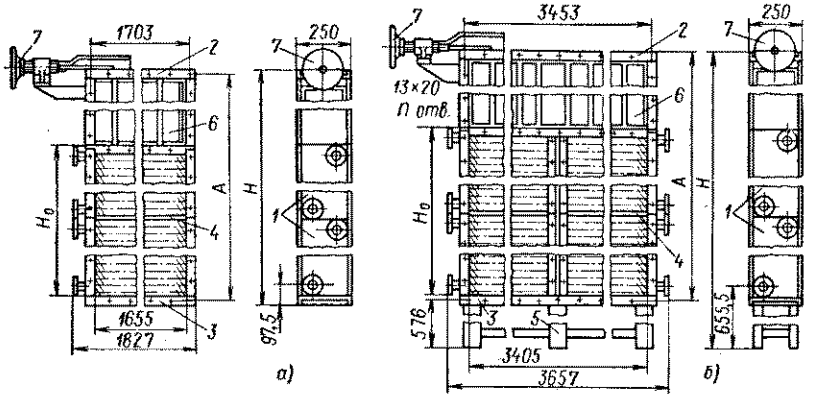


Рис. 99. Воздухонагреватели с обводным каналом:

а — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60, КТ-80, КТ-120 и КТ-160; поз. *1—5* — см. рис. 98; *6* — клапан для обводного канала; *7* — механизм для привода клапана

Завод-изготовитель поставляет воздухонагреватели с обводным каналом и клапаном в разобранном виде. Сборка теплообменников производится на месте монтажа в следующей последовательности: к нижнему базовому теплообменнику крепят специальные фланцы, к которым присоединяют нижнюю стенку; в верхней части нижнего базового теплообменника устанавливают перегородку с прокладкой и закрепляют верхний базовый теплообменник, на который затем крепят обводной канал с клапаном. Механизм для привода створок клапана выбирается проектантом и может поставляться заводом-изготовителем в одном из трех исполнений: ручной, с пневматическим исполнительным механизмом, с электроприводом.

Конструктивные характеристики воздухонагревателей с обводным каналом представлены в табл. 18. Живые сечения для прохода воздуха и весовые показатели по таблице относятся только к теплообменникам и не включают эти показатели для обводного канала и клапана. Суммарное поперечное сечение базовых теплообменников и обводного канала с клапаном соответствуют сечениям секций для каждой номинальной производительности по воздуху кондиционеров КТ (см. рис. 95). Конструктивные характеристики обводного канала и клапанов рассматриваются ниже.

При выполнении монтажных работ по сборке воздухонагревателей базовые теплообменники соединяют между собой трубопроводами в соответствии со схемой, выбранной проектантом. Выбор схемы обвязки трубопроводов определяет суммарное живое сечение для прохода воды, что необходимо согласовывать

Таблица 18

Конструктивные характеристики воздухонагревателей с обводным каналом кондиционеров КТ

Кондиционер	Число базовых теплообменников: однометровых	Число базовых теплообменников: полутораметровых	Число рядов	Наружная поверхность, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Аэродинамическое сопротивление, кгс/м²	Масса, кг	Габаритные размеры, мм (рис. 99): *A*	*H*	H_6	Число болтовых отверстий *n*
КТ-30	—	1	1 2 3	41,6 83,2 124,4	1,09 1,09 1,09	5,7 9,1 11,0	211 323 441	2051	2083	1500	38
КТ-40	2	—	1 2 3	54,6 109,2 163,8	1,44 1,44 1,44	5,2 8,3 10,0	273 427 581	2551	2583	2000	46
КТ-60	—	2	1 2 3	83,2 166,4 249,6	2,18 2,18 2,18	5,7 9,1 11,0	421 645 881	2051	2083	1500	52
КТ-80	4	—	1 2 3	109,2 218,4 327,6	2,82 2,82 2,82	5,2 8,3 10,0	545 853 1161	2551	2583	2000	60

с рекомендациями по обеспечению оптимальных скоростей воды в трубках теплообменников в соответствии с приведенными в § 3.1 данными.

По результатам испытаний по ВНИИКондвентмаше базовых теплоообменников получены следующие опытные формулы для вычисления коэффициента теплопередачи (в ккал/м²·ч·град):

для однорядного $k_я = 14{,}5\,(V\rho)^{0{,}49}\,w^{0{,}13}$; (5.1)

для двухрядного $k_я = 13{,}4\,(V\rho)^{0{,}49}\,w^{0{,}13}$; (5.2)

для трехрядного $k_я = 12{,}8\,(v\rho)^{0{,}49}\,w^{0{,}13}$. (5.3)

Эти опытные формулы рекомендуется применять при изменении массовой скорости воздуха от 4 до 10 кг/м²·с и скорости воды в трубках от 0,2 до 1,0 м/с.

Методика расчета поверхностных теплообменников в режимах нагрева воздуха изложена в § 3.1.

Поверхностные воздухонагреватели кондиционеров КТ могут применяться для осуществления режимов охлаждения без изменения влагосодержания воздуха. В этих расчетах возможно использовать опытные формулы (5.1) — (5.3), но величины скоростей воды в трубках должны отвечать оптимальным пределам для воздухоохладителей по рекомендациям в § 3.1. Методика расчета поверхностных теплообменников в режимах охлаждения без конденсации влаги из воздуха изложена в § 3.1.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Для охлаждения воздуха используются поверхностные воздухоохладители кондиционеров КТ, которые собираются из аналогичных базовых теплообменников с конструктивными харак-

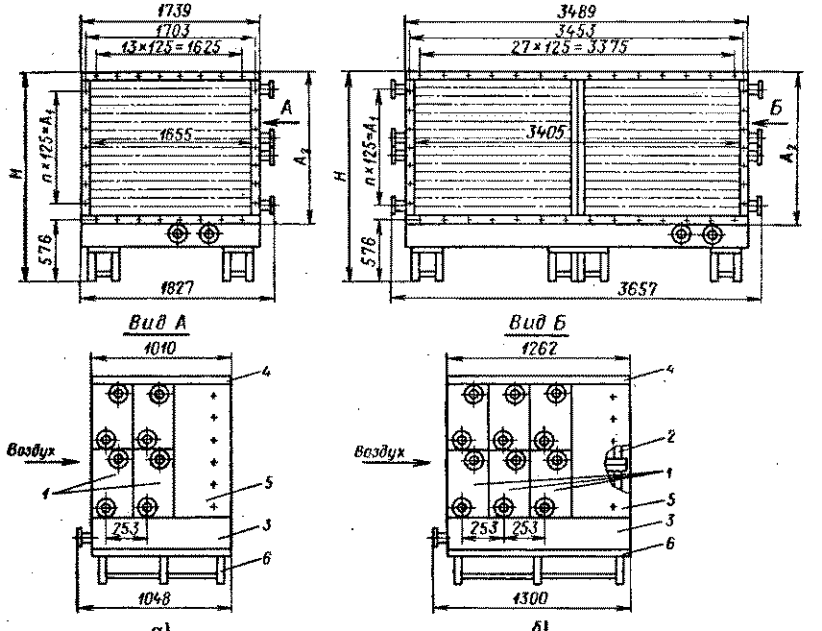


Рис. 100. Поверхностные воздухоохладители:

а — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60 и КТ-80; *1* — базовые теплообменники; *2* — пакеты каплеуловителей; *3* — бак для выпадающего при осушке воздуха конденсата; *4* — потолок; *5* — боковые стенки; *6* — подставка

теристиками по табл. 16. На рис. 100 представлена конструктивная схема воздухоохладителя для кондиционеров КТ-30 — КТ-80. Число базовых теплообменников по глубине воздухоохладителя зависит от требуемой охлаждающей поверхности и оговаривается

Таблица 19

Конструктивные характеристики воздухоохладителей кондиционеров КТ

Кондиционер	Число базовых теплообменников				Число рядов	Наружная поверхность, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Аэродинамическое сопротивление, кгс/м²		Масса, кг	Габаритные размеры, мм (рис. 100)			Число болтовых отверстий, n
	однометровых		полутораметровых											
	двухрядных	трехрядных	двухрядных	трехрядных				$w^e = 1$	$w^e = 1{,}5$		A_1	A_2	H	
КТ-30	4	—	—	—	4	218,4	1,44	18	20,5	1485	1875	2087	2645	15
	2	2	—	—	5	273,0	1,44	20	23	1660				
	—	4	—	—	6	327,6	1,44	22,5	25,8	1825				
	4	2	—	—	7	382,2	1,44	25,2	28,5	2160				
	2	4	—	—	8	436,8	1,44	28,5	32	2330				
	—	6	—	—	9	491,4	1,44	31,7	35	2495				
КТ-40	2	—	2	—	4	275,6	1,83	18	20,5	1695	2375	2587	3145	19
	1	1	1	1	5	344,1	1,83	20	23	1925				
	—	2	—	2	6	412,6	1,83	22,5	25,8	2290				
	2	1	2	1	7	481,9	1,83	25,2	28,5	2538				
	1	2	1	2	8	550,4	1,83	28,5	32	2765				
	—	3	—	3	9	518,9	1,83	31,7	35	2976				

в наряде-заказе. Возможна поставка воздухоохладителей с числом рядов оребренных трубок по глубине от 4 до 9, что обеспечивает достаточно широкий диапазон изменения конструктивных характеристик, как это видно из табл. 19. Все поперечное сечение воздухоохладителей перекрыто оребренными трубками. Предполагается, что автоматическое регулирование воздухоохладителей осуществляется воздействием регулирующего органа на температуру или количество холодной воды, поступающей в теплообменник.

Завод-изготовитель поставляет воздухоохладитель в разобранном виде. Сборка и обвязка базовых теплообменников трубопроводами осуществляется на месте монтажа. Живое сечение для прохода воды необходимо выбирать в соответствии с рекомендациями по § 3.1.

По результатам испытаний во ВНИИКондвентмаше базовых теплообменников в режимах охлаждения воздуха без конденсации влаги получены следующие опытные зависимости для вычисления коэффициентов теплопередачи:

для воздухоохладителей с числом рядов от 4 до 6

$$k_я = 8\,(v\rho)^{0,618}\,w^{0,125}\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}; \qquad (5.4)$$

для воздухоохладителей с числом рядов от 7 до 9

$$k_я = 6{,}75\,(v\rho)^{0,668}\,w^{0,093}\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}. \qquad (5.5)$$

Эти опытные формулы рекомендуется использовать в интервале изменения массовой скорости воздуха от 5,5 до 9 кг/м$^2\cdot$с и скорости воды в трубках от 0,5 до 1,8 м/с.

Методика расчетов режимов охлаждения при постоянном влагосодержании и режимов охлаждения с одновременным осушением воздуха с использованием опытных коэффициентов $K_я$ изложена в § 3.1.

ВОЗДУШНЫЕ КЛАПАНЫ

Для регулирования температуры воздуха после воздухонагревателей с обводным каналом служат воздушные многостворчатые клапаны, конструктивная схема которых показана на рис. 101. Воздушные клапаны поставляются заводом-изготовителем в собранном виде и могут комплектоваться любым из показанных на рисунке приводов.

Конструктивные характеристики воздушных клапанов для обводного канала представлены в табл. 20

Регулировочная способность обводного воздушного клапана зависит от глубины базовых теплообменников и степени открытия створок клапана. На рис. 102 представлены регулировочные характеристики многостворчатого воздушного клапана в обводном канале у одно-, двух и трехрядного базовых теплообменников кондиционера КТ. На вертикальной оси графиков отложены величины относительного расхода воздуха $\overline{L}$ в процентах от сум-

Таблица 20

Конструктивные характеристики воздушных клапанов для обводного канала

Кондиционер	Тип привода	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Количество створок	Масса, кг	Габаритные размеры, мм (рис. 101)						Число болтовых отверстий	
					H	M	A	A_1	l	l_1	n	n_1
КТ-30	Ручной	0,65	6	95	690	2065					13	3
КТ-40	Пневматический	0,65	6	110	750	2400	1735	583	1655	503	13	3
	Электрический	0,65	6	90	620	2055					13	3
КТ-60	Ручной	1,3	12	170	690	3810					27	3
КТ-80	Пневматический	1,3	12	190	775	4145	3485	583	3405	503	27	3
	Электрический	1,3	12	170	620	3805					27	3
КТ-120	Ручной	2,6	12	215	1190	3810					27	3
КТ-160	Пневматический	2,6	12	235	1275	4145	3485	583	3405	503	27	3
	Электрический	2,6	12	245	1152	4010					27	3

марного (номинального) расхода через секцию кондиционера КТ. На горизонтальной оси отложены величины угла ψ поворота створок клапана от 0° (полностью закрыты створки клапана) до 90°

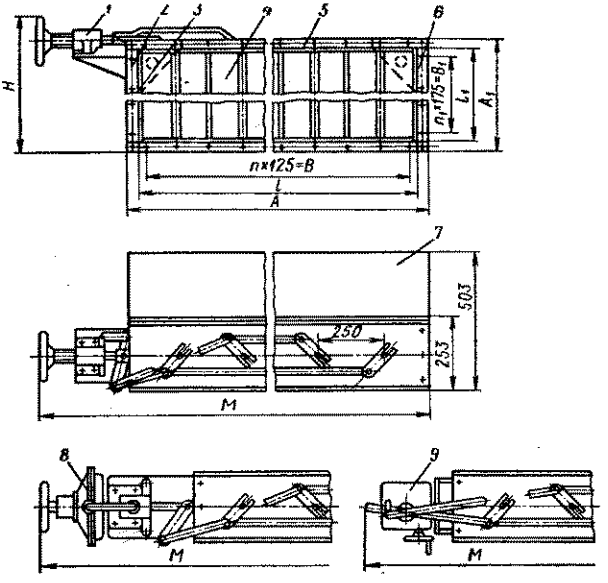


Рис. 101. Воздушные клапаны для обводного канала у воздухонагревателей кондиционеров КТ:

1 — ручной привод; *2* — передняя стенка; *3* — косынка для транспортировки; *4* — створка; *5* — боковая стенка; *6* — задняя стенка; *7* — вставка при сборке кондиционеров КТ-200 и КТ-250; *8* — пневмопривод типа МП-20 для кондиционеров КТ-30 и КТ-40, типа МП-25 для кондиционеров ряда КТ-60 ÷ КТ-250; *9* — электропривод типа МЭО-4/100 для кондиционеров ряда КТ-30 ÷ КТ-160 типа МЭО-10/100 для кондиционеров КТ-200 и КТ-250

(полностью открыты створки клапана). Из графиков видно, что при всех положениях створок клапана суммарный расход воздуха через секцию кондиционера КТ сохраняется практически постоянным.

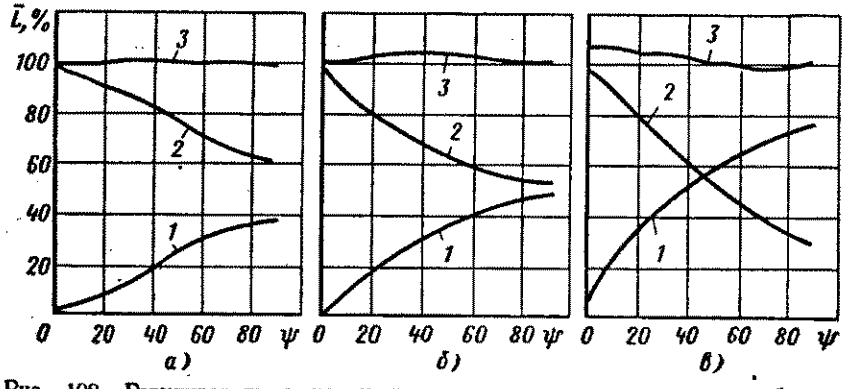


Рис. 102. Регулировочные характеристики воздушного клапана в обводном канале у базового теплообменника с различным числом рядов трубок по глубине: *а* — однорядного; *б* — двухрядного; *в* — трехрядного; *1* — расход воздуха через клапан в обводном канале; *2* — расход воздуха через теплообменник; *3* — суммарный расход воздуха

С увеличением числа рядов трубок по глубине теплообменника улучшаются регулировочные характеристики воздушных клапанов. Так, в однорядном теплообменнике при полностью открытых

створках воздушного клапана через обводной канал проходит 36% общего расхода воздуха. В трехрядном теплообменнике при $\psi = 90°$ через обводной канал проходит 75% общего расхода воздуха.

Используя графики рис. 102, можно производить расчеты достигаемой степени регулирования параметров обрабатываемого в теплообменниках воздуха. В тех случаях, когда достигаемая степень регулирования недостаточна, можно применить схему с наличием дополнительных воздушных клапанов перед фасадным сечением теплообменников, створки которых вращаются в обрат-

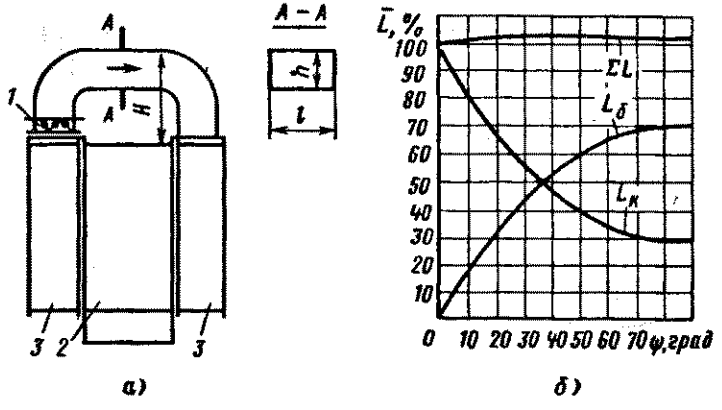


Рис. 103. Схема (*а*) и регулировочные характеристики (*б*) байпасирования камер орошения кондиционеров КТ (ось вращения створок на схеме условно повернута на 90°):

1 — воздушный одноблочный клапан; *2* — камера орошения; *3* — воздушная камера

ном направлении по сравнению с направлением вращения створок клапанов в обводном канале. При регулировании взаимообратными воздушными клапанами при полностью открытых створках клапанов в обводном канале и полностью закрытых створках клапанов перед фасадным сечением теплообменников через обводной канал проходит ~92% общего расхода воздуха через кондиционер КТ.

Для изменения расходов воздуха через кондиционер и отдельные его секции применяются одноблочные воздушные клапаны, которые выпускаются с длиной лопаток 500 мм (В-500) и 1000 мм (В-1000). Конструктивная схема этих клапанов сходна со схемой на рис. 101 для воздушных клапанов.

На рис. 103 представлена принципиальная схема и регулировочные характеристики при использовании блочного воздушного клапана для регулирования степени обработки воздуха в камере орошения с помощью обводного воздушного канала (байпаса). Из графика видно, что при полностью открытых створках блочного клапана через обводной канал проходит 72% ($L_б$) номи-

нальной (общей) производительности по воздуху $\sum L$ камеры орошения. Для получения таких регулировочных характеристик поперечное сечение обводного канала должно отвечать следующим размерам: для кондиционеров КТ-30 и КТ-40 $h=1003$ и $l=1655$ мм; для кондиционеров КТ-60 — КТ-120 $h=1003$ и $l=3405$ мм. Высота расположения верхней стенки обводного канала от потолка камеры орошения должна соответствовать $H=1800$ мм.

На рис. 104 представлена принципиальная схема использования блочных воздушных клапанов в кондиционерах КТ для регулирования поступления наружного и рециркуляционного воздуха. Через открытый блочный клапан В-500 поступает санитарная норма наружного воздуха $G_н^{min}$. В зависимости от положения створок в блочных клапанах В-1000 на обработку в кондиционер может поступать рециркуляционный (внутренний) воздух $G_в$ и дополнительный наружный воздух $G_н$. При расчетных летних и зимних температурах наружного воздуха в целях экономии тепла целесообразно обрабатывать в кондиционере только санитарную норму наружного воздуха $G_н^{min}$. В этих режимах блочный клапан В-1000 на наружном воздухе закрыт, а блочный клапан В-1000 на рециркуляционном воздухе полностью открыт. В переходный период года целесообразно обрабатывать в кондиционере увеличенный расход наружного воздуха, что достигается открытием створок блочного клапана В-1000 на заборе наружного воздуха и прикрытием створок блочного клапана в тракте рециркуляционного воздуха. Смешение поступающего в кондиционер наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется в воздушной камере.

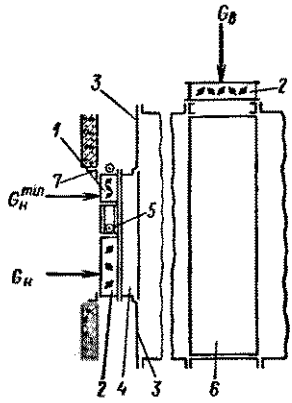


Рис. 104. Принципиальная схема использования блочных клапанов для регулирования поступления наружного и рециркуляционного воздуха:

1 — блочный клапан В-500; *2* — блочный клапан В-1000; *3* — присоединительный лист к клапану; *4* — вставка; *5* — заглушка между клапанами; *6* — воздушная камера; *7* — контрфланец к клапану

Перемещение воздуха через кондиционер КТ и воздуховоды осуществляется благодаря работе вентиляторов, конструкция и методы расчета которых изложены в § 4.1. Очистка воздуха осуществляется с помощью фильтров, конструктивные особенности и расчет которых рассмотрены в § 4.2.

Кроме перечисленных выше изготовляются следующие вспомогательные секции для сборки кондиционеров КТ:

камеры обслуживания, предназначенные для соединения двух рабочих секций; служат для доступа при эксплуатационном обслуживании рабочих секций кондиционера;

присоединительные секции к вентиляторным агрегатам, обеспечивающие соединение секций кондиционера к всасывающему отверстию вентиляторного агрегата;

опоры для установки на нее собираемых по горизонтали секций кондиционера;

присоединительные листы к воздушным клапанам для их соединения с кондиционером;

заглушки между двумя клапанами;

вставка между кондиционером и воздушными клапанами;

контрфланцы для присоединения секций к строительным конструкциям.

§ 5.2. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ КТ

На рис. 105 представлена схема последовательности сборки типовых секций кондиционера КТ с круглогодовой обработкой воздуха в камере орошения. В обслуживаемом помещении от-

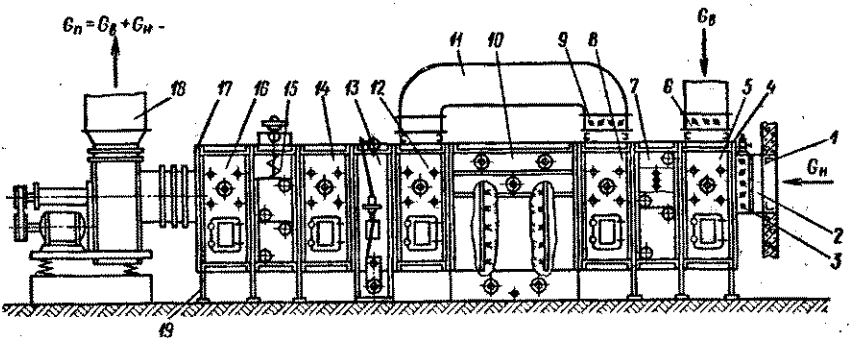


Рис. 105. Схема последовательности сборки типовых секций кондиционера КТ с круглогодовой обработкой воздуха в камере орошения

сутствуют заражающие воздух выделения, и поэтому допустимо использовать рециркуляцию внутреннего воздуха. Рассмотрим назначение секций в порядке их последовательности сборки в кондиционере. В строительные конструкции заложен контрфланец *1*, к которому крепится вставка *2*, обеспечивающая крепление блочного воздушного клапана *3*. При открытых створках блочного клапана наружный воздух поступает на обработку в кондиционер. Как правило, эти клапаны имеют пневматические или электрические приводы, которые через систему автоматического регулирования включаются в схему пускателя электродвигателя вентиляторного агрегата *18*. При пуске вентилятора в работу привод обеспечивает открытие створок блочного клапана, а при остановке — закрытие створок.

Через присоединительный лист *4* блочный клапан *3* соединяется с воздушной камерой *5*, имеющей в верхней части блочный

клапан *6*, к фланцам которого присоединен воздуховод забора внутреннего (рециркуляционного) воздуха. Рециркуляционный и наружный воздух перемешиваются в воздушной камере *5* и смесь проходит через теплообменники *7*, выполняющие роль воздухонагревателей первого подогрева. Теплообменники не имеют обводного канала по воздуху, и нагрев воздуха регулируется изменением температуры и расхода горячей воды, поступающей в трубки теплообменников. Из воздушной камеры *8* воздух может поступать либо на обработку в камеру орошения *10*, либо проходит по обводному воздушному каналу *11*. При полностью закрытых блочных клапанах *9* весь воздух проходит обработку в камере орошения *10*. Из воздушюй камеры *12* воздух поступает на очистку в фильтре *13*. Доступ для ревизии фильтра осуществляется через дверки в воздушных камерах *12* и *14*.

В секции *15* воздухонагревателей осуществляется нагрев приточного воздуха $G_п$ перед подачей его в обслуживаемое помещение (второй подогрев), а степень нагрева приточного воздуха регулируется положением створок клапанов в обводном канале у базовых теплообменников секции *15*. К фланцам воздушной камеры *16* присоединена переходная секция *17*, которая обеспечивает соединение воздушного тракта секций с всасывающим отверстием вентиляторного агрегата *18*. Для обеспечения горизонтальной сборки и установки секций служат типовые опоры *19*. Нагнетательное отверстие вентиляторного агрегата соединяется с приточным воздуховодом, по которому подается кондиционированный воздух в обслуживаемое помещение.

Рассмотренная схема центрального кондиционера с рециркуляцией внутреннего воздуха весьма характерна по выполняемым функциям в процессе круглогодовой подготовки кондиционируемого воздуха. Поэтому на примере расчета элементов этого кондиционера можно установить основные методические приемы выбора типовых секций.

Перед проведением выбора и расчета элементов УКВ необходимо выполнить следующие разделы проектной проработки для СКВ.

1. В соответствии с климатическим районом применения УКВ необходимо выбрать расчетные параметры наружного воздуха для теплого и холодного периодов года. По строительным нормам и правилам (СНиП, ч. II, гл. 33) для проектирования СКВ обычно используют расчетные климатические данные для параметров Б, которые даются в форме таблицы для различных географических районов страны.

2. Исходя из назначения обслуживаемого помещения и нормативных данных выбираются расчетные внутренние параметры воздуха в обслуживаемом помещении и устанавливаются возможные пределы их колебаний в летнем и зимнем режимах работы кондиционера.

3. Выполняется расчет тепловлажностного баланса в обслуживаемом помещении. Отдельно проводится расчет для теплого

периода, когда преобладают тепло- и влагоизбытки в помещении, и для холодного периода, когда, как правило, имеют место преобладающие теплопотери через строительные конструкции помещения.

4. По укрупненным показателям делается проектная проработка нескольких вариантов схем СКВ и по полученным технико-экономическим данным выбирается наиболее рациональное решение для конкретного случая применения. Этот этап является наиболее ответственным, так как предопределяет выбор типа оборудования, источника холодоснабжения, методы подачи приточного воздуха в обслуживаемые помещения, т. е. рабочую (ассимиляционную) разность температур между воздухом помещения и притока ($\Delta t_{ac} = t_в - t_п$).

В приводимом ниже примере считаем, что все предварительные этапы выполнены и известны указанные в примере исходные расчетные данные.

а. Расчетные климатические условия в теплый период года характеризуются параметрами Б: $t_н = 29°$ С; $I_н = 14{,}9$ ккал/кг. В теплый период в обслуживаемом помещении требуется поддержание внутренних параметров: $t_в = 23 \pm 1°$; $\varphi_в = 55 \pm 5\%$; $I_в = 11{,}6$ ккал/кг; $d_в = 10$ г/кг. Общие избытки тепла и влаги в помещении составляют: $\Sigma Q_{т.изб} = 96\,000$ ккал/ч, $W_{изб} = 37$ кг/ч. Одновременно в помещении находится 200 человек. Из помещения осуществляется вытяжка от технологического оборудования в объеме 12 тыс. м³/ч.

б. Расчетные климатические условия в холодный период года характеризуются параметрами Б: $t_{н.з} = -18°$ С; $I_{н.з} = 4{,}0$ ккал/кг. В холодный период требуется поддержание внутренних параметров: $t_{в.з} = 20 \pm 1°$; $\varphi_{в.з} = 45 \pm 5\%$; $I_{в.з} = 9{,}0$ ккал/кг; $d_{в.з} = 6{,}8$ г/кг. Общие теплопотери составляют $\Sigma Q_{т.пот} = 160\,000$ ккал/ч, а избытки влаги $W^з_{изб} = 18$ кг/ч. Из помещения осуществляется вытяжка от технологического оборудования в объеме 12 тыс. м³/ч. Выделений вредных газов в помещении нет.

в. По результатам технико-экономического сравнения установлено, что наиболее целесообразной является центральная одноканальная СКВ с рециркуляцией. В качестве источника холода используется вода от центральной станции с начальной температурой $t_{вх} = 7°$ С.

Принятая система воздухораспределения допускает рабочую разность температур $\Delta t_{ac} = 6 \div 8°$ С. Требуется рассчитать центральную УКВ и подобрать оборудование.

Пример 5.

Расчет начинаем с теплого периода года, как наиболее ответственного и определяющего выбор оборудования.

1. На *I—d*-диаграмму (рис. 106, *а*) наносим заданные параметры воздуха: наружного — точка *Н*, внутреннего — точка *В*.

2. Вычисляем величину углового коэффициента луча процесса в помещении

$$\varepsilon_в = \frac{\sum Q_{т.изб}}{W_{изб}} = \frac{96\,000}{37} = 2600 \text{ ккал/кг}.$$

3. На *I—d*-диаграмме через точку *В* проводим луч процесса $\varepsilon_в$ до пересечения с выбранной температурой приточного воздуха $t_п$. Первоначально принимаем рабочий перепад температур 6°, и тогда температура притока будет 23 — 6 = 17° С. В месте пересечения луча процесса $\varepsilon_в = 2600$ с изотермой $t'_п = 17°$ С находим $I'_п = 9{,}65$ ккал/кг.

4. Определяем необходимое количество приточного воздуха для ассимиляции полных теплоизбытков в помещении:

$$G_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{т. изб}}}{(I_{\text{в}} - I_{\text{п}})} = \frac{96\,000}{(11{,}6 - 9{,}65)} = 49\,200 \text{ кг/ч}.$$

Секции центральных кондиционеров типа КТ-40 могут работать при максимальном количестве воздуха 48 000 кг/ч, что недостаточно, а КТ-60 — при 72 000 кг/ч, что много. Поэтому принимаем более низкую температуру приточ-

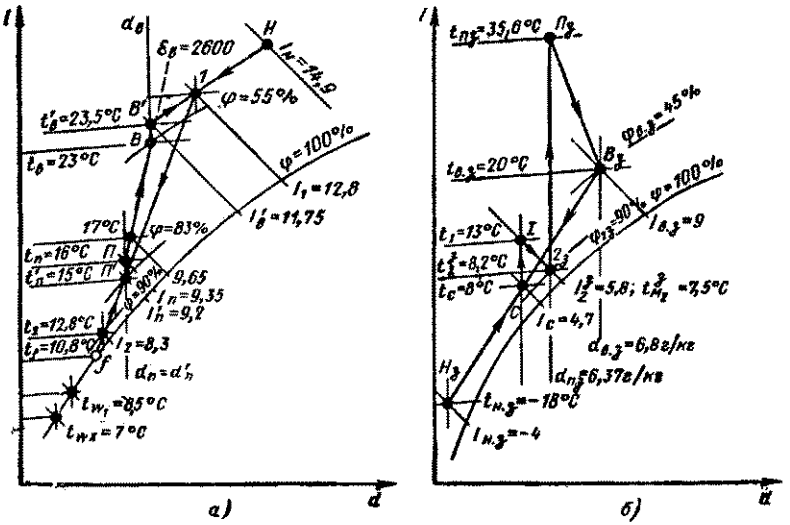


Рис. 106. Построение на *I—d*-диаграмме расчетных режимов в теплый (*а*) и холодный (*б*) периоды года при обработке воздуха в камере орошения центрального кондиционера с рециркуляцией

ного воздуха в пределах допустимой рабочей разности температур 8° С. Тогда параметры приточного воздуха будут: $t_{\text{п}} = 16°$; $I_{\text{п}} = 9{,}35$ ккал/кг; $d_{\text{п}} = 9{,}1$ г/кг. Количество приточного воздуха составит

$$G_{\text{п}} = \frac{96\,000}{11{,}6 - 9{,}35} = 42\,666 \text{ кг/ч},$$

т. е. с некоторым запасом для сборки центрального кондиционера могут быть использованы типовые секции КТ-40.

Наносим на *I—d*-диаграмму точку *П* — окончательные параметры приточного воздуха.

5. За счет перехода энергии воздушного потока в тепло и некоторых теплопритоков в воздуховоде и вентиляторе приточный воздух нагревается при постоянном влагосодержании. Определение величины нагрева воздуха за счет перехода энергии потока в тепло можно производить по формуле

$$\Delta t = 0{,}01 \Delta P° \text{ С},$$

где ΔP — потеря полного давления воздушного потока, кг/м².

Принимаем, что в нашем случае в приточных воздуховодах потери полного давления 30 кгс/м², и нагрев составит

$$\Delta t = 0{,}01 \cdot 30 = 0{,}3° \text{ С}.$$

С учетом дополнительных притоков тепла принимаем $\Delta t = 1{,}0°$ С, что наносим на I—d-диаграмме и получаем точку $П'$, которая отвечает параметрам воздуха после камеры орошения кондиционера: $t'_п = 15{,}0°$ С; $I'_п = 9{,}2$ ккал/кг; $d_п = d'_п = 9{,}1$ г/кг; $\varphi'_п = 83\%$.

6. Нагрев рециркуляционного воздуха в воздуховодах оцениваем в 0,5° С, что наносим на I—d-диаграмму и получаем точку B', которая отвечает параметрам рециркуляционного воздуха перед кондиционером: $t'_в = 23{,}5°$ С; $I'_в = 11{,}75$ ккал/кг; $d_в = d'_в = 10$ г/кг.

7. По санитарным нормам на каждого человека необходимо обеспечить приток наружного воздуха в количестве от 20 до 60 м³/ч, что зависит от назначения обслуживаемого помещения и предъявляемых требований к комфортности параметров воздуха. Для нашего случая требуется подавать на одного человека 40 м³/ч наружного воздуха:

$$G_н^{min} = 40 \cdot 1{,}18 \cdot 200 = 9440 \text{ кг/ч}.$$

Полученное значение $G_н^{min}$ необходимо проверить на три условия:

1) минимальное количество наружного воздуха должно быть не менее 10% от общего количества приточного воздуха:

$$G_н^{min} \geqslant 0{,}1 G_п; \quad 9440 > 0{,}1 \cdot 42660;$$

2) количество обрабатываемого в кондиционере наружного воздуха должно компенсировать технологическую вытяжку $G_у$;

3) для обеспечения подпора в обслуживаемом помещении количество обрабатываемого в кондиционере наружного воздуха должно на один объем помещения $V_в$ превышать объем технологической вытяжки:

$$G_н = G_у + V_в \rho_н \text{ кг/ч}.$$

Для нашего случая преобладающей является технологическая вытяжка в объеме 12 тыс. м³/ч, а объем обслуживаемого помещения составляет 500 м³. Тогда обрабатываемое в кондиционере количество наружного воздуха составит

$$G_н = 12\,000 \cdot 1{,}18 + 500 \cdot 1{,}18 = 14\,750 \text{ кг/ч}.$$

8. Находим количество внутреннего (рециркуляционного) воздуха, обрабатываемого в УКВ:

$$G_в = G_п - G_н \text{ кг/ч}$$

или для нашего случая

$$G_в = 42\,660 - 14\,750 = 27\,910 \text{ кг/ч}.$$

9. Для нахождения параметров смеси рециркуляционного и наружного воздуха используем уравнение теплового баланса смеси

$$G_п I_1 = G_в I'_в + G_н I_н.$$

Решим это уравнение относительно энтальпии смеси воздуха:

$$I_1 = \frac{G_в I'_в + G_н I_н}{G_п}.$$

Для нашего примера энтальпия смеси составит

$$I_1 = \frac{27\,910 \cdot 11{,}75 + 14\,750 \cdot 14{,}9}{42\,660} = 12{,}8 \text{ ккал/кг}.$$

10. На I—d-диаграмме через точки H и B' проводим прямую и на пересечении прямой с $I_1 = 12{,}8$ ккал/кг находим остальные параметры воздуха перед камерой орошения (точка 1):

$$t_1 = 25{,}3° \text{ С}; \quad \varphi_1 = 52\%.$$

11. В соответствии с расчетом по п. 5 необходимо после камеры орошения иметь приточный воздух с параметрами в точке $П'$ при относительной влажности 83%. В соответствии с рекомендациями в § 2.1 из графика на рис. 21 видно, что в типовой двухрядной камере орошения при начальной относительной влажности 52% и минимальном давлении перед форсунками 1,0 ати достигается минимальная конечная относительная влажность воздуха 91%. Получение необходимых параметров воздуха в точке $П'$ после его обработки холодной водой в камере орошения принципиально возможно тремя методами.

а. Все количество приточного воздуха охлаждается и осушается в камере орошения до требуемого влагосодержания $d'_п = d_2 = 8{,}4$ г/кг, но достигаемая конечная относительная влажность воздуха φ_2 имеет более высокое значение по сравнению с $\varphi'_п$ и соответственно конечная температура t_2 меньше требуемой $t'_п$.

Получение требуемой температуры приточного воздуха достигается использованием второго подогрева, где воздух после охлаждения в камере орошения подогревается от температуры t_2 до $t'_п$ при постоянном влагосодержании. Такой метод приводит к повышению расходу холода и необходимости расходовать тепло в летнем режиме.

Достоинством этого метода является относительная простота автоматизации процесса поддержания постоянства конечного влагосодержания d_2 и температуры приточного воздуха $t'_п$.

Поддержание постоянного влагосодержания $d_2 = d'_п = d_п = \text{const}$ осуществляется путем контроля датчиком конечной температуры воздуха по мокрому термометру. Датчик воздействует на исполнительный механизм, который регулирует начальную температуру воды путем изменения соотношения количеств холодной и обратной воды. Такую схему автоматического регулирования параметров воздуха на выходе из камеры орошения часто называют методом поддержания постоянной температуры точки росы. Получение температуры приточного воздуха $t'_п$ обеспечивается автоматическим регулированием степени подогрева воздуха в калорифере второго подогрева.

б. В камере орошения охлаждается и осушается только часть общего количества приточного воздуха до параметров d_2 и t_2, которые будут ниже требуемых в точке $П'$. Часть воздуха с параметрами точки I проходит по обводному воздушному каналу. Получение воздуха с параметрами в точке $П'$ достигается смешением воздуха после обработки в камере орошения и необработанного воздуха после обводного канала. Такой метод обеспечивает уменьшение расходов холода по сравнению с первым методом обработки и не требует расхода тепла в летнем режиме на второй подогрев. Недостатком этого метода является относительная трудность автоматизации процесса поддержания постоянства параметров приточного воздуха $d'_п$ и $t'_п$.

Возможна следующая схема автоматического регулирования. В потоке воздуха после вентиляторного агрегата кондиционера устанавливают два датчика. Один датчик контролирует постоянство влагосодержания приточного воздуха $d'_п = d_п$ путем соответствующего изменения степени охлаждения и осушения воздуха в камере орошения t_2 и $d_2 = \text{var}$. Такую схему автоматического регулирования часто называют методом переменной температуры точки росы. Второй датчик контролирует получение нужной температуры приточного воздуха $t'_п$ путем воздействия на исполнительный механизм в обводном канале камеры орошения.

в. Изменением системы воздухораспределения можно добиться такого увеличения рабочей разности температур Δt_{ac}, при которой требуемые параметры приточного воздуха возможно непосредственно получить на выходе из камеры орошения, т. е. $t_2 = t'_п = \text{const}$, и $d_2 = d'_п = d_п = \text{const}$. Такой метод наиболее предпочтителен, так как позволяет уменьшить требуемую производительность УКВ по воздуху. Возможности применения этого метода прежде всего зависят от назначения помещения и возможных схем воздухораспределения, при которых понижение температуры приточного воздуха не вызывало бы дискомфортного состояния людей. Кроме этого понижение параметров приточного воздуха потре-

бует более низкой температуры источника холода, что должно быть оценено относительно располагаемой температуры холодной воды t_{wx}.

12. Для нашего примера принята схема УКВ согласно рис. 105, где получение приточного воздуха в точке $П'$ достигается смешением воздуха после камеры орошения и воздуха из обводного канала (метод второй по описанию в п. 11). На I—d-диаграмме через точки I и $П'$ проводим прямую линию до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке f, которая отвечает условной средней температуре воды по объему камеры орошения $t_f = 10{,}8°$ С.

Для осуществления режима охлаждения и осушения воздуха температура воды, поступающей к форсункам, должна быть меньше t_f. Следовательно, источник холодоснабжения должен иметь температуру на 3—5° ниже, чем t_f:

$$t_f - t_{wx} \geqslant 3 \div 5° \text{ С}.$$

Для нашего примера $t_{wx} = 7{,}0°$ С, т. е. выполняется данное условие.

13. Конечные параметры воздуха после обработки в камере орошения должны находиться на прямой I—$П'$—f (см. рис. 106, *а*). Принимаем первоначально минимальное давление воды перед форсунками 1,0 ат.

Задаемся предварительным условием, что при использовании обводного воздушного канала массовая скорость воздуха в поперечном сечении камеры орошения не превышает 2,6 кг/м^2·с. Тогда из графика на рис. 21, *б* находим, что при $\varphi_1 = 52\%$ и $P_ф = 1{,}0$ ат конечная относительная влажность воздуха составит 91%. На I—d-диаграмме в месте пересечения прямой I—$П'$—f с кривой $\varphi_2 = 91\%$ находим остальные конечные параметры воздуха:

$t_2 = 12{,}8°$ С; $I_2 = 8{,}3$ ккал/кг.

14. Количество воздуха, проходящего через камеру орошения и по обводному каналу, определим, используя уравнение теплового баланса смеси

$$G_п I'_п = G_1 I_1 + G_0 I_2.$$

Количество обрабатываемого в камере орошения воздуха выразим через разность

$$G_0 = G_п - G_1.$$

Подставим это выражение в уравнение теплового баланса и получим

$$G_п I'_п = G_1 I_1 + G_п I_2 - G_1 I_2.$$

Решим это уравнение относительно количества воздуха обводного канала:

$$G_1 = \frac{G_п (I'_п - I_2)}{I_1 - I_2} \text{ кг/ч}$$

или для нашего примера

$$G_1 = \frac{42\,660\,(9{,}2 - 8{,}3)}{12{,}8 - 8{,}3} = 8532 \text{ кг/ч}.$$

Тогда количество воздуха, проходящего через камеру орошения, составит

$$G_0 = 42\,660 - 8532 = 34\,128 \text{ кг/ч}.$$

15. Для охлаждения и осушения воздуха используется камера орошения КТ-40 с поперечным сечением 4,17 м^2 (см. табл. 15). Тогда массовая скорость воздуха в поперечном сечении камеры орошения составит

$$(v\rho) = \frac{34\,128}{3600 \cdot 4{,}17} = 2{,}27 \text{ кг/м}^2\text{·с}.$$

Полученное значение массовой скорости воздуха соответствует предварительно принятому условию в п. 13 о справедливости использования опытных данных по графику на рис. 21, *б*, и уточнений конечных параметров воздуха производить не требуется.

По формуле (2.12) вычисляем аэродинамическое сопротивление камеры орошения

$$\Delta P_{\phi} = 23 \cdot 1{,}18 \frac{1{,}9^2}{2 \cdot 9{,}81} = 5{,}1 \text{ кгс/м}^2.$$

16. Учитывая малое давление воды и необходимость получения достаточно высокого коэффициента орошения, к установке в камере орошения принимаем форсунки с максимальным диаметром выходного отверстия 5,5 мм и плотности установки 24 шт/м² · ряд. По графику на рис. 17 находим, что при давлении воды 1,0 ати производительность форсунки с $d_{\phi} = 5{,}5$ мм составит 365 кг/ч.
По табл. 15 находим, что при плотности форсунок 24 шт./м² · ряд общее число форсунок в камере орошения КТ-40 составит 192. Тогда общий расход орошающей воды

$$G_w = 365 \cdot 192 = 70\,080 \text{ кг/ч},$$

а коэффициент орошения

$$B = 70\,080/34\,128 = 2{,}05 \text{ кг/кг}.$$

По табл. 2 находим, что при $B = 2{,}05$ достигается коэффициент эффективности $E_I = 0{,}698$.
Преобразуем выражение (1.67) относительно нахождения требуемой энтальпии насыщенного воздуха I_{w_1} при начальной температуре воды t_{w_1}:

$$I_{w_1} = \frac{I_2 - I_1 (1 - E_I)}{E_I} = \frac{8{,}3 - 12{,}5 (1 - 0{,}698)}{0{,}698} = 6{,}35 \text{ ккал/кг}.$$

По I—d-диаграмме находим при $I_{w_1} = 6{,}35$ ккал/кг значение $t_{w_1} = 8{,}5°$ С. Располагаемая температура охлажденной воды от холодильной станции $t_{wx} = 7°$ С, и поэтому вполне возможно осуществить выбранный режим охлаждения и осушения воздуха в камере орошения.
Из преобразованного уравнения теплового баланса (2.6) находим конечную температуру воды

$$t_{w_2} = 8{,}5 + \frac{12{,}8 - 8{,}3}{2{,}05} = 10{,}7° \text{ С}.$$

Начальная температура $t_{w_1} = 8{,}5°$ С холодной вводы, подаваемой к форсункам, обеспечивается автоматическим смешением охлажденной воды от холодильной станции t_{wx} и рециркуляционной воды t_{w_2}. При этом расход охлажденной воды от холодильной станции составит

$$G_{wx} = \frac{G_0 (I_1 - I_2)}{t_{w_2} - t_{wx}} = \frac{34\,128 (12{,}8 - 8{,}3)}{10{,}7 - 7} = 41\,500 \text{ кг/ч}.$$

В целях выявления наиболее оптимального режима работы камеры орошения и расхода мощности на транспортирование охлажденной воды от холодильной станции целесообразно выполнить расчеты для различных давлений воды перед форсунками и обеих плотностей установки форсунок в камерах орошения. При этом должны учитываться конкретные данные о протяженности и диаметрах трубопроводов от холодильного центра. На основе сравнения капитальных расходов и эксплуатационных затрат мощности на подачу воды в камеру орошения, на транспортирование охлажденной воды от холодильной станции производится выбор оптимального конструктивного варианта камеры орошения и режима ее работы.
Для нашего примера считаем, что расчеты по п. 16 отвечают оптимальному варианту конструкции и режиму работы камеры орошения в летнем расчетном режиме.
17. Далее проводим расчет для холодного периода года. В целях упрощения системы автоматического регулирования, а также возможности использования оди-

наковой системы воздухораспределения в зимнем режиме сохраняем количество приточного воздуха, равное его количеству в летнем режиме, т. е. $G_п = 42\,660$ кг/ч. Тогда для восполнения теплопотерь помещения в холодный расчетный период температура приточного воздуха должна быть

$$t_{п.з} = t_{в.з} + \frac{\Sigma Q_{т.пот}}{c_р^г G_п} = 20 + \frac{160\,000}{0{,}24 \cdot 42\,660} = 35{,}6^\circ\text{ С}.$$

Для обеспечения ассимиляции влаговыделений в помещении влагосодержание приточного воздуха должно быть

$$d_{п.з} = d_{в.з} - \frac{W^з_{изб} \cdot 1000}{G_п} = 6{,}8 - \frac{18 \cdot 1000}{42\,500} = 6{,}37 \text{ г/кг}.$$

18. Проводим построение на I—d-диаграмме (рис. 106, *б*). Точки: $В_з$ — параметры воздуха в помещении; $П_з$ — параметры приточного воздуха; $Н_з$ — наружный воздух.

В холодный период года в кондиционере обрабатывается 14 750 кг/ч наружного воздуха, определенного по условиям, аналогичным расчетному режиму в теплый период года. Количество обрабатываемого в УКВ внутреннего воздуха составляет 27 910 кг/ч.

Определим возможность осуществления смешения холодного наружного и внутреннего воздуха перед калорифером первого подогрева. На I—d-диаграмме соединяем прямой линией точки $В_з$ и $Н_з$. Из построения на рис. 106, *б* видно, что прямая линия проходит, не пересекая кривую $\varphi = 100\%$. Это свидетельствует о том, что смешение холодного наружного воздуха и воздуха рециркуляции происходит без выпадения влаги. Если прямая линия, соединяющая точки $В_з$ и $Н_з$, пересекала бы кривую $\varphi = 100\%$, то это свидетельствовало бы о протекании процессов конденсации при смешении воздушных потоков, что приводит к тепловым потерям и возможному появлению наледей. В таких случаях необходимо перед смешением подогревать наружный воздух до минимальной температуры +5° С (в целях обеспечения предохранения от замораживания калориферов).

Определим параметры смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед калорифером первого подогрева:

$$G_п I_с = G_в I_{в.з} + G_н I_{н.з}.$$

Решаем это уравнение относительно энтальпии смеси:

$$I_с = \frac{G_в I_{в.з} + G_н I_{н.з}}{G_п} = \frac{27\,910 \cdot 9 - 14\,750 \cdot 4}{42\,660} = 4{,}7 \text{ ккал/кг}.$$

На I—d-диаграмме в месте пересечения $I_с = 4{,}7$ с прямой $В_з$—$Н_з$ находим остальные параметры смеси: $t_с = 8{,}0^\circ$ С; $d_с = 4{,}3$ г/кг.

19. В соответствии со схемой УКВ по рис. 105 обеспечение нужной температуры приточного воздуха достигается подогревом воздуха в калорифере второго подогрева.

Из расчета в п. 17 получено, что влагосодержание приточного воздуха перед вторым подогревом должно быть $d_{п.з} = 6{,}37$ г/кг. Получение такого влагосодержания достигается адиабатическим увлажнением воздуха в камере орошения кондиционера. Первоначально задаемся, что после адиабатического увлажнения воздух имеет конечную относительную влажность $\varphi^з_2 = 90\%$. На I—d-диаграмме (рис. 106, *б*) в месте пересечения $\varphi^з_2 = 90\%$ с $d_{п.з} = 6{,}37$ г/кг получим остальные параметры: $t^з_2 = 8{,}2^\circ$; $t^з_{2м} = 7{,}5^\circ$; $I^з_2 = 5{,}8$ ккал/кг. В соответствии с найденными параметрами в точке $2_з$ определяем, что смесь воздуха из точки $С$ должна быть подогрета при постоянном влагосодержании в калорифере первого подогрева до энтальпии в точке 1 ($t_1 = 13^\circ$ С).

Тогда по выражению (2.13) можно определить требуемый коэффициент E_A в камере орошения:

$$E_A = \frac{13 - 8{,}2}{13 - 7{,}5} = 0{,}872.$$

Принимаем условие, что камера орошения работает с $P_ф = 1{,}0$ ати, как это определено для летнего расчетного периода.

Вычисляем коэффициент орошения в расчетном холодном режиме

$$B_з = \frac{70\,080}{42\,660} = 1{,}64.$$

Тогда по табл. 3 находим, что при $B = 1{,}64$ обеспечивается $E_A = 0{,}897$. Полученное значение E_A несколько больше требуемого $E_A = 0{,}872$, и поэтому не меняем первоначально принятые параметры в точке $2_з$, так как уменьшение степени адиабатического увлажнения может быть достигнуто либо уменьшением давлений воды перед форсунками, либо использованием обводного воздушного канала у камеры орошения.

20. Определяем требуемую поверхность воздухонагревателя первого подогрева для нагрева смеси воздуха от $t_c = 8°$ С до $t_1 = 13°$ С.

Учитывая относительно малый нагрев воздуха в теплообменнике первого подогрева, оценим возможность использования воздухонагревателей КТ-40 с минимальной поверхностью нагрева.

По табл. 17 устанавливаем, что однорядный воздухонагреватель КТ-40 без обводного канала состоит из двух базовых теплообменников наружной поверхностью 68,9 м², имеет живое сечение для прохода воздуха 1,83 м², аэродинамическое сопротивление 3,56 кгс/м².

Массовая скорость воздуха в живом сечении воздухонагревателя составит

$$(v\rho) = \frac{42\,660}{3600 \cdot 1{,}83} = 6{,}48 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}.$$

По табл. 16 находим, что для однорядного базового теплообменника живое сечение для прохода воды равно 0,00152 м². В режимах нагрева воздуха оптимальное значение скорости воды можно принять 0,3 м/с, и тогда расход горячей воды при последовательном прохождении ее по двум базовым однорядным теплообменникам воздухонагревателя КТ-40 составит

$$G_w^I = 3600 w \cdot 1000 f_w = 3600 \cdot 0{,}3 \cdot 1000 \cdot 0{,}00152 = 1640 \text{ кг/ч}.$$

По опытной формуле (5.1) определяем коэффициент теплопередачи

$$k_я = 14{,}5\,(6{,}42)^{0{,}49} \cdot 0{,}3^{0{,}13} = 31 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Для нашего случая $G_п c'_р > G_w^I$, поэтому показатель $Б$ вычисляем по выражению

$$Б = \frac{G_w^I c_w}{G_п c'_р} = \frac{1640 \cdot 1}{42\,660 \cdot 0{,}24} = 0{,}16,$$

а показатель N_t — по выражению

$$N_t = \frac{k_я F}{G_w c_w} = \frac{31 \cdot 68{,}9}{1640 \cdot 1} = 1{,}3.$$

По графику на рис. 15 находим, что при этих условиях обеспечивается $E_t = 0{,}7$. Для нашего примера в соответствии с обозначениями по рис. 106, *б* показатель E_t имеет вид

$$E_t = \frac{t_{w_1} - t_{w_2}}{t_{w_1} - t_c}.$$

Неизвестными являются начальная t_{w_1} и конечная t_{w_2} температуры горячей воды. Преобразуем выражение для E_t к виду

$$(t_{w_1} - t_{w_2}) = E_t (t_{w_1} - t_c).$$

Для воздухонагревателя первого подогрева характерно следующее уравнение теплового баланса:

$$Q_1 = G_п c'_р (t_1 - t_c) = G'_w c_w (t_{w_1} - t_{w_2}).$$

Из этого уравнения теплового баланса найдем требуемый перепад температур по горячей воде

$$(t_{w_1} - t_{w_2}) = \frac{G_w c'_р (t_1 - t_c)}{G_w c_w} = \frac{42\,660 \cdot 0{,}24\,(13 - 8)}{1640 \cdot 1} = 31{,}25° \text{ С}.$$

Подставим полученное значение перепада по горячей воде в преобразованное выражение для E_t и найдем требуемую начальную температуру горячей воды

$$t_{w_1} = \frac{\Delta t_w + E_t t_c}{E_t} = \frac{31{,}25 + 0{,}7 \cdot 8}{0{,}7} = 52{,}6°\text{с}.$$

Температура воды после воздухонагревателей

$$t_{w_2} = 52{,}6 - 31{,}25 = 21{,}35° \text{ С}.$$

Из теплосети в расчетном режиме подается горячая вода с $T_{w_1} = 130°$ С и путем смешения с обратной водой получим требуемую температуру горячей воды 52,6° С.

21. Определяем требуемую поверхность воздухонагревателей второго подогрева для нагрева приточного воздуха от $t_2^з = 8{,}2°$ С до $t_{п.\,з} = 35{,}6°$ С. Вычисляем требуемое количество тепла на нагрев приточного воздуха в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = G_п c'_р (t_{п.\,з} - t_2^з) = 42\,660 \cdot 0{,}24\,(35{,}6 - 8{,}2) = 280\,500 \text{ ккал/ч}.$$

В качестве источника тепла для калориферов второго подогрева в холодный период года используется горячая вода с начальной температурой 95° С при рабочем перепаде 25° С.

Тогда требуемый расход горячей воды составит

$$G_w^{II} = \frac{Q_{II}}{\Delta t_w} = \frac{280\,500}{25} = 11\,220 \text{ кг/ч}.$$

Для калорифера второго подогрева $G_п c'_р < G_w^{II}$. Поэтому показатель $Б$ вычисляем по выражению (1.64)

$$Б = \frac{G_п c'_р}{G_w^{II} c_w} = \frac{42\,660 \cdot 0{,}24}{11\,220 \cdot 1} = 0{,}91.$$

Показатель E_t вычисляется по выражению (1.61)

$$E_t = \frac{35{,}6 - 8{,}2}{95 - 8{,}2} = 0{,}316.$$

По графику на рис. 15 находим, что при этих условиях требуется показатель $N_t = 0{,}48$.

В соответствии с выбранной схемой УКВ по рис. 105 используется воздухонагреватель для второго подогрева с наличием обводного канала по воздуху. По табл. 18 находим, что такой воздухонагреватель КТ имеет живое сечение для прохода воздуха через оребренные трубки 1,44 м².

Вычисляем массовую скорость воздуха в живом сечении теплообменника

$$(vp) = \frac{42\,660}{3600 \cdot 1.44} = 8{,}23 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

Скорость воды в трубках первоначально принимаем в оптимальном значении 0,4 м/с. Предварительно задаемся, что воздухонагреватель будет двухрядный по глубине, и для вычисления коэффициента теплопередачи можно использовать опытную формулу (5.2)

$$k_я = 13{,}4\,(8{,}23)^{0{,}49} \cdot 0{,}4^{0{,}13} = 33{,}3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Преобразуем выражение для N_t к виду для нахождения требуемой поверхности калорифера второго подогрева:

$$F = \frac{N_t G_п c'_p}{k_я} = \frac{0{,}48 \cdot 42\,660 \cdot 0{,}24}{33{,}3} = 147{,}8 \text{ м}^2.$$

По табл. 18 определяем, что требуемая поверхность воздухонагревателя 147,8 м² не может быть обеспечена в двухрядном теплообменнике. Принимаем трехрядный теплообменник с наружной поверхностью 163,8 м² из двух базовых элементов при аэродинамическом сопротивлении 10 кгс /м². По табл. 16 находим, что живое сечение для прохода воды в одном трехрядном базовом теплообменнике 0,00457 м². При прохождении последовательно по двум теплообменникам скорость воды в трубках

$$w = \frac{11\,220}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}00457} = 0{,}68 \text{ м/с}.$$

Целесообразно пропустить воду параллельно по двум базовым трехрядным теплообменникам, и скорость воды составит 0,34 м/с. По опытной формуле (5.3) вычисляем коэффициент теплопередачи в трехрядном теплообменнике:

$$k_я = 12{,}8\,(8{,}23)^{0{,}49} \cdot 0{,}34^{0{,}13} = 31{,}2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Требуемая поверхность калорифера второго подогрева

$$F = \frac{0{,}48 \cdot 42\,660 \cdot 0{,}24}{31{,}2} = 157{,}7 \text{ м}^2.$$

Наличие запаса в поверхности

$$\frac{163{,}8 - 157{,}7}{157{,}7} \cdot 100 = 3{,}9\%.$$

Следует отметить, что если в УКВ калориферы второго подогрева используются в теплый период года для нагрева приточного воздуха (уменьшение рабочего перепада температур при регулировании постоянства температуры внутреннего воздуха по методу постоянной температуры точки росы), то необходимо проверить достаточность поверхности воздухонагревателей. В теплый период года, как правило, централизованное теплоснабжение СКВ осуществляется от ТЭЦ по графику горячего водоснабжения с $T_{w_1} = 70°$ С. Перепад температур по горячей воде должен быть не менее 20° С.

22. Выбор вентиляторного агрегата. Для нашего примера аэродинамическое сопротивление элементов УКВ и сети воздуховодов составляет (кгс/м²):

Наружного воздуховода и приемного клапана . .	3
Воздухонагревателей первого подогрева	3,56
Камеры орошения	5,1
Секции фильтра	10
Воздухонагревателей второго подогрева	10
Приточных воздуховодов	30
Рециркуляционных воздуховодов	15
Итого . .	76,66 кгс/м²

По каталогам [19] находим, что к применению подходит вентиляторный агрегат КТ-40 на полное давление 80 кгс/м² с частотой вращения рабочего колеса 660 об/мин.

Рассмотренная схема на рис. 105 и проведенный выше расчет относятся к наиболее характерной технологической схеме обработки воздуха в камере орошения. При обслуживании от одного центрального кондиционера нескольких помещений, в каждом из которых необходимо поддержание постоянства параметров внутреннего воздуха, воздухонагреватель второго подогрева применяется не в схеме центральной установки, а заменяется зональными подогревателями, устанавливаемыми на приточных воздуховодах к каждому помещению или определенной зоне помещения значительной площади.

За последние годы часто стали применяться центральные УКВ с политропической обработкой воздуха в поверхностных воздухоохладителях. Такие схемы УКВ позволяют проектировать закрытые системы холодоснабжения без наличия промежуточных и сборных водяных баков. Адиабатическое увлажнение воздуха в указанных УКВ целесообразно осуществлять не в типовых двухрядных камерах орошения, а в специально разработанных секциях, запроектированных для осуществления только режимов адиабатического увлажнения. Это позволит сократить габариты УКВ и сократить расходы мощности. В настоящее время во ВНИИКондвентмаше проводится разработка новых секций адиабатического увлажнения для кондиционеров КТ.

§ 5.3. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ КТ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНУЮ ГОРЯЧУЮ ВОДУ ВМЕСТО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ПЕРВОГО ПОДОГРЕВА

При проектировании СКВ различного назначения необходимым элементом проработки проекта, начиная с самых первых стадий, является выявление источников отбросного тепла и холода, характерных для функциональных особенностей конкретного объекта в виде отдельного здания или целого производственного комплекса. На основе конкретных данных составляются предложения об использовании источников отбросного тепла и холода для целей обеспечения круглогодового действия СКВ. Выбор схемы использования отбросного тепла и холода производится на основе технико-экономического сравнения нескольких вариантов, в числе которых обязательно должны быть: вариант с использованием тепла от специального источника теплоснабжения, характерного для обычной практики проектирования для данных условий (ТЭЦ, местная или районная котельная, водонагреватели на газе или другом виде топлива); вариант с исполь-

вованием отбросного тепла. Экономически целесообразным для применения следует считать систему, характеризуемую минимальными приведенными затратами.

Наиболее частым случаем для практики проектирования является наличие непитьевой отбросной горячей воды, что не позволяет использовать ее непосредственно для контактной обработки кондиционируемого воздуха. В этих случаях схемы тепло-

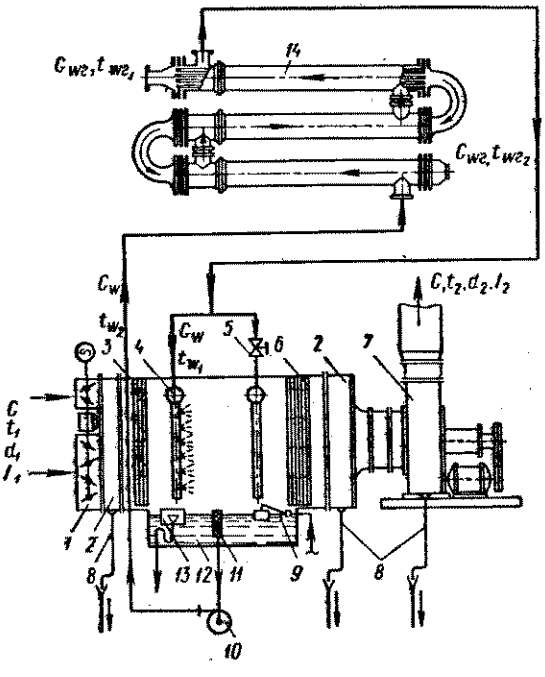


Рис. 107. Принципиальная схема нагрева воздуха низкотемпературной водой в кондиционере КТ:

1 — многостворчатый воздушный клапан; *2* — соединительная камера; *3* — пакет воздухораспределителей; *4* — первый ряд форсунок; *5* — ручной вентиль; *6* — пакет каплеуловителей; *7* — вентилятор; *8* — дренаж; *9* — шаровой клапан контроля постоянного уровня воды; *10* — насос; *11* — водяной фильтр; *12* — поддон; *13* — перелив; *14* — водоводяной нагреватель

использования должны включать в себя аппараты с наличием разделяющей стенки между отбросной горячей водой и нагреваемой средой. Для случаев одновременного нагрева и увлажнения воздуха рационально применение схемы с обработкой воздуха в контактном аппарате при наличии промежуточного теплоносителя между отбросной водой и приточным воздухом (схема на рис. 107). В качестве контактного аппарата наиболее просто использовать типовые двухрядные камеры орошения кондиционеров КТ, а в качестве теплообменника с разделяющей стенкой для нагрева отбросной горячей водой промежуточного теплоносителя — водоводяные скоростные водоподогреватели.

На основании результатов исследований работы [49] предложено использовать низкотемпературную воду для нагрева приточного воздуха при его начальной температуре не ниже —20° С, а номинальную производительность по воздуху камер орошения принимать не выше 80 тыс. м³/ч. В режиме нагрева холодного

воздуха рекомендуется включать только первый по ходу воздуха ряд форсунок. Давление воды перед форсунками $P_ф$ должно быть не менее 0,8 ати и не более 1,5—2,0 ати. При выборе камер орошения рекомендуется применение камер с большим числом форсунок, с наибольшим диаметром выходных отверстий и наимень-

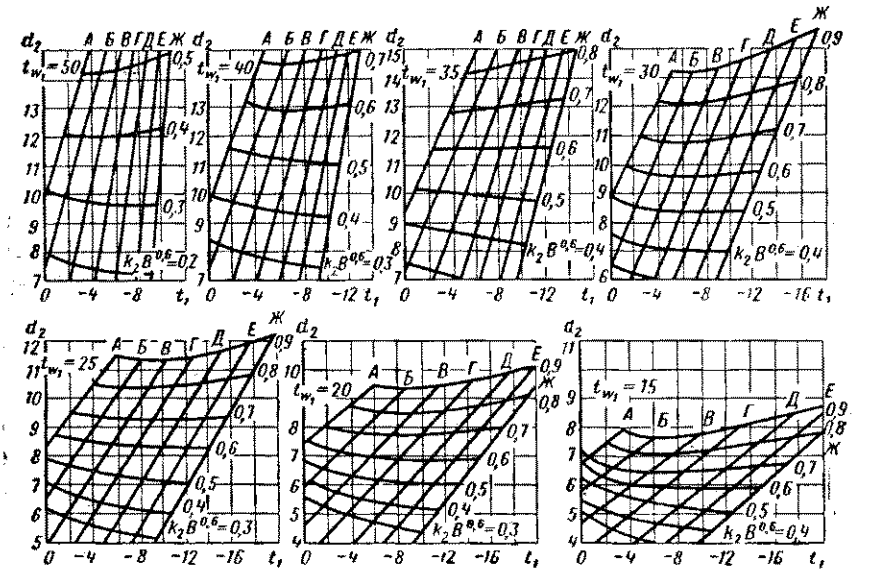


Рис. 108. Графики для нахождения t_{w_1}, d_2 и $k_2B^{0,6}$

шим требуемым давлением воды, что обеспечивает предохранение от обледенения и достижения оптимальных энергетических затрат.

Расчет процессов нагрева и увлажнения воздуха в форсуночных камерах орошения рекомендуется проводить с помощью показателей использования начального напора потенциалов:

$$\text{по полному теплу } E_1 = (I_2 - I_1)/(I_{w_1} - I_1); \qquad (5.6)$$

$$\text{по влагообмену } E_d = (d_2 - d_1)/(d_{w_1} - d_1), \qquad (5.7)$$

Таблица 21

Величины коэффициента k_2 для двухрядных камер орошения

n	$d_ф$					
	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
	Коэффициент k_2					
18	0,74	0,71	0,685	0,665	0,65	0,633
24	0,69	0,66	0,64	0,62	0,606	0,583

где I_1 и d_1 — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха на входе в камеру орошения; I_2 и d_2 — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха на выходе из камеры орошения; I_{w_1} и d_{w_1} — соответственно энтальпия и влагосодержание насыщенного воздуха при начальной температуре горячей воды t_{w_1} на выходе из форсунок.

По результатам экспериментального исследования камер орошения в режимах нагрева низкотемпературной горячей водой воздуха получены следующие эмпирические зависимости для нахождения показателей коэффициентов эффективности:

$$E_1 = k_2 B^{0,6} \left(\frac{273}{273 + t_{w_1}}\right)^{5,5} \left(\frac{273}{273 + t_1}\right)^{2}; \quad (5.8)$$

$$E_d = k_2 B^{0,6} \left(\frac{273}{273 + t_{w_1}}\right)^{8} \left(\frac{273}{273 + t_1}\right)^{4}, \quad (5.9)$$

где t_{w_1} — начальная температура горячей воды на выходе из форсунок, °С; t_1 — начальная температура воздуха на входе в камеру орошения, °С; B — коэффициент орошения; k_2 — коэффициент, характеризующий конструктивные особенности камеры и выражающий влияние гидродинамических условий в камере на характеристику поверхности обмена через коэффициент орошения.

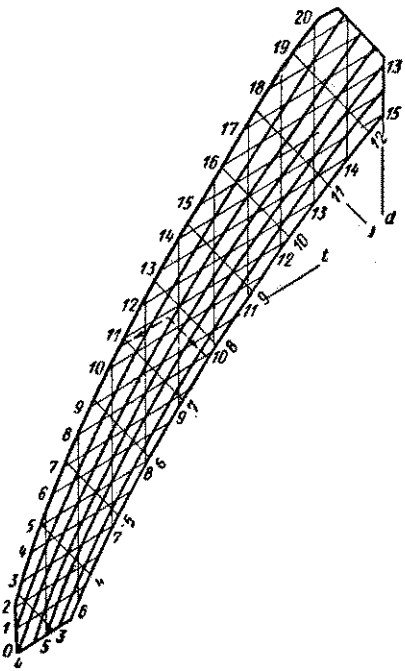


Рис. 109. График для нахождения конечных параметров воздуха при нагреве и увлажнении горячей водой

Для двухрядных камер значение коэффициента k_2 определяется зависимостью

$$k_2 = 2{,}0\,(d_ф n)^{-0,25}, \quad (5.10)$$

где $d_ф$ — диаметр выходного отверстия форсунок, мм; n — плотность расположения форсунок, шт./м²·ряд.

Для удобства пользования величины k_2, вычисленные по выражению (5.10), представлены в табл. 21.

Для практического использования опытных зависимостей (5.8) и (5.9) введены ограничения, учитывающие обеспечение предохранения от обмерзания элементов камеры орошения и допустимое переувлажнение обработанного воздуха. Как правило, воздух после нагрева и увлажнения имеет переувлажненное состояние и его конечные параметры должны прежде всего определяться желае-

мым конечным влагосодержанием d_2. Остальные конечные параметры воздуха следует выбирать при заданном конечном влагосодержании по возможности ближе к линии насыщения. Пределы максимально допустимых отклонений конечных параметров воздуха от состояния насыщения показаны на графиках рис. 108 и 109.

Для упрощения расчетов на рис. 110 представлен вспомогательный график для нахождения требуемой величины коэффи-

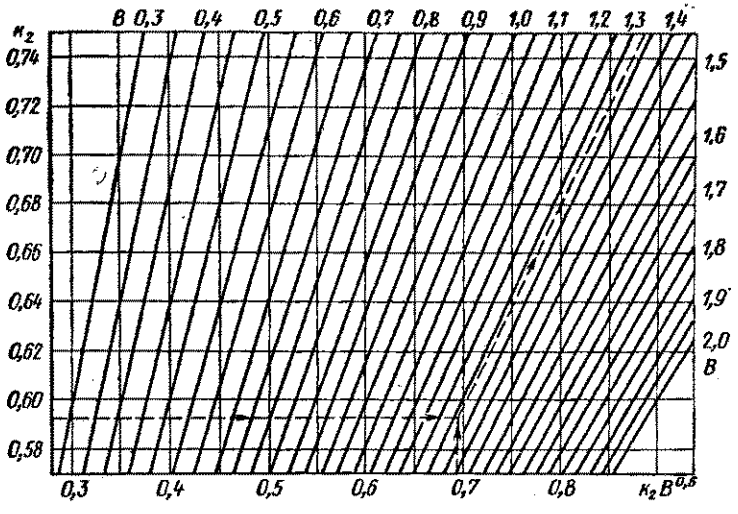


Рис. 110. График для нахождения коэффициентов орошения при нагреве и увлажнении воздуха в двухрядной камере орошения

циента орошения. В качестве примера штриховыми линиями показано нахождение коэффициента орошения при $k_2 = 0{,}593$ и $k_2 B^{0,6} = 0{,}694$.

§ 5.4. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ПО РАЗДЕЛЬНОЙ СХЕМЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

На базе типовых секций кондиционеров КТ можно создавать раздельные схемы двухступенчатого испарительного охлаждения, где получение холода обеспечивается последовательной обработкой воздуха методами косвенного и прямого испарительного охлаждения.

Принципиальная схема круглогодовой обработки воздуха в раздельном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения представлена на рис. 111. В летнее время в основной *19* и вспомогательный *2* кондиционеры через заборные решетки *6* поступает наружный воздух к воздушным клапанам *5*, которые имеют автоматические приводы, сблокированные с пу-

скателями электродвигателей вентиляторов. В основном кондиционере наружный воздух очищается в фильтре *15* и отдает явное тепло в теплообменниках первой ступени *16*, где охлаждается при постоянном влагосодержании. После этого воздух в основном кондиционере поступает на прямое испарительное охлаждение во второй ступени *18*. На рисунке в качестве второй ступени

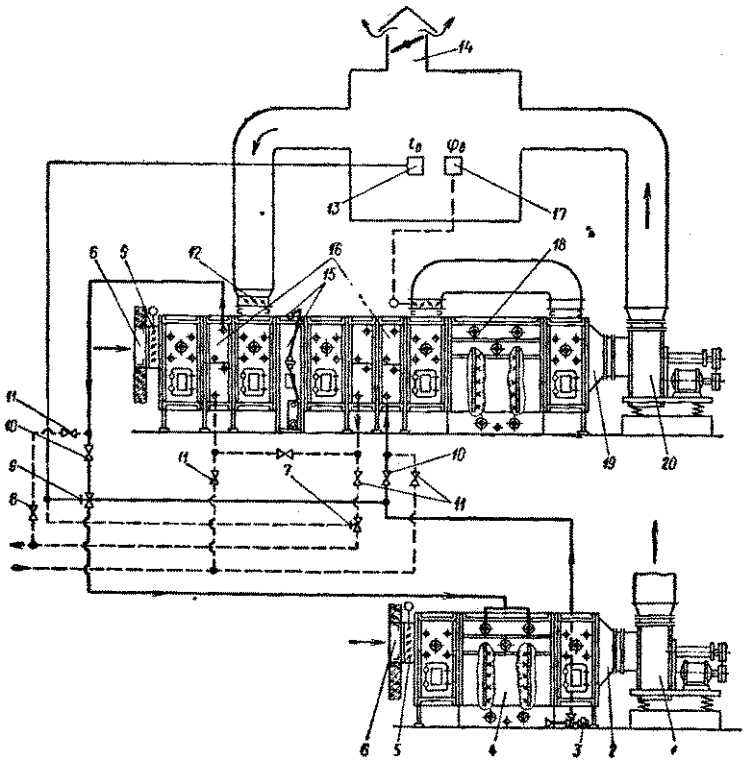


Рис. 111. Принципиальная схема круглогодовой обработки воздуха в раздельном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

показана двухрядная камера орошения. Для регулирования степени увлажнения воздуха во второй ступени служит обводной канал, имеющий автоматически регулируемые створчатые воздушные клапаны.

Охлажденный и увлажненный воздух вентилятором *20* основного кондиционера подается по приточному воздуховоду в обслуживаемое помещение. Избыток воздуха из помещения удаляется через вытяжную систему *14*, а воздушные клапаны на рециркуляционном воздуховоде *12* закрыты.

Испарительное охлаждение воды, подогреваемой в поверхностных теплообменниках *16* первой ступени основного конди-

ционера, осуществляется в двухрядной камере орошения *4* вспомогательного кондиционера. Охлажденная испарением во вспомогательном потоке воздуха вода собирается в поддоне камеры орошения и насосом *3* подается в поверхностные теплообменники *16*, где проходит по противоточной схеме, а после подогрева возвращается для разбрызгивания форсунками. Увлажненный вспомогательный поток воздуха после камеры орошения *4* вентилятором *1* выбрасывается наружу или может служить источником охлаждения чердака, кровли, остекления, или же используется для вентиляции вспомогательных помещений.

Для автоматического регулирования температуры в обслуживаемом помещении служит датчик *13*, воздействующий в летнем режиме на исполнительный механизм *9*, который обеспечивает изменение количества холодной воды, проходящей через поверхностные теплообменники *16*. Относительная влажность в обслуживаемом помещении регулируется датчиком *17*, воздействующим на исполнительный механизм привода створчатых клапанов в обводном воздушном канале во второй ступени основного кондиционера.

В режимах нагрева (зимой и в переходные периоды года) работает только основной кондиционер *19*, а вспомогательный *2* останавливается. Переключением пробковых вентилей *10* и *11* обеспечивается поступление в теплообменник *16* горячей воды. Для режимов нагрева теплообменник можно разбить на две части и горячая вода параллельно будет поступать в обе группы теплообменников. В первом теплообменнике нагревается санитарная норма наружного воздуха, степень подогрева которого регулируется исполнительным механизмом *8*. При открытых воздушных клапанах на рециркуляционном воздуховоде *12* осуществляется смешение наружного и рециркуляционного воздуха, и полученная смесь нагревается во второй группе теплообменников *16*, а регулирование степени подогрева осуществляется датчиком *13*, воздействующим на исполнительный механизм *7*. Относительная влажность воздуха регулируется датчиком *17* аналогично летнему режиму.

Для расчета режимов испарительного охлаждения воды в двухрядных камерах орошения можно использовать показатель в форме коэффициента эффективности испарительного охлаждения воды

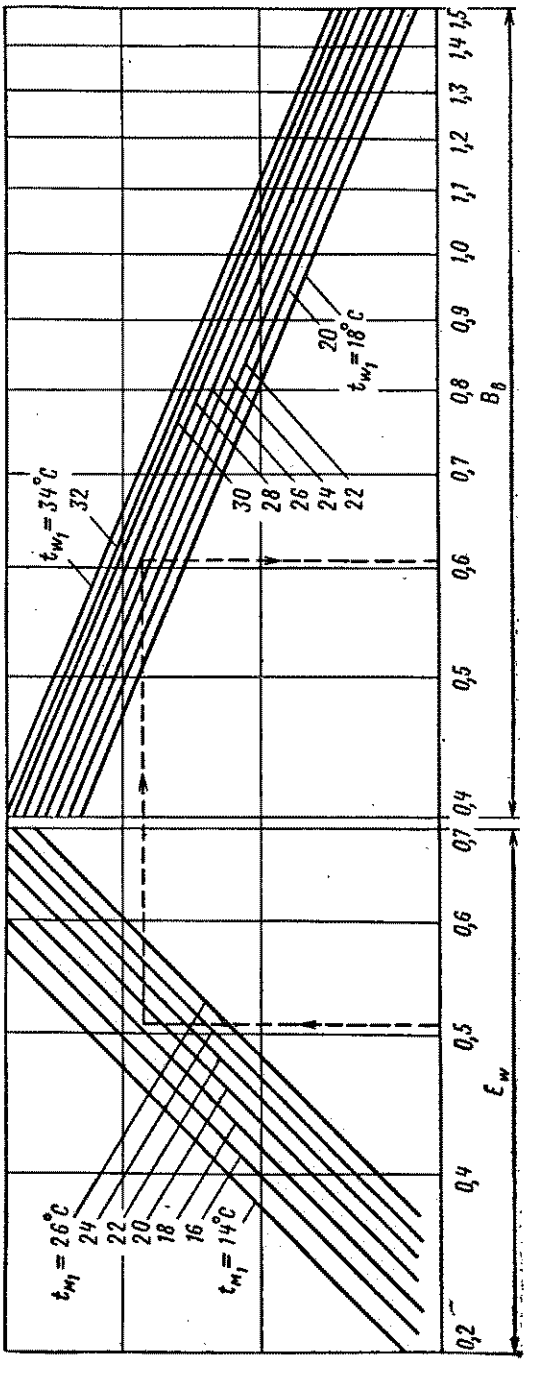
$$E_w = (t_{w_1} - t_{w_2})/(t_{w_1} - t_{м_1}), \qquad (5.11)$$

где t_{w_1} — температура воды, поступающей на испарительное охлаждение; t_{w_2} — температура воды после испарительного охлаждения; $t_{м_1}$ — начальная температура воздуха (наружного) по мокрому термометру.

По результатам обработки опытных данных получена следующая зависимость для расчета коэффициента эффективности испарительного охлаждения воды в типовых двухрядных камерах орошения:

$$E_w = 0{,}064 B_в^{-0{,}41} t_{w_1}^{0{,}22} t_{м_1}^{0{,}4},$$

Рис. 112. Номограмма для нахождения коэффициента эффективности испарительного охлаждения воды в двухрядной камере орошения



где $B_в = G_м/G_в$ — коэффициент орошения во вспомогательном аппарате — градирне.

Принятая форма обработки опытных данных позволила построить по данному выражению весьма простую номограмму для расчетной практики, представленную на рис. 112.

Построение на I—d-диаграмме процессов обработки воздуха в раздельном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения показано на рис. 113.

Значительно лучшие технико-экономические показатели по сравнению с камерами орошения могут быть достигнуты в режимах испарительного охлаждения воды при применении компактных вентиляторных градирен. На рис. 114 представлена конструктивная схема вентиляторной градирни типа ИО-50, разработанной в лаборатории местного кондиционирования ЦНИИПромзданий под руководством автора. В качестве поверхности для процессов тепло- и массообмена в аппарате используются описанные в § 2.2 блоки из склеенных по ромбовидной форме бумажных листов, пропитанных смолами (сравнительные показатели в

табл. 5). Глубина слоя выбрана 0,8 м, что отвечает условиям получения оптимальных коэффициентов использования начального напора энтальпий E_I^w, вычисляемых по выражению (1.68).

Показатель E_I^w зависит от гидродинамических режимов работы и

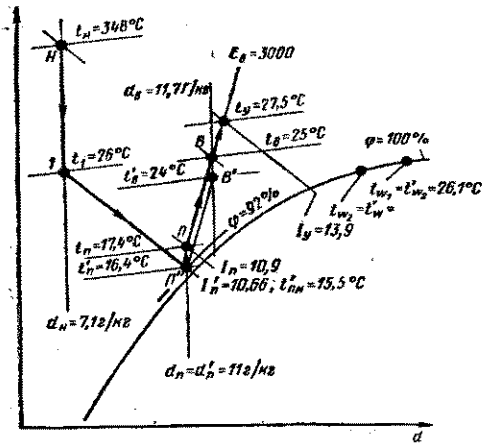


Рис. 113. Построение на I—d-диаграмме режима охлаждения воздуха в раздельном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

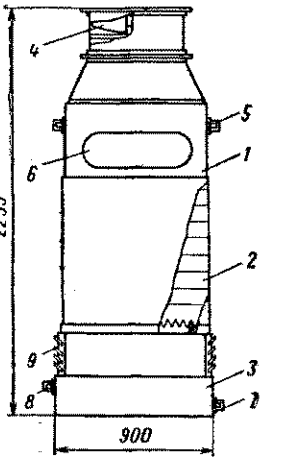


Рис. 114. Конструктивная схема компактной вентиляторной градирни ИО-50:

1 — металлический корпус; *2* — сотоблочная насадка из составных блоков высотой 103 мм каждый; *3* — поддон; *4* — осевой вентилятор с электродвигателем мощностью 0,6 кВт; *5* — патрубок для присоединения трубопровода охлаждаемой воды; *6* — смотровое окно; *7* — патрубок для присоединения трубопровода отвода охлажденной воды; *8* — патрубок для присоединения водопроводной линии к шаровому клапану постоянного уровня воды; *9* — жалюзи для поступления воздуха

конструкций аппарата испарительного охлаждения, что выражается функциональной зависимостью

$$E_I^w = \Phi\left[N_I,\ B^*,\ \text{схема, потоков}\right]. \quad (5.12)$$

Показатель числа единиц переноса полного тепла в режимах испарительного охлаждения воды N_I вычисляется по выражению (1.69). Показатель условного коэффициента орошения

$$B^* = B/mA,$$

где $m = (I_{w_1} - I_{w_2})/(t_{w_1} - t_{w_2})$ — коэффициент пропорциональности, ккал/кг·град; A — поправочный множитель в уравнении теплового баланса, принимается в зависимости от t_{w_1}.

Наиболее совершенной по теплотехническим показателям является противоточная схема движения воздуха и воды, для которой в работе [17] получено следующее расчетное выражение для вычисления показателя E_I^w:

$$E_I^w = \left(1 - e^{-N_I\,(1-1/B^*)}\right)\Big/\left(B^* - e^{-N_I\,(1-1/B^*)}\right). \quad (5.13)$$

Для случая $B^* = 1$ показатель E_1^w вычисляется:

$$E_1^w = N_1/(1 + N_1).$$

Интерпретация выражения (5.13) представлена на графике рис. 115.

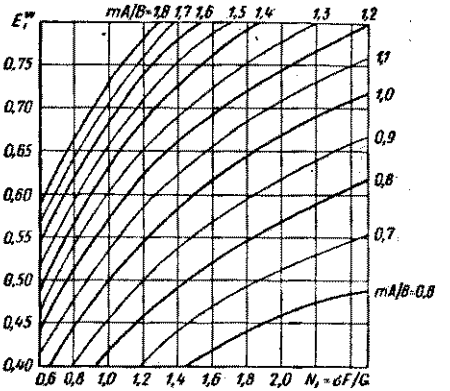


Рис. 115. График для расчета режимов испарительного охлаждения воды

Коэффициент σ переноса полного тепла, входящий в показатель N_1, вычисляется по опытным формулам. Для аппаратов испарительного охлаждения воды с регулярной сотоблочной насадкой используется опытное выражение (2.24).

В аппарате ИО-50 для работы на чистой воде используются сотовые блоки с $d_э = 5{,}9 \cdot 10^{-3}$ м, что соответствует следующим конструктивным показателям регулярной сотоблочной насадки: пористость $П_c = 0{,}83$; смачиваемый периметр $U = 358$ м; поверхность контакта $F = 296$ м²; глубина насадки $\delta_c = 0{,}8$ м; условно-живое сечение $f_ф П_c = 0{,}53$ м².

Плотность орошения рекомендуется выбирать в пределах от 20 до 30 кг/м·ч, что соответствует расходам воды $G_w = 20 \cdot 358 = 7150$ кг/ч и $G_w = 30 \cdot 358 = 10\,700$ кг/ч.

В аппарате установлено четыре механических форсунки с диаметром выходного отверстия 12 мм.

$f_ф \approx 0{,}64$ м²

Глава VI КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА АГРЕГАТНЫХ И МЕСТНЫХ НЕАВТОНОМНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Характерным признаком неавтономных кондиционеров является отсутствие встроенных в агрегаты источников производства холода и тепла. Поэтому обязательным условием для обеспечения работы таких кондиционеров является наличие центральных источников тепло- и холодоснабжения, от которых по трубопроводам подводится горячая и холодная вода к встроенным в агрегаты аппаратам для осуществления процессов тепло- и массообмена при обработке кондиционируемого воздуха.

§ 6.1. НЕАВТОНОМНЫЕ АГРЕГАТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Домодедовский машиностроительный завод «Кондиционер» выпускает неавтономные агрегатные кондиционеры номинальной производительностью по воздуху от 2,5 до 18 тыс. м³/ч.

Агрегатные кондиционеры поставляются заводом-изготовителем в собранном виде с комплектом приборов автоматического регулирования и управления. Кондиционеры имеют условный индекс КНУ (кондиционер неавтономный универсальный), цифровое обозначение отвечает номинальной производительности по воздуху в тыс. м³/ч. Рассмотрим основные конструктивные особенности и данные для подбора агрегатных кондиционеров.

На рис. 116 представлены принципиальные схемы обработки воздуха в кондиционерах КНУ-2,5, КНУ-5 и КНУ-7,5. Кондиционеры универсальны по конструкции, имеют одинаковую высоту 2350 мм и глубину 1025 мм. Ширина кондиционеров увеличивается с ростом номинальной производительности по воздуху, так как соответственно удваивается (для КНУ-5) или утраивается (для КНУ-7,5) размер по ширине поперечного сечения камеры орошения. Из схем кондиционеров на рис. 116 видно, что в целях максимальной унификации конструкций увеличение номинальной производительности по воздуху воздушных фильтров и тепловой производительности калориферов достигается удваиванием или утраиванием конструктивных элементов базового кондиционера КНУ-2,5.

Работа кондиционеров рассчитана на 100% использования наружного воздуха или на применение рециркуляции, что достигается с помощью воздушных клапанов, установленных на входе в кондиционер. Процессы охлаждения и осушения воздуха, а также

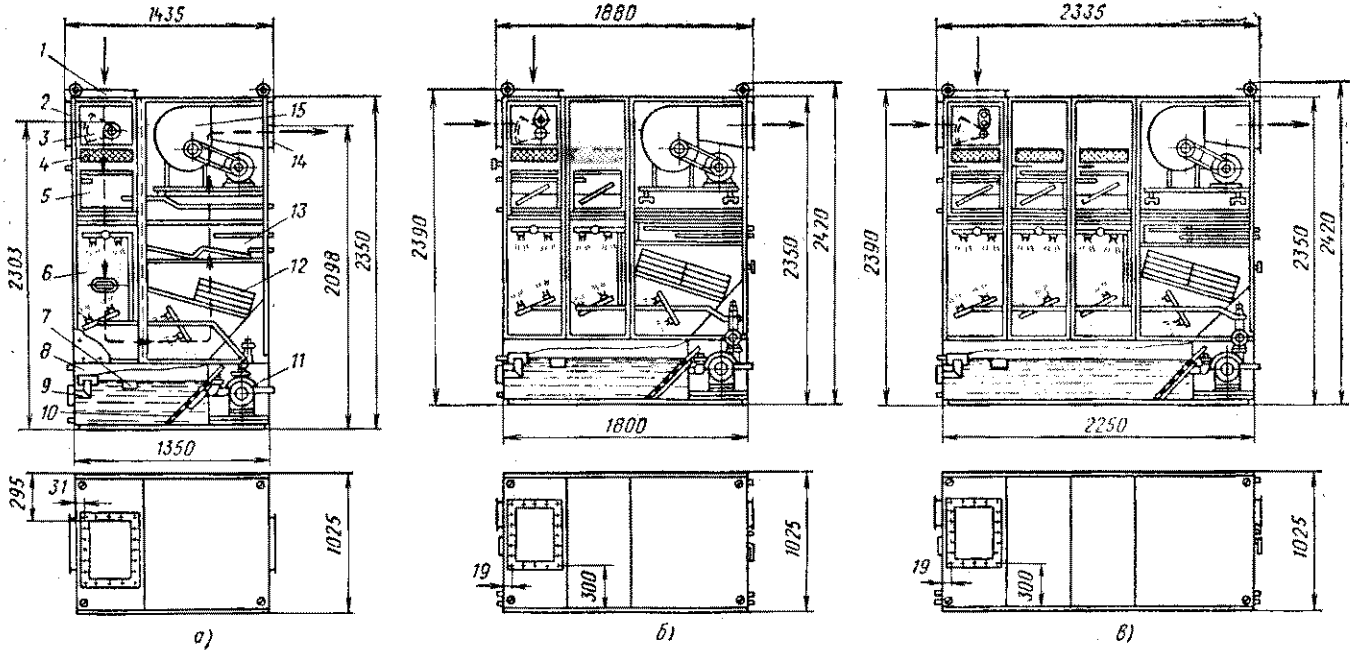


Рис. 116. Принципиальные схемы обработки воздуха в кондиционерах КНУ-2,5 (*а*), КНУ-5 (*б*) и КНУ-7,5 (*в*):

1 — патрубок для подвода рециркуляционного воздуха; *2* — патрубок для подвода наружного воздуха; *3* — воздушный клапан для регулирования соотношения количеств поступающего наружного и рециркуляционного воздуха; *4* — воздушный фильтр; *5* — калорифер первого подогрева; *6* — камера орошения; *7* — поплавковый клапан; *8* — поддон; *9* — перелив; *10* — водяной фильтр; *11* — насос; *12* — каплеотделитель; *13* — калорифер второго подогрева; *14* — патрубок для подачи обработанного воздуха; *15* — вентиляторный агрегат

его адиабатического увлажнения, осуществляются в двухходовой вертикальной камере орошения с форсунками диаметром 4 мм. Расчет режимов работы камер орошения можно проводить по показателям E_1 и E_A, приведенным в § 2.1 для двухрядных горизонтальных камер орошения.

Основные технические характеристики неавтономных агрегатных кондиционеров приведены в табл. 22.

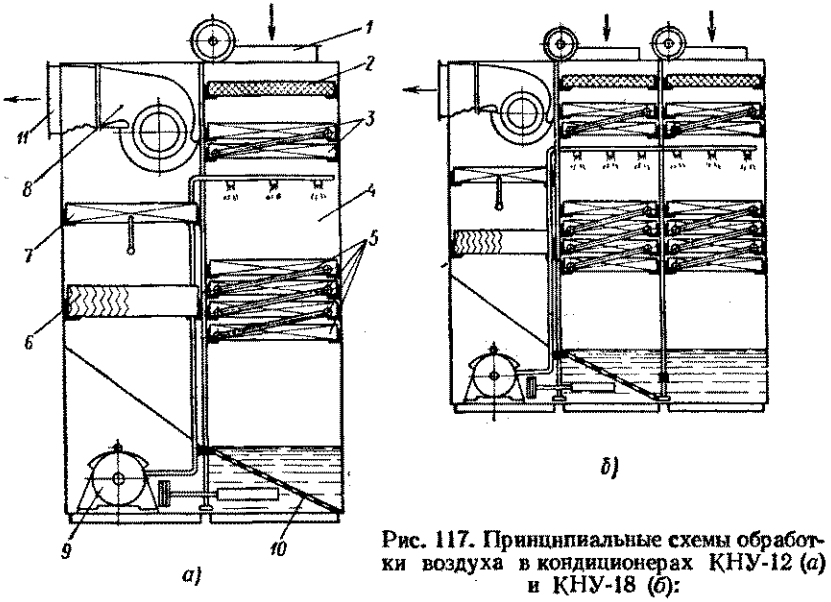


Рис. 117. Принципиальные схемы обработки воздуха в кондиционерах КНУ-12 (*а*) и КНУ-18 (*б*):

1 — воздушные клапаны для регулирования соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха; *2* — воздушный фильтр; *3* — калориферы первого подогрева; *4* — камера орошения; *5* — поверхностные воздухоохладители; *6* — каплеотделитель; *7* — калорифер второго подогрева; *8* — вентиляторный агрегат; *9* — насос; *10* — водяной фильтр; *11* — патрубок для подачи обработанного воздуха

На рис. 117 представлены принципиальные схемы обработки воздуха в агрегатных кондиционерах КНУ-12 и КНУ-18. В этих схемах охлаждение и осушение воздуха осуществляется в поверхностных теплообменниках, изготовляемых из биметаллических оребренных труб. Расчет режимов охлаждения и осушения воздуха в этих воздухоохладителях можно проводить по опытным формулам, полученным И. Г. Сенатовым для двух схем соединения теплообменников на воде:

- при последовательном соединении

$$k_я = 6{,}85\,(v\rho)^{0{,}65} w^{0{,}1} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

при параллельно-последовательном соединении

$$k_я = 6{,}4\,(v\rho)^{0{,}65} w^{0{,}1} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Таблица 22

Технические характеристики неавтономных агрегатных кондиционеров

Показатели	Кондиционер				
	КНУ-2,5	КНУ-5	КНУ-7,5	КНУ-12	КНУ-18
Номинальная производительность по воздуху, тыс. м³/ч	2,5	5	7,5	12	18
Свободное давление для преодоления сети присоединительных воздуховодов, кгс/м²	26	30	30	30	30
Калорифер первого подогрева:					
поверхность, м²	17	34	51	68,2	136,4
живое сечение, см² для прохода:					
воздуха	1650	3300	4950	3900	7800
воды	5,78	5,78	5,78	14	28
Калорифер второго подогрева:					
поверхность, м²	8,5	17	17	34,2	34,2
живое сечение, см² для прохода:					
воздуха	1650	3300	4950	3900	3900
воды	5,78	5,78	5,78	14	14
Камеры орошения:					
диаметр форсунок, мм	4	4	4	4	4
число форсунок	21	35	49	18	36
Максимальный расход воды, подаваемой насосом, кг/ч	4500	9000	13 500	4600	7000
Давление подводимого к кондиционеру сжатого воздуха для работы сетн автоматики, атн	3—6	3—6	3—6	1,5—6	1,5—6
Установленная мощность электродвигателей, кВт	3,9	7,2	7,2	14,5	14,5
Габаритные размеры, мм:					
высота	2350	2350	2350	2850	2850
ширина	1350	1800	2250	1853	2745
глубина	1025	1025	1025	1815	1815
Поверхностные воздухоохладители:					
поверхность, м²	Нет	Нет	Нет	137	274
живое сечение для прохода, см²:					
воздуха	»	»	»	3900	7800
воды	»	»	»	110	220
Масса агрегата, кг	785	1020	1270	1900	2770
Масса пульта управления, кг	140	140	140	140	140

Применение этих опытных формул рекомендуется в диапазоне массовой скорости воздуха от 5 до 10 кг/м²·с и скорости воды в трубках от 0,4 до 1,0 м/с.

Калориферы первого и второго подогрева в агрегатных кондиционерах изготовляются из биметаллических оребренных труб и предназначены для питания горячей водой с расчетной температурой 130—70° С в зимнее и 70—50° С в летнее время. Для расчета коэффициентов теплопередачи может быть рекомендована опытная формула, полученная И. Г. Сенатовым,

$$k = 10{,}5\,(vp)^{0{,}55}w^{0{,}22} \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Формулу рекомендуется применять в диапазоне изменения массовой скорости воздуха от 5 до 10 кг/м²·с и скорости воды от 0,2 до 0,9 м/с.

Калориферы и поверхностные воздухоохладители в агрегатных кондиционерах КНУ изготовляются из биметаллических труб с накатным алюминиевым оребрением: внутренняя труба стальная 25×2 мм, наружная труба алюминиевая с диаметром по оребрению 49 мм, высотой ребер 10,5 мм, толщиной ребра 0,8 мм и шагом оребрения 3,5 мм.

Методы расчета поверхностных воздухоохладителей и воздухонагревателей изложены в гл. III. В переходный и холодный периоды года адиабатическое увлажнение воздуха в кондиционерах КНУ-12 и КНУ-18 осуществляется включением насоса, который обеспечивает орошение водой поверхности воздухоохладителей, в трубки которых не подается холодная вода. Воздух, пройдя орошаемые теплообменники, получает конечную относительную влажность 80—90%.

Значительным преимуществом агрегатных кондиционеров является их полная оснащенность и комплектная поставка заводом-изготовителем в едином агрегате, включающем в себя не только аппараты для технологической обработки воздуха, но и приборы регулирования, исполнительные механизмы, насос. Агрегатность поставки значительно сокращает затраты труда при монтаже и пуске в эксплуатацию кондиционеров. По сравнению с центральными горизонтальными кондиционерами, собранными на базе типовых секций КТ, агрегатные кондиционеры обеспечивают значительную экономию площади, требуемой для размещения агрегатов.

В целях создания единого унифицированного ряда агрегатных неавтономных кондиционеров в настоящее время ВНИИКондвентмаш и СКТБ «Кондиционер» проводят отработку конструкции блочных кондиционеров типа КТН на номинальную производительность по воздуху от 4 до 25 тыс. м³/ч.

На рис. 118 представлена принципиальная схема сборки блочного кондиционера типа КТН-16 для горизонтальной и вертикальной компоновки. В качестве аппарата для тепло- и массообмена в этой схеме служит двухрядная камера орошения. Кроме

того, предусмотрен конструктивный вариант с поверхностными воздухоохладителями и камерой орошения для адиабатического увлажнения воздуха.

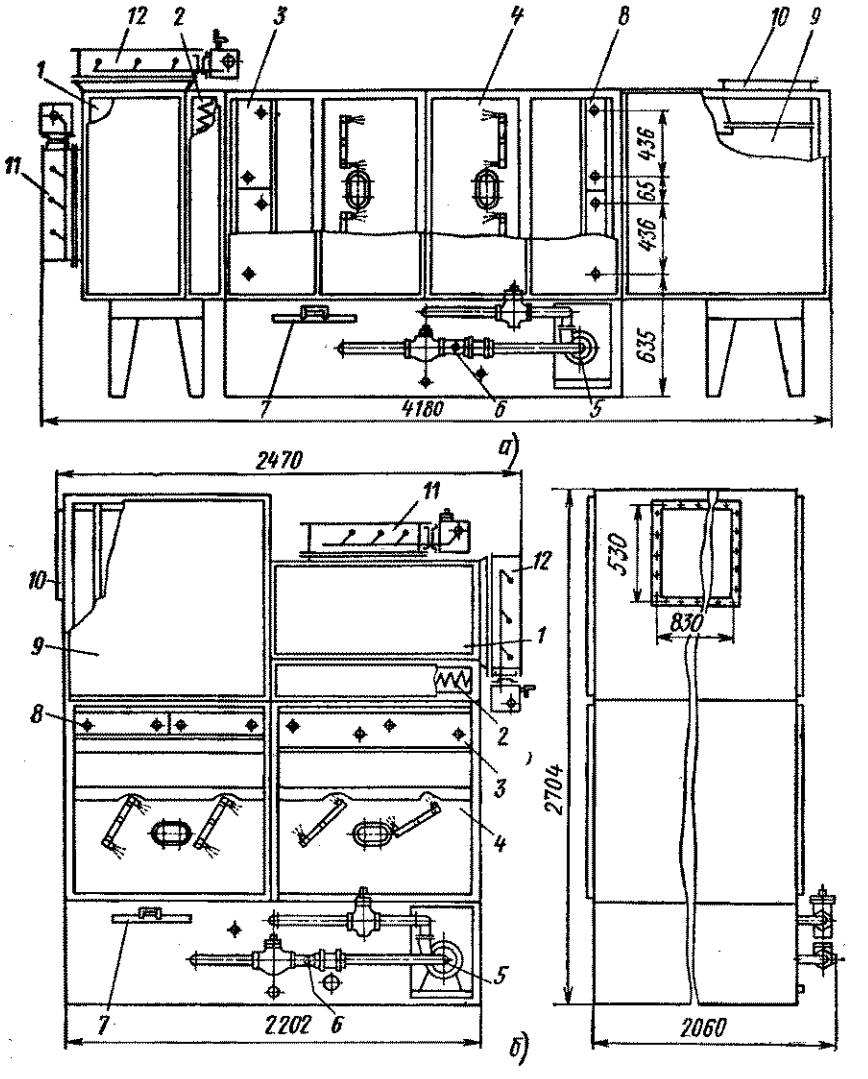


Рис. 118. Принципиальные схемы сборки блочного кондиционера КТН-16 с камерой орошения:

а — горизонтальная сборка; *б* — вертикальная сборка; *1* — воздушная камера; *2* — воздушный фильтр; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — камера орошения; *5* — насос; *6* — подвод холодной воды; *7* — водяной фильтр; *8* — калорифер второго подогрева; *9* — вентиляторный агрегат; *10* — патрубок для подачи приготовленного воздуха; *11* — воздушный клапан регулирования поступления наружного (или рециркуляционного) воздуха; *12* — воздушный клапан регулирования поступления рециркуляционного (или наружного) воздуха

§ 6.2. НЕАВТОНОМНЫЕ ПОДВЕСНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Под руководством автора разработаны неавтономные подвесные кондиционеры типа КНМ-2,5 и КНМ-5, выпускаемые домодедовским машиностроительным заводом «Кондиционер». Конструктивно аппараты собираются из отдельных унифицированных секций. Последовательность их сборки определяется желаемой технологической схемой обработки воздуха, которая указывается в заказе-наряде для завода-изготовителя, и потребитель получает кондиционер в собранном виде.

Рассмотрим конструктивные особенности и технические показатели основных секций. На рис. 119 показан порядок сборки секций в кондиционерах КНМ-2,5 и КНМ-5 для круглогодовой обработки воздуха с регулируемой рециркуляцией. Доступ наружного воздуха в кондиционер осуществляется открытием створок клапана *1*, приводимых в движение от электрического исполнительного механизма *2*. Соотношение количеств наружного и рециркуляционного воздуха регулируется положением створок клапанов *3* и *4*, приводимых от общего электрического исполнительного механизма *5*. Завод-изготовитель может поставлять клапан наружного *3* и рециркуляционного *4* воздуха как с электрическим, так и с ручным приводом.

Из смесительной камеры *6* воздух поступает на очистку в секцию фильтров *7*, которая состоит из горизонтально расположенных металлических рамок, заполненных фильтрующим материалом. Металлические перегородки обеспечивают прохождение воздушного потока через рамки фильтров. Доступ во внутрь секции осуществляется через съемные боковые панели, прикрепляемые к каркасу секции винтами. В панели предусмотрено гнездо для установки датчика.

В кондиционере КНМ-2,5 по высоте установлено шесть рамок фильтров, образующих общую фасадную площадь фильтрующей поверхности 1 м^2. Для кондиционеров КНМ-5 габаритный размер по ширине удваивается, и размещается 12 рамок в два вертикальных ряда с фильтрующей поверхностью 2 м^2.

В холодный период года очищенный воздух нагревается в секции первого подогрева *8*, состоящей из одного двухрядного теплообменника.

Секция адиабатического увлажнения *9* включает в себя вертикальные кассеты, заполненные древесной стружкой. Рециркуляция орошающей воды обеспечивается работой встроенного в секцию погружного насоса с защищенным от попадания влаги электродвигателем. Убыль воды в поддоне пополняется от водопровода, присоединяемого к патрубку, на конце которого установлен шаровой подпитывающий кран. Постоянный уровень воды в поддоне обеспечивается переливным устройством, соединенным с канализационной сетью. Для слива воды из поддона предусмотрен специальный кран на линии, подключаемый к патрубку переливного

устройства. Эффективность адиабатического увлажнения оценивается через показатель $E_A = 0{,}75$. Для регулирования степени увлажнения воздуха служит обводной канал, степень открытия которого регулируется положением створчатого клапана, приводимого в движение через специальные тяги от работы электрического исполнительного механизма. Для предотвращения уноса отдельных капель на выходе из секции установлены простейшие сепараторы. Обслуживание внутренней части секции осуществляется через съемные боковые панели.

Вентиляторная секция *10* для кондиционера КНМ-2,5 включает в себя один вентилятор двустороннего всасывания с диаметром рабочего колеса 300 мм: для кондиционера КНМ-5 применяются два аналогичных по конструкции вентилятора. Привод рабочего колеса вентилятора осуществляется через клиноременную передачу от малошумного электродвигателя. Вентилятор и электродвигатель установлены на общей металлической раме, связанной с каркасом секции через пружинные амортизаторы. Нагнетательное отверстие вентилятора через гибкую вставку соединено с диффузором,

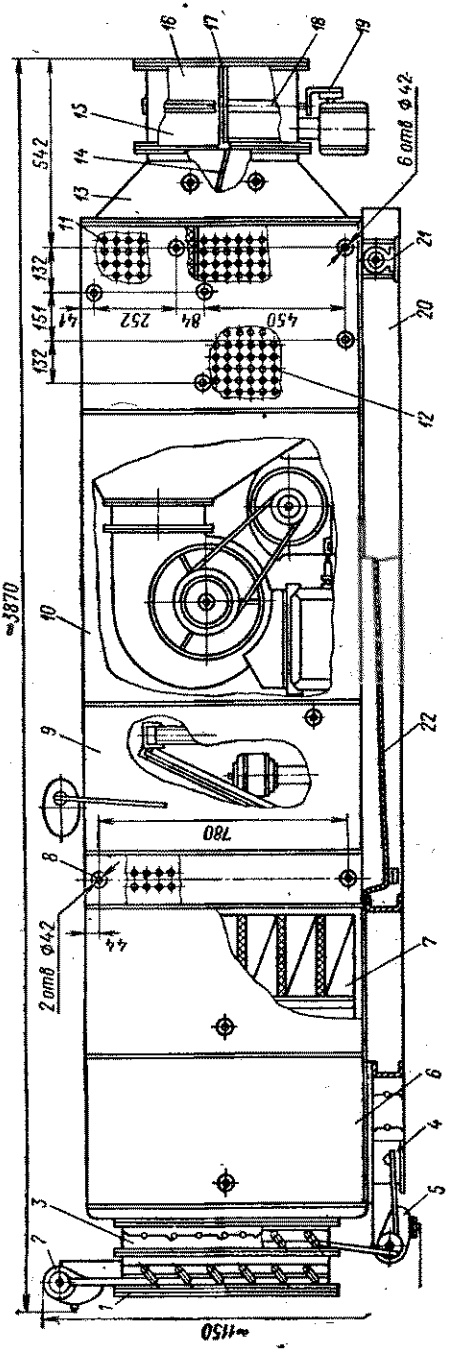


Рис. 119. Порядок сборки секций в кондиционерах КНМ-2,5 и КНМ-5 для круглогодовой обработки воздуха с регулируемой рециркуляцией

в боковой стенке которого предусмотрено гнездо для установки датчика.

Доступ к внутренней части вентиляторной секции осуществляется через съемные стенки, внутренняя поверхность которых покрыта звукопоглощающим материалом.

После диффузора нагнетаемый воздух поступает в секцию основных теплообменников, разделенную горизонтальной перегородкой на основной нагревательный *11* (верхний) и основной охладительный *12* (нижний) теплообменники. Переходная секция *13* имеет внутреннюю перегородку *14*, что обусловливает раздельное движение воздушных потоков после нагревательного и воздухоохладительного теплообменников. Разделенные холодный и горячий потоки воздуха поступают в секцию взаимообратных воздушных клапанов *15*, которая состоит из трех самостоятельных зон *16*. В каждой зоне имеется горизонтальная перегородка *17*, примыкающая через уплотнительную прокладку к перегородке *14* в переходной секции *13*.

Таким образом, в каждой из трех зон образовано два самостоятельных канала: нижний — для прохода холодного воздуха и верхний — для прохода горячего воздуха. Степень открытия верхнего и нижнего каналов в каждой зоне зависит от положения створок взаимообратного клапана *18*. Створки этого клапана имеют общую ось, но закреплены со смещением на 90°. Такое конструктивное решение обеспечивает при вращении оси клапана одновременное изменение степени открытия сечений верхнего и нижнего каналов. Если створка клапана в верхнем канале полностью закрыта, то в этом случае створка в нижнем канале полностью открыта. Испытания показали, что в любом положении створок взаимообратного клапана общая производительность по воздуху через каждую зону, т. е. через верхний и нижний каналы, сохраняется примерно постоянной.

Вращение оси клапана *18* осуществляется через специальные тяги от работы электрического исполнительного механизма *19*, который связан с температурным датчиком, установленным в обслуживаемом помещении. Если температура в помещении понизилась от контролируемого уровня, то датчик передает соответствующий импульс, и исполнительный механизм *19* включается в работу, обеспечивая прикрытие створки клапана в канале холодного воздуха и одновременное открытие створки клапана в канале горячего воздуха. Тем самым расход воздуха увеличится через горячий канал и уменьшится через холодный канал. Повысится температура смеси воздуха, поступающего через эту зону в обслуживаемое помещение, и, как следствие уменьшения ассимиляционной способности приточного воздуха, будет обеспечено выравнивание температуры внутреннего воздуха до контролируемого уровня.

Завод-изготовитель поставляет заказчику многозональный кондиционер в собранном виде. Обеспечение жесткости собранного

агрегата достигается наличием рамы *20*, у которой имеются специальные рымы *21* для крепления кондиционера в подвесном монтажном положении. При напольном или консольном монтажных положениях рымы выворачивают и на их место устанавливают крепежные болты. Для предохранения от течи воды под днищем кондиционера предусмотрен поддон *22*, сливной патрубок которого соединяется с канализационной сетью.

На рис. 119 длина собранного агрегата из максимального числа секций составляет 3870 мм, что является общим размером для кондиционеров КНМ-2,5 и КНМ-5. Различие в габаритах между кондиционерами заключается в их ширине, которая для кондиционера КНМ-2,5 составляет 950 мм, а для кондиционера КНМ-5 1710 мм. В кондиционере КНМ-2,5 устанавливается одна секция взаимообратных клапанов *15*, что обеспечивает три независимых зоны обслуживания. В кондиционере КНМ-5 применяются две аналогичные секции, что обеспечивает наличие шести независимых зон обслуживания.

К выходному фланцу взаимообратных клапанов присоединяются приточные воздуховоды, число которых должно соответствовать числу обслуживаемых помещений или зон. Например, в кондиционере КНМ-5 имеются шесть самостоятельных зон подачи кондиционированного воздуха. Поэтому максимальное число присоединяемых приточных воздуховодов также может соответствовать шести. В соответствии с конкретными условиями применения некоторые зоны могут объединяться одним приточным воздуховодом.

Основные технические показатели кондиционеров КНМ-2,5 и КНМ-5 приведены в табл. 23. Поверхностные теплообменники в этих кондиционерах изготовляются из биметаллических труб с алюминиевым накатным оребрением. По конструкции оребренные трубки аналогичны применяемым в неавтономных агрегатных кондиционерах КНУ. Впредь до получения опытных формул по испытанию теплообменников в кондиционерах типа КНМ для расчета тепло- и холодопроизводительности их поверхностных теплообменников могут использоваться опытные формулы, приведенные в § 6.1.

Как отмечалось, одной из основных особенностей конструкции кондиционеров КНМ-2,5 и КНМ-5 является возможность одновременного обслуживания одним кондиционером нескольких помещений или зон, используя многозональный принцип подачи и регулирования параметров приточного воздуха. Поэтому применение многозональных кондиционеров выдвигает специфические требования при выборе оборудования и обслуживаемых помещений.

Наиболее экономичный вариант применения многозональных кондиционеров достигается в том случае, если расчетные тепло- и холодопроизводительности поверхностных теплообменников определяются исходя не из суммарной максимальной потребности

обслуживаемых помещений в тепле и холоде, а из неодновременности максимальных нагрузок. Например, при обслуживании одним кондиционером помещений с различным по времени суток максимумом теплоизбытков (различная ориентация по странам света и несовпадение максимальных теплопритоков от солнечной

Таблица 23

Технические показатели неавтономных многозональных кондиционеров

Показатели	Кондиционер	
	КНМ-2,5	КНМ-5
Номинальная производительность по воздуху, тыс. м³/ч	2,5	5,0
Свободное давление для преодоления сопротивления сети присоединительных воздуховодов, кг/м²	35	35
Калорифер первого подогрева:		
поверхность, м²	18,9	37,8
живое сечение, см² для прохода:		
воздуха	2500	5000
воды	37,7	37,7
Основной нагревательный теплообменник:		
поверхность, м²	13,7	27,4
живое сечение, см² для прохода:		
воздуха	850	1700
воды	21	21
Основной воздухоохлаждающий теплообменник:		
поверхность, м²	32,5	65,1
живое сечение, см² для прохода:		
воздуха	1500	3000
воды	31	31
Установочная мощность электродвигателей, кВт	1,82	2,95
Габаритные размеры, мм:		
высота	1150	1150
ширина	950	1710
длина	3870	3870

радиации, несовпадение максимумов технологических тепло- и влагоизбытков и т. д.), одновременная потребность в холоде всех помещений может быть существенно меньше суммарных максимальных нагрузок. На основе анализа графика распределения по времени потребностей в тепле и холоде можно сделать наиболее рациональный выбор помещений, объединяемых для обслуживания от одного кондиционера.

Вторым важным фактором при объединении обслуживаемых помещений является то, что от одного кондиционера может быть обеспечено поддержание постоянства температуры и влажности внутреннего воздуха только в одном помещении, к которому

предъявляются наибольшие требования по точности обеспечения внутреннего микроклимата (расчетное помещение). Заданные параметры внутреннего воздуха и характер протекания процесса по ассимиляции тепло- и влагоизбытков в обслуживаемом помещении являются определяющими величинами для выбора параметров воздуха после поверхностного воздухоохладителя в расчетном режиме работы кондиционера в теплый период года. Поэтому желаемые внутренние параметры воздуха в других помещениях, обслуживаемых одним кондиционером, должны корректироваться с учетом конечных параметров охлажденного воздуха.

Аналогично летнему режиму по заданным условиям для расчетного помещения производится выбор параметров воздуха после калориферов второго подогрева и далее корректируются внутренние параметры воздуха для остальных помещений. Выполнение расчетов для летнего и зимнего режимов по выбору параметров приточного воздуха и корректировке внутренних параметров для обслуживаемых помещений удобно проводить методом построения на I—d-диаграмме.

§ 6.3. МЕСТНЫЕ НЕАВТОНОМНЫЕ ЭЖЕКЦИОННЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ-ДОВОДЧИКИ

За последние годы в СССР получили значительное применение СКВ с местными эжекционными кондиционерами-доводчиками, которые можно назвать эжекционными системами кондиционирования воздуха (ЭСКВ). Наиболее полно преимущества этих систем реализуются при строительстве многокомнатных зданий различного назначения: административных корпусов промышленных предприятий, научно-исследовательских институтов, лабораторных и инженерных корпусов, административно-общественных учреждений.

В основе проектирования эжекционных систем заложен принцип централизованного снабжения обслуживаемых помещений (или каждого модуля помещения) наружным воздухом, теплом и холодом. Обработанный в центральном кондиционере наружный воздух (называемый первичным) по магистральным воздуховодам подводится к соплам эжекционных кондиционеров-доводчиков (ЭКД). Выходя через сопла со скоростью 12—20 м/с, первичный воздух эжектирует из помещения рециркуляционный (вторичный) воздух. Эжектируемый воздух очищается в фильтре и далее проходит через теплообменник, по трубкам которого циркулирует теплая или холодная вода. Благодаря наличию источника тепла или холода рециркуляционный воздух нагревается или охлаждается в зависимости от условий формирования теплового режима в помещении и в соответствии с требованием поддержания желаемой температуры воздуха.

Для создания необходимой эжекции требуется обеспечить избыточное давление первичного воздуха перед ЭКД в пределах

15—40 кгс/м² (в зависимости от выбранного диаметра сопл). На одну часть первичного воздуха эжектируется 1,5—3,5 части вторичного (в зависимости от диаметра сопл и режима работы ЭКД). Обработанный в теплообменнике ЭКД и смешанный с первичным воздух поступает через приточную решетку в обслуживае-

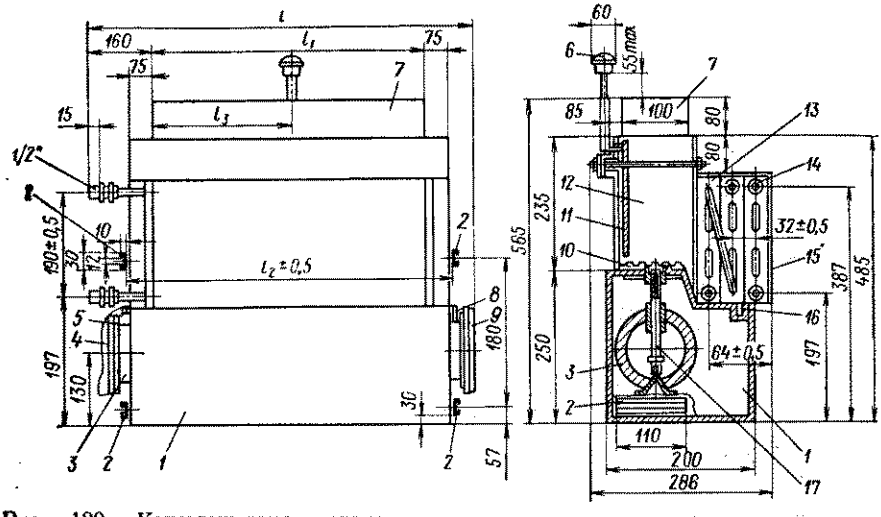


Рис. 120. Конструктивная схема эжекционных кондиционеров-доводчиков типа КНЭ-У:

1 — камера первичного воздуха; *2* — скобы; *3* — распределительная труба; *4* — гибкий патрубок; *5* — штуцер; *6* — рукоятка привода воздушного клапана; *7* — выходной патрубок; *8* — заглушка; *9* — заглушка; *10* — сопловая панель; *11* — воздушный клапан; *12* — смесительная камера; *13* — двухрядный теплообменник; *14* — однорядный теплообменник; *15* — фильтр; *16* — поддон; *17* — клапан первичного воздуха

Теплообменник	Размеры, мм			
	l	l_1	l_2	l_3
КНЭ-У 1,2	1465	1200	1365	600
КНЭ-У 0,8А	1065	800	965	400

мое помещение. Горячая и холодная вода подается к теплообменникам ЭКД от центральных источников тепло- и холодоснабжения.

ЭКД устанавливается, как правило, в подоконном пространстве. Такое место установки обеспечивает эффективное использование ЭКД в качестве дежурных отопительных приборов в период отопительного сезона.

Домодедовский машиностроительный завод «Кондиционер» серийно выпускает два типоразмера ЭКД, получивших условную индексацию КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2 (кондиционеры неавтономные эжекционные универсальные, имеющие соответственно длину теплообменников 0,8 и 1,2 м).

Конструкция кондиционера-доводчика типа КНЭ-У изображена на рис. 120. Основанием агрегата служит камера первич-

ного воздуха. Внутри нее расположена распределительная труба, концы которой выступают из торцовых стенок камеры. Один конец распределительной трубы имеет заглушку, а ко второму присоединяется гибкий патрубок, связывающий ЭКД с подводкой первичного воздуха. При необходимости последовательного соединения по первичному воздуху нескольких ЭКД заглушка снимается и вместо нее надевается второй гибкий патрубок, связанный с распределительной трубой соседнего ЭКД.

В нижней части распределительной трубы имеется щелевое отверстие, через которое воздух поступает в камеру. Количество его регулируется специальным клапаном вручную. Панель с эжектирующими соплами, выполненными из упругого материала, располагается над камерой первичного воздуха, образуя нижнюю часть смесительной камеры. Рециркуляционный воздух проходит очистку в фильтре и тепловую обработку в теплообменниках.

Завод-изготовитель может поставлять ЭКД с различным числом теплообменников, устанавливаемых со стороны передней стенки смесительной камеры:

один двухрядный теплообменник для последовательного прохождения воздуха и воды (для двух- и трехтрубных схем);

два теплообменника для последовательного прохождения воздуха, где двухрядный теплообменник предназначен для последовательного прохождения холодной воды, а однорядный — для горячей воды (для четырехтрубных схем).

Выпадающий при осушке воздуха конденсат собирается в поддоне и, при необходимости, отводится по трубопроводу, присоединяемому через гибкий шланг к штуцеру на стенке поддона.

Для возможности регулирования тепловой обработки эжектируемого воздуха предусмотрен воздушный клапан, приводимый в движение через рычажную систему вращением рукоятки. В левом крайнем положении клапан образует закрытую заднюю стенку смесительной камеры. При перемещении клапана в направлении к теплообменнику образуется свободное сечение для поступления эжектируемого воздуха в смесительную камеру без тепловой обработки. В зависимости от положения клапана изменяется соотношение количеств эжектируемого воздуха, проходящего через теплообменник и открытое сечение в задней стенке (общее количество приточного воздуха при этом сохраняется практически постоянным). Тем самым достигается регулирование тепло- и холодопроизводительности теплообменников ЭКД и изменение температуры приточного воздуха. В крайнем правом положении клапан почти полностью перекрывает сечение для прохода эжектируемого воздуха через теплообменник, что обеспечивает уменьшение тепло- или холодопроизводительности ЭКД.

После монтажа ЭКД клапан необходимо освободить от транспортировочного крепления (отвинтить четыре болта). Конструкция клапана позволяет применять регулирование теплохолодопроизводительности ЭКД по воздуху только при вертикальной

установке агрегата. При горизонтальном потолочном расположении ЭКД следует применять регулирование по воде. При этом необходимо воздушный клапан оставить закрепленным.

Смесительная камера заканчивается выходным патрубком, представляющим собой обечайку из оцинкованной стали высотой 80 мм. В зависимости от конкретных условий применения высота патрубка может изменяться при монтажной подгонке за счет подрезки и отгиба его стенок.

Конструкция ЭКД типа КНЭ-У предназначена для встраивания в строительные элементы здания. Приточные и рециркуляционные решетки встраиваются в строительные конструкции и заводом-изготовителем не поставляются, а изготовляются по специальным заказам. Живые сечения приточных и рециркуляционных решеток должны составлять не менее 80% их габаритного сечения. Для возможного крепления кондиционера к стене или потолку при различных монтажных положениях предусмотрены скобы.

Универсальность конструкции КНЭ-У позволяет без переделок использовать агрегат для различных вариантов компоновки:

правое и левое присоединения по первичному воздуху и трубопроводам;

последовательное соединение по первичному воздуху двух или трех агрегатов (в зависимости от расходов первичного воздуха);

напольное, навесное и потолочное монтажные положения.

Завод-изготовитель может поставлять ЭКД с одним из следующих размеров d_c отверстий в соплах: 3,5; 4,5 и 5,5 мм.

Для расчета тепловой производительности поверхностных теплообменников ЭКД используются опытные данные по удельным показателям тепловой производительности $A_т$ и $A_{т.к}$, отнесенные к 1° начальных напоров температур горячей воды и рециркуляционного воздуха:

$$A_т \text{ и } A_{т.к} = \frac{G_w c_w (T_{w_1} - T_{w_2})}{(T_{w_1} - t_1)} \frac{1}{\rho_в} \frac{\text{ккал}}{\text{ч} \cdot \text{град}} \frac{1}{\text{кг/м}^3}, \qquad (6.1)$$

где G_w — расход воды, кг/ч; c_w — теплоемкость воды, ккал/кг·град; T_{w_1} — температура горячей воды перед теплообменником, °С; T_{w_2} — температура горячей воды после теплообменника, °С; t_1 — температура рециркуляционного воздуха перед теплообменником, °С; $\rho_в$ — плотность рециркуляционного воздуха, кг/м³.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД на режимах вынужденной конвекции обрабатываются по формуле (6.1) и находится следующая функциональная зависимость для показателя $A_т$:

$$A_т = f(G_н;\ G_w;\ d_c;\ П;\ n), \qquad (6.2)$$

где $G_н$ — количество проходящего через сопла первичного воздуха, кг/ч; d_c — диаметр сопел, мм; $П$ — показатель конструкции теплообменника; n — показатель числа теплообменников.

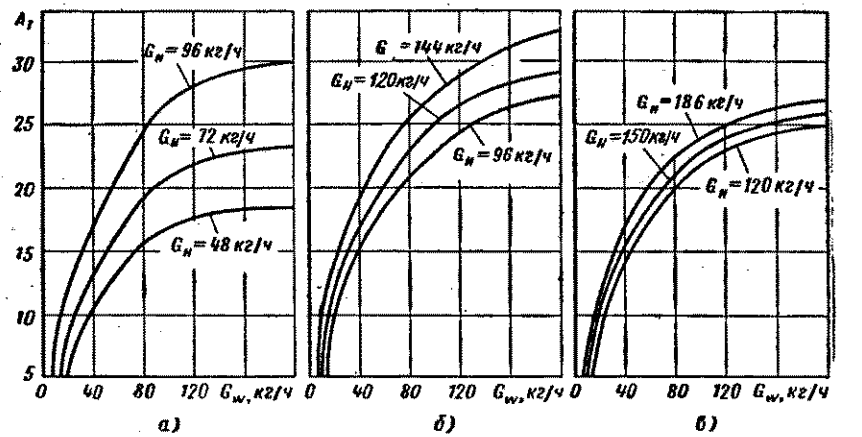


Рис. 121. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности в двухрядном теплообменнике КНЭ-У 0,8А при d_c, равном 3,5 (*а*), 4,5 (*б*) и 5,5 (*в*) мм

Для расчетной практики зависимости вида (6.2) представляются в форме графиков. На рис. 121 и 122 представлены изменения значений показателя $A_т$ соответственно для испытаний ЭКД

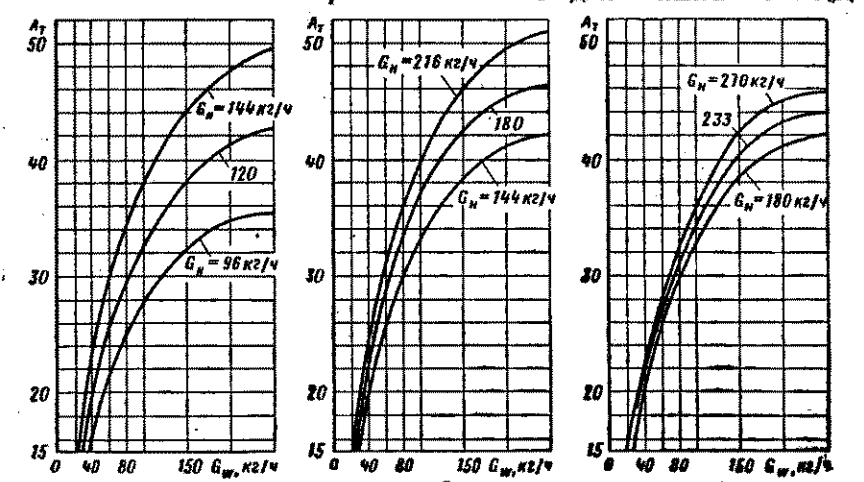


Рис. 122. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности в двухрядном теплообменнике КНЭ-У 1,2 при d_c, равном 3,5 (*а*), 4,5 (*б*) и 5,5 (в) мм

типа КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2 с двухрядным теплообменником. Для конструктивного варианта трехрядного теплообменника (однорядный теплообменник для горячей воды) к показателям $A_т$ по

рис. 121 и 122 необходимо использовать понижающий множитель $n = 0{,}64$.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД при нагреве рециркуляционного воздуха в режимах естественной конвекции

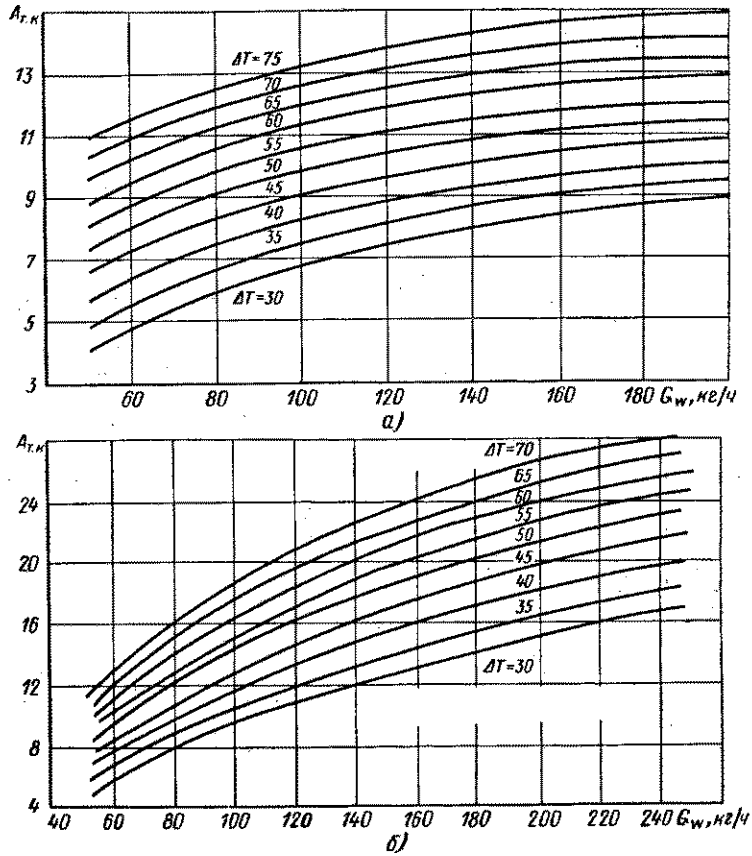


Рис. 123. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности в режиме естественной конвекции в двухрядных теплообменниках КНЭ-У 0,8А (*а*) и КНЭ-У 1,2 (*б*)

(через сопла не проходит первичный воздух) обрабатываются по формуле (6.1), и находится функциональная зависимость удельного показателя тепловой производительности $A_{т,к}$:

$$A_{т,к} = f(G_w; \quad T_{w_1} - t_1; \quad П; \quad n). \qquad (6.3)$$

Для расчетной практики зависимость вида (6.3) представляется в форме графиков, как это сделано на рис. 123 для испытаний ЭКД типа КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2 с двухрядным теплообменником. Для конструктивного варианта трехрядного тепло-

обменника (однорядный теплообменник для горячей воды) к показателям $A_{т.к}$ по рис. 123 необходимо использовать понижающий множитель $n = 0{,}4$.

Для расчета холодопроизводительности поверхностных теплообменников ЭКД при отводе только явного тепла от рециркуляционного воздуха используются опытные данные по удельным показателям холодопроизводительности A_{0x}, отнесенные к 1°

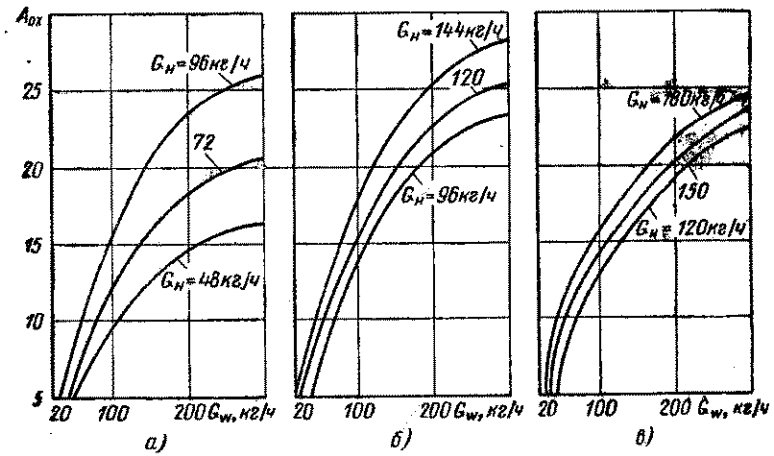


Рис. 124. Опытные значения удельного показателя холодопроизводительности в двухрядном теплообменнике КНЭ-У 0,8А при d_c, равном 3,5 (*а*), 4,5 (*б*) и 5,5 (*в*) мм

начальных напоров температур рециркуляционного воздуха и холодной воды:

$$A_{0x} = \frac{G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1})}{(t_1 - t_{w_1})} \frac{1}{\rho_в} \frac{\text{ккал}}{\text{ч} \cdot \text{град}} \frac{1}{\text{кг/м}^3}, \qquad (6.4)$$

где t_{w_1} и t_{w_2} — температура холодной воды соответственно перед и после теплообменника, °С.

Результаты испытаний ЭКД на режимах охлаждения рециркуляционного воздуха с отводом только явного тепла обрабатываются по формуле (6.4), и находится функциональная зависимость для показателя A_{0x}, аналогичная (6.2),

$$A_{0x} = f(G_н;\ G_w;\ d_c;\ П;\ n). \qquad (6.5)$$

Для расчетной практики зависимости вида (6.5) представляются в форме графиков, как это сделано на рис. 124 и 125 соответственно для испытаний ЭКД типа КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1;2, с двухрядным теплообменником. Для конструктивного варианта трехрядного теплообменника (двухрядный теплообменник для холодной воды) к показателям A_{0x} по рис. 124 и 125 необходимо использовать понижающий множитель $n = 0{,}95$.

Если температура наружной поверхности теплообменника ниже температуры точки росы охлаждаемого рециркуляционного воздуха, то при подаче в теплообменники ЭКД холодной воды может происходить выпадение влаги из воздуха. Для определения тем-

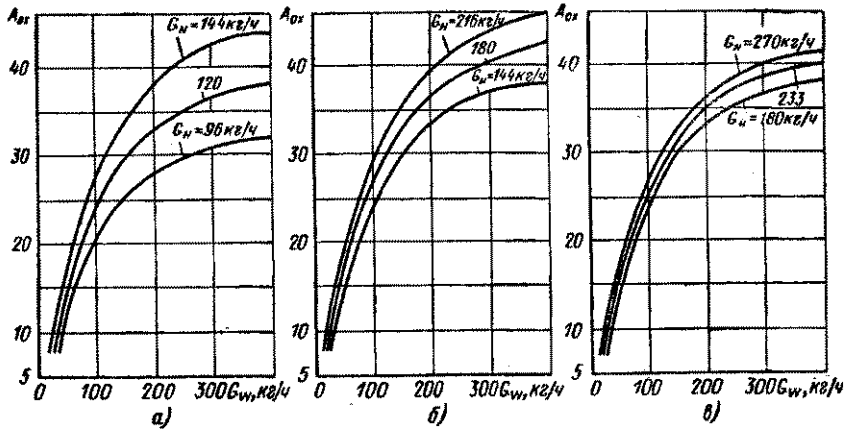


Рис. 125. Опытные значения удельного показателя холодопроизводительности в двухрядном теплообменнике КНЭ-У 1,2 при d_c, равном 3,5 (*а*), 4,5 (*б*) и 5,5 (*в*) мм

пературы воды, при которой может произойти конденсация, следует пользоваться параметрическим показателем $\overline{P}$:

$$\overline{P} = (P_{н_1} - P_{п_1})/(P_{н_1} - P_{w_1}), \qquad (6.6)$$

где $P_{н_1}$ — давление насыщения водяных паров при начальной температуре рециркуляционного воздуха по сухому термометру; $P_{п_1}$ — начальное парциальное давление водяных паров в рециркуляционном воздухе; P_{w_1} — давление насыщения водяных паров при начальной температуре холодной воды.

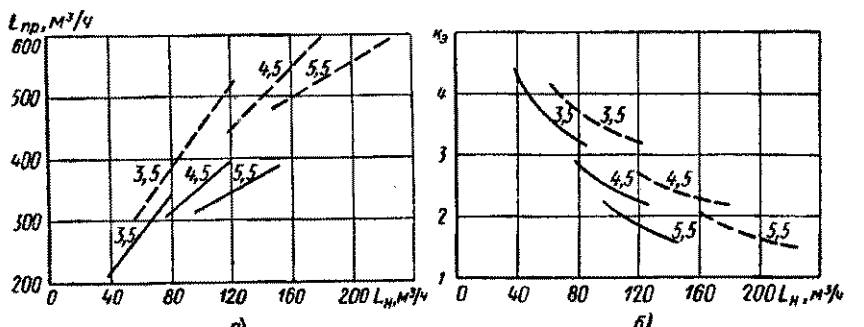


Рис. 126. Опытные зависимости воздухопроизводительности для ЭКД типа КНЭ-У 0,8А (сплошные кривые) и КНЭ-У 1,2 (штриховые кривые) в зависимости от расходов первичного воздуха:

а — для расходов приточного воздуха; *б* — для коэффициентов эжекции. Цифры на кривых — диаметр сопл, мм

Испытаниями установлено, что режимы работы теплообменников ЭКД типа КНЭ-У с выпадением конденсата наступают при значениях параметрического критерия $\overline{P} = 0{,}86$. Преобразуя выражение (6.6), можно определить минимальное значение давления насыщения, при котором не будет конденсации влаги:

$$P_{w_2} = P_{в_2} - (P_{н_1} - P_{п_1})/0{,}86 \text{ мм рт. ст.} \qquad (6.7)$$

По I—d-диаграмме влажного воздуха или по специальным таблицам находят температуру воды, соответствующую полученному давлению насыщения P_{w_2}.

Технические показатели ЭКД по воздухопроизводительности оцениваются расходом первичного воздуха и коэффициентом эжекции, который выражается отношением

$$k_э = (L_{пр} - L_в)/L_н, \qquad (6.8)$$

где $L_{пр}$ — расход приточного воздуха; $L_в$ — расход первичного воздуха.

Расход первичного воздуха должен обеспечивать санитарную норму подачи свежего наружного воздуха для людей, находящихся в помещении:

$$L_н \geqslant L_{св}^{об} = al_{св}, \qquad (6.9)$$

где $L_{св}^{об}$ — общее количество свежего воздуха, приходящееся на один ЭКД, м³/ч; a — расчетное число людей на площади, обслуживаемой одним ЭКД; $l_{св}$ — санитарная норма подачи свежего наружного воздуха, для многоэтажных зданий в соответствии с последними рекомендациями принимается равной 40—60 м³/ч на 1 человека.

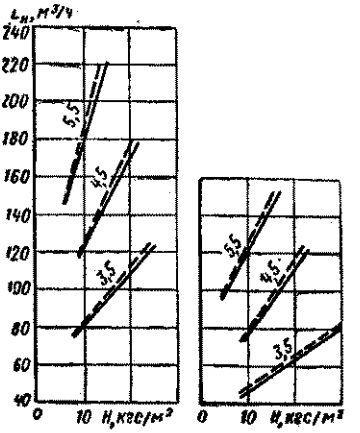


Рис. 127. Требуемые давления первичного воздуха перед ЭКД (сплошные кривые) и перед соплами (штриховые кривые) для ЭКД типа КНЭ-У 1,2 (*а*) и КНЭ-У 0,8А (*б*). Цифры на кривых — диаметр сопл, мм

На рис. 126 представлены графики изменения расходов приточного воздуха и коэффициентов эжекции для ЭКД типа КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2 в зависимости от диаметров сопл и расходов первичного воздуха. Графики построены по результатам испытаний ЭКД с трехрядным теплообменником; для варианта с двухрядным теплообменником изменение $k_э$ незначительно, и им можно пренебречь.

На рис. 127 приведены величины требуемых статических давлений воздушного потока перед камерой первичного воздуха ЭКД и на соплах в зависимости от диаметров сопл и расходов первичного воздуха.

На рис. 128 приведены данные по гидравлическому сопротивлению теплообменников для ЭКД типа КНЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2.

Наиболее характерной является схема установки ЭКД в подоконном пространстве, для которой приведем некоторые рекомендации по выбору типоразмера и количества ЭКД типа КНЭ-У для помещений различных габаритов.

По своим техническим возможностям ЭКД типа КНЭ-У при подоконной установке могут применяться в помещениях с высотой не более 3,5 м. В помещениях с большей высотой может не обеспечиваться компенсация теплопотерь и теплопритоков из-за увеличения габаритов оконных проемов. Выбор типоразмера и количества ЭДК производят с учетом их конструктивных, аэродинамических и теплотехнических характеристик, а также габаритов обслуживаемого помещения. При этом необходимо принимать во внимание следующие соображения:

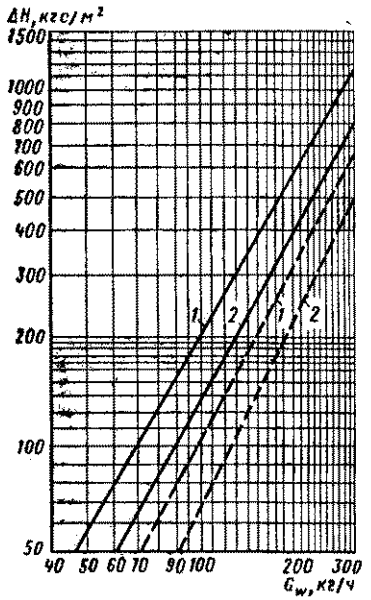


Рис. 128. Гидравлическое сопротивление теплообменников ЭКД типа КНЭ-У 1,2 (*1*) и КНЭ-У 0,8А (*2*) с двумя (сплошные кривые) и одним (штриховые кривые) теплообменниками

минимальная ширина (по наружной стене) при расположении ЭКД с подводками в подоконном пространстве для КНЭ-У 0,8А составляет 1,5 м и для КНЭ-У 1,2—2,0 м;

максимальная ширина (по наружной стене) модуля, который может обслуживать ЭКД, исходя из его аэродинамических и теплотехнических характеристик, для КНЭ-У 0,8А составляет 2,25 м и для КНЭ-У 1,2—3,0 м.

Если ширина помещения $Ш_п$ менее 3,0 м, то она и принимается за ширину расчетного модуля $Ш$. Если ширина помещения $Ш_п$ равна или более 3,0 м, то ширину расчетного модуля определяют, задаваясь D — числом ЭКД:

$$Ш = Ш_п/D. \qquad (6.10)$$

Если $Ш_п$ получилась в пределах 1,5—2,25 м, то к установке могут быть приняты ЭКД типа КНЭ-У 0,8А. При ширине модуля в пределах 2—3 м к установке могут быть приняты ЭКД типа КНЭ-У 1,2.

Для определения максимальной глубины проникновения приточной струи в помещение l^{max}, а также производительности ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$, на рис. 129 представлена номограмма [1]. При построении использованы следующие, наиболее

[1] Методика выбора ЭКД с учетом проникновения приточных струй разработана инж. Л. И. Ставицким.

часто применяемые при проектировании размеры и величины: высота приточного отверстия ЭКД от пола $h_д = 0{,}7$ м; расстояние края приточного отверстия ЭКД от плоскости окна 0,2 м; угол наклона перьев приточной решетки 70° к горизонтальной плоскости; перья отклоняют приточную струю от окна в глубь поме-

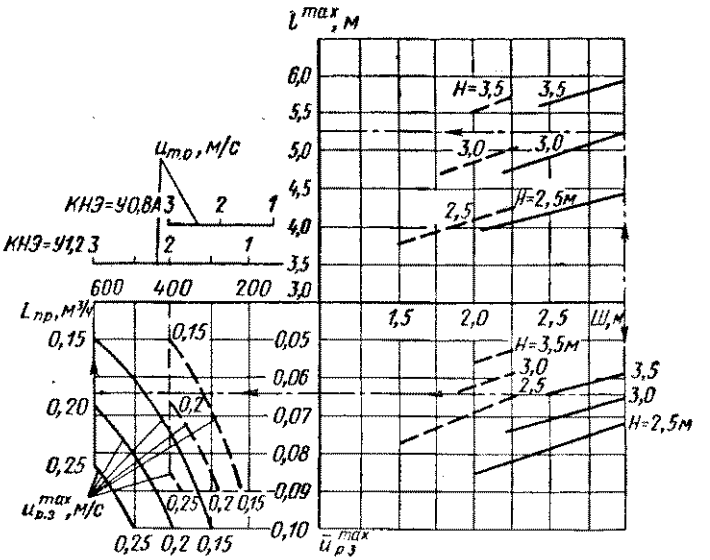


Рис. 129. Номограмма для определения глубины проникновения приточной струи и производительности ЭКД типа КНЭ-У 1,2 (сплошные кривые) и КНЭ-У 0,8А (штриховые кривые) по приточному воздуху:

—.←.— — ключ к номограмме; задано: $Ш = 3$ м, $H = 3$ м, ЭКД типа КНЭ-У 1,2; решение: $l^{max} = 5{,}25$ м, $\bar{u}_{р.з}^{max} = 0{,}064$, $u_{р.з}^{max} = 0{,}19$ м/с, $L_{пр} = 600$ м³/ч, $u_{т.о} = 3$ м/с

щения; живое сечение приточной решетки ЭКД составляет 0,8 площади ее габаритного сечения.

В соответствии с выбранным типоразмером ЭКД, шириной расчетного модуля $Ш$ и высотой помещения H по номограмме на рис. 129 находят максимальную глубину проникновения приточной струи в помещение l^{max}. При глубине помещения, существенно большей, чем l^{max}, следует применять комбинированные системы с дополнительной подачей воздуха во внутреннюю зону.

По номограмме на рис. 129 в зависимости от $Ш$, H и типоразмера ЭКД определяют также относительную максимальную скорость воздуха в рабочей зоне обслуживаемого модуля при изотермическом режиме работы ЭКД:

$$\bar{u}_{р.з} = u_{р.з}^{max}/u_{т.о}, \qquad (6.11)$$

где $u_{т.о}$ — максимальная скорость в профиле скоростей на выходе из приточной решетки ЭКД; $u^{max}_{р.з}$ — максимальная скорость воздуха в рабочей зоне обслуживаемого модуля при изотермическом режиме.

Задаваясь величиной $u^{max}_{р.з}$ и с учетом выбранного типоразмера ЭКД, далее по номограмме находят производительность ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$, а также соответствующую ей величину $u_{т.о}$. Рекомендуется назначать величину скорости $u^{max}_{р.з}$ в диапазоне 0,15—0,2 м/с.

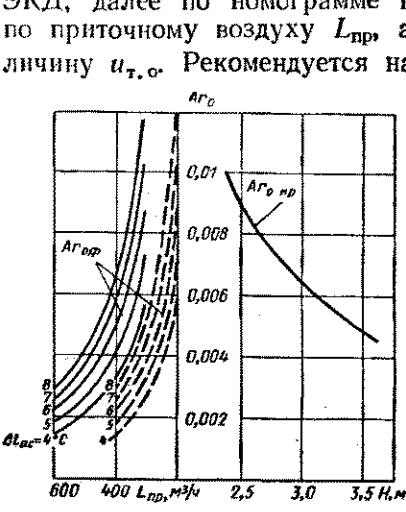


Рис. 130. Вспомогательный график для расчета воздухораспределения от ЭКД типа КНЭ-У 1,2 (сплошные кривые) и КНЭ-У 0,8А (штриховые кривые)

С целью уменьшения теплообмена на внутренней поверхности оконного стекла при подоконной установке ЭКД рекомендуется перья приточной решетки направлять от окна в глубь помещения, под углом 70° к горизонту. В этом случае приточная струя образует наклонный воздушный фонтан, траектория которого зависит от значения критерия Архимеда на выходе из приточной решетки. Максимально допустимое значение начального критерия Архимеда $Ar_{о.кр}$, при котором обеспечивается устойчивое настилание струи от ЭКД типа КНЭ-У на потолок помещения, зависит от высоты помещения H и может быть определено из графика на рис. 130 (правая сторона).

Одним из основных факторов, определяющих значение критерия $Ar_о$, является ассимиляционная разность температур $\Delta t_{ас}$ в теплый период года (между воздухом помещения и приточным воздухом), которая определяется по формуле

$$\Delta t_{ас} = Q^{max}_{изб.я}/(L_{пр}\rho_{пр}c'_р), \qquad (6.12)$$

где $Q^{max}_{изб.я}$ — удельные (на один ЭКД) максимальные избытки по явному теплу в обслуживаемом модуле, ккал/ч; $\rho_{пр}$ — плотность приточного воздуха (ориентировочно принимают $\rho_{пр} = 1{,}2$ кг/м³).

Фактическое значение начального критерия Архимеда $Ar_{о.ф}$ может быть определено из графика на рис. 130 (левая сторона) в зависимости от величин $\Delta t_{ас}$ и $L_{пр}$. Если полученное значение $Ar_{о.ф} < Ar_{о.кр}$, то приточная струя будет устойчиво настилаться на потолок помещения. Если $Ar_{о.ф} > Ar_{о.кр}$, то приточная струя может не достигнуть потолка и упасть в рабочую зону

вблизи подоконника. Такой режим может возникнуть, если максимальные избытки тепла создаются внутри рабочей зоны (например, за счет работы тепловыделяющего оборудования). Для уменьшения величины $Ar_{о.ф}$ следует либо уменьшить максимальные избытки тепла в помещении (при этом уменьшится величина $\Delta t_{ас}$), либо увеличить производительность ЭКД по $L_{пр}$ (если это не приведет к превышению допустимой скорости воздуха в рабочей зоне).

Учет влияния конвективных потоков от остекления на скорость воздуха в рабочей зоне производится с помощью поправки на неизотермичность режима, вычисляемой отдельно для теплого и холодного периода года. Для теплого периода года поправка прибавляется к величине $\bar{u}^{max}_{р.з}$, вычисленной по формуле (6.11), а для холодного периода года — вычитается из величины $\bar{u}^{max}_{р.з}$.

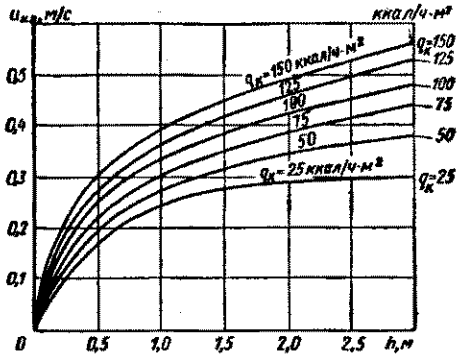


Рис. 131. Максимальная скорость конвективного потока в зависимости от высоты окна при работе ЭКД

Последовательность определения поправки одинакова для теплого и холодного периодов года. Вычисляется величина удельного конвективного потока от окна:

для теплого периода года $q_к = Q_{ок}/F_{ок}$; (6.13)

для холодного периода года $q^з_к = Q^з_{ок}/F_{ок}$, (6.14)

где $Q_{ок}$ и $Q^з_{ок}$ — соответственно теплопритоки летом и теплопотери зимой через площадь окна, приходящуюся на расчетный модуль, ккал/ч; $F_{ок}$ — площадь окна, приходящаяся на расчетный модуль, м².

Пользуясь графиком на рис. 131, по найденным значениям $q_к$ и $q^з_к$, а также в зависимости от высоты окна h, определяют максимальную скорость конвективного потока от нагретого $u_{к.о}$ и охлажденного $u^з_{к.о}$ оконного стекла.

Определяется относительная максимальная скорость конвективного потока:

$$\bar{u}_{к.о} = u_{к.о}/u_{т.о};\ \bar{u}^з_{к.о} = u^з_{к.о}/u_{т.о}. \quad (6.15)$$

Скорость $u_{т.о}$ определялась ранее по номограмме рис. 129.

Определяется величина $\bar{x}_0$ — фиктивное расстояние, величина которого зависит от ширины и высоты зоны окна, создающей конвективный поток:

$$\bar{x}_0 = \sqrt{\frac{\left(\frac{Ш - l_д}{d_{усл}}\right)\frac{h}{d_{усл}}}{2\pi}}, \qquad (6.16)$$

где $d_{усл}$ — условный диаметр приточного отверстия ЭКД, м;

$$d_{усл} = \sqrt{b_0 l_д},$$

где b_0 — ширина приточного отверстия ЭКД, равная 0,1 м.

Для типоразмера КНЭ-У 0,8А величина $d_{усл} = 0{,}28$, для КНЭ-У 1,2 $d_{усл} = 0{,}35$.

Если ширина окна в расчетном модуле меньше ширины модуля, то в формуле (6.16) вместо ширины модуля подставляется ширина окна.

Определяется относительная скорость конвективного потока, движущегося в горизонтальном направлении (летом — вдоль потолка, зимой — вдоль пола), в конце пути приточной струи:

$$\bar{u}_{к.\,г} = \frac{0{,}67\bar{u}_{к.\,0}\bar{x}_0}{\bar{x}_0 + \bar{l}^{max}}; \quad \bar{u}^з_{к.\,г} = \frac{0{,}67\bar{u}^з_{к.\,0}\bar{x}_0}{\bar{x}_0 + \bar{l}^{max} + \bar{h}_д}, \qquad (6.17)$$

где $\bar{l}^{max} = l^{max}/d_{усл}$ — относительная глубина проникновения струи; $\bar{h}_д = h_д/d_{усл}$ — относительная высота подоконника.

Определяется поправка к максимальной скорости в рабочей зоне, обусловленная неизотермичностью режима:

$$\Delta\bar{u}_{р.\,з} = \frac{2\bar{u}_{к.\,г}\bar{l}^{max}}{\sqrt{\bar{l}^{max\,2} + \left(\frac{Ш + l_д}{4d_{усл}}\right)^2}};$$

$$\Delta\bar{u}^з_{р.\,з} = \frac{2\bar{u}_{к.\,г}(\bar{l}^{max} + \bar{h}_д)}{\sqrt{(\bar{l}^{max} + \bar{h}_д)^2 + \left(\frac{Ш + l_д}{4d_{усл}}\right)^2}}. \qquad (6.18)$$

Если ширина окна в расчетном модуле меньше ширины модуля, то в последних двух формулах вместо ширины модуля подставляется ширина окна.

Определяются относительные максимальные скорости в рабочей зоне для расчетных режимов теплого и холодного периодов года:

$$u^{max}_{р.\,з} = \bar{u}^{max}_{р.\,з} + \Delta\bar{u}_{р.\,з}; \quad u^{max\,з}_{р.\,з} = \bar{u}^{max}_{р.\,з} - \Delta\bar{u}^з_{р.\,з}. \qquad (6.19)$$

С учетом величины $u_{т.\,0}$ определяют абсолютные величины максимальных скоростей в рабочей зоне для расчетных режимов теплого и холодного периодов года:

$$\bar{u}^{max}_{р.\,з} = \bar{u}^{max}_{р.\,з}u_{т.\,0}; \quad \bar{u}^{max\,з}_{р.\,з} = \bar{u}^{max\,з}_{р.\,з}u_{т.\,0}. \qquad (6.20)$$

Если полученные значения скоростей не соответствуют нормируемому диапазону скоростей в рабочей зоне, то расчет повторяют, задаваясь другой величиной скорости $u_{р.з}^{max}$. Верхний предел диапазона скоростей в рабочей зоне определен в СНиП (не более 0,3 м/с для общественных зданий), нижний предел при котором появляется ощущение застоя воздуха, установлен 0,05 м/с.

Все остальные характеристики ЭКД — диаметры сопл, число теплообменников, расходы первичного (свежего) воздуха, тепла, холода — определяются в зависимости от выбранного типа системы.

На основании изучения, анализа и обобщения опыта применения эжекционных систем, а также с учетом выпускаемого отечественной промышленностью оборудования, можно рекомендовать к применению следующие системы: двухтрубную с переменной температурой теплой воды или первичного воздуха; четырехтрубную с двумя теплообменниками и регулированием по воде.

Наиболее простыми по устройству и дешевыми по капитальным затратам являются двухтрубные системы, для которых характерно наличие одного водяного контура, используемого (в зависимости от режима теплохолодоснабжения) либо для нагрева либо для охлаждения. Другим характерным отличием двухтрубных ЭСКВ является использование первичного воздуха в качестве тепло- или холодоносителя. При этом, когда вода является теплоносителем, то воздух — холодоноситель, и наоборот.

Принципиальная схема четырехтрубной системы с регулированием по воде приведена на рис. 132. В этой системе источником тепла и холода является теплая и холодная вода; холодный первичный воздух подается в количестве, достаточном для удовлетворения санитарной нормы и ассимиляции влаговыделений в помещениях. В ЭКД для четырехтрубной системы имеются два теплообменника. К двухрядному теплообменнику обычно подается холодная вода от центрального водоохладителя *7*, а к однорядному — теплая от центрального водонагревателя *8*.

Четырехтрубная система по своей конструкции представляет собой две параллельно работающие двухтрубные системы. Оба контура трубопроводов (теплый и холодный) должны работать в период, когда в обслуживаемых помещениях в течение суток возможны знакопеременные тепловые нагрузки от внешних и внутренних источников. При наружных условиях, близких к расчетным в холодный и теплый периоды года, соответствующий контур снабжения холодной или горячей водой может быть отключен.

В отечественной конструкции четырехтрубных систем, сооруженных на базе ЭКД типа КНЭ-У с двумя раздельными теплообменниками, гидравлическая устойчивость может быть достигнута применением регулятора температуры типа

$$РТК = 5225 \frac{1ТС\text{-}15}{2ТС\text{-}15}.$$

Последовательность выбора ЭКД и режимов их работы рассмотрим на конкретном примере. Считаем, что выполнены все предварительные проектные проработки по расчету теплового режима в типовом помещении.

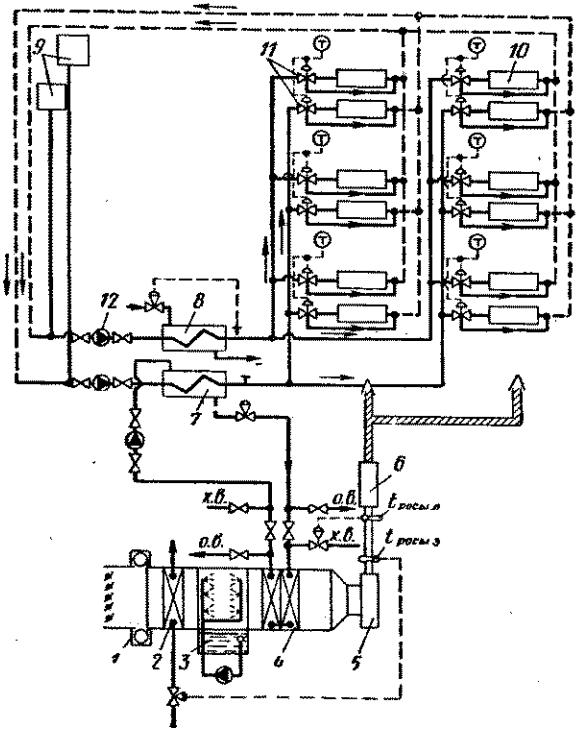


Рис. 132. Эжекционная система по четырехтрубной схеме с регулированием по воде:

1 — рулонный фильтр; *2* — калорифер первого подогрева; *3* — камера орошения; *4* — воздухоохладитель; *5* — вентиляторный агрегат; *6* — сетевой глушитель; *7* — водоохладитель; *8* — водоподогреватель; *9* — расширительный бак; *10* — ЭКД; *11* — индивидуальный регулятор температуры; *12* — насос; х. в. — холодная вода; о. в. — отепленная вода; $t_{росы\ л}$ — температура точки росы летняя; $t_{росы\ з}$ — температура точки росы зимняя

Пример 6.

З а д а н о. В административном многоэтажном здании проектируется эжекционная СКВ. Типовое помещение имеет ширину $Ш_п = 6$ м, глубину $L_п = 6$ м, высоту $H_п = 3$ м. Остекление ленточное, высота подоконника $h_д = 0{,}7$ м, высота окна $h = 2{,}3$ м, ширина окна равна ширине помещения. В теплый период года характерны следующие условия. Наружные расчетные параметры: $t_н = 28{,}5°$ С; $\varphi_н = 42\%$. Внутренние расчетные параметры: $t_в = 24°$ С; $\varphi_в = 55\%$. В помещении находится восемь человек. Суммарные теплоизбытки в помещении по полному теплу 2000 ккал/ч, по явному теплу 1600 ккал/ч, теплопритоки через окно 1500 ккал/ч, влагоизбытки 0,64 кг/ч.

В холодный период года характерны следующие условия. Наружные расчетные параметры: $t_н^з = -26°$ С, $\varphi_н^з = 88\%$. Внутренние расчетные параметры: $t_в^з = 20°$ С, $\varphi_в^з = 40\%$. Температура внутреннего воздуха при дежурном отоплении $t_д = 15°$ С. Суммарные теплопотери 2000 ккал/ч, теплопотери через окно 1700 ккал/ч, влагоизбытки 0,56 кг/ч.

Р е ш е н и е. 1. С учетом конкретных размеров типового помещения по формуле (6.10) определяем возможную ширину расчетного модуля, обслуживаемого от одного ЭКД. Число D устанавливаемых в таком помещении ЭКД принимаем

$D = 2$ и $D = 3$. При $D = 2$ имеем $Ш = 6/2 = 3$ м; при $D = 3$ имеем $Ш = 6/3 = 2$ м.

Таким образом, в соответствии с пояснениями к формуле (6.10), в помещении можно установить либо два ЭКД типа КНЭ-У 1,2, либо три ЭКД типа КНЭ-У 0,8А.

2. По номограмме на рис. 129 находим величину l^{max} для двух возможных вариантов. Для варианта с КНЭ-У 1,2 $l^{max} = 5{,}25$ м, для варианта с КНЭ-У 0,8А $l^{max} = 4{,}8$ м. Выбираем первый вариант, поскольку глубина проникновения струи при этом ближе к глубине помещения. Дополнительным преимуществом варианта с КНЭ-У 1,2 является уменьшение капитальных и эксплуатационных затрат за счет сокращения числа ЭКД.

За ширину расчетного модуля принимаем $Ш = 3$ м. Поскольку глубина проникновения приточной струи незначительно отличается от глубины расчетного модуля, дополнительная подача воздуха во внутреннюю зону не требуется.

3. По номограмме на рис. 129 при ширине модуля $Ш = 3$ м, высоте $H = 3$ м для типоразмера КНЭ-У 1,2 находим $\bar{u}^{max}_{р.з} = 0{,}064$.

4. Задаваясь величиной $u^{max}_{р.з} = 0{,}185$ м/с, в соответствии с рекомендуемым диапазоном 0,15—0,2 м/с, по номограмме на рис. 129 находим $L_{пр} = 600$ м³/ч, $u_{т.о} = 3{,}0$ м/с.

5. По графику на рис. 130 находим максимально допустимое значение $Ar_{о.кр}$, при котором обеспечивается устойчивое настилание струи на потолок помещения. При $H = 3{,}0$ м величина $Ar_{о.кр} = 0{,}0065$.

6. Для определения величины $Ar_{о.ф}$ вычисляем значение $\Delta t_{ас}$ по формуле (6.12). Теплоизбытки по явному теплу на один ЭКД составят $1600 : 2 = 800$ ккал/ч.

$$\Delta t_{ас} = \frac{800}{600 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}24} = 4{,}63^\circ\text{C}.$$

7. По графику на рис. 130 при $\Delta t_{ас} = 4{,}63^\circ$ С и $L_{пр} = 600$ м³/ч для КНЭ-У 1,2 величина $Ar_{о.ф} = 0{,}0017$. Поскольку $Ar_{о.ф} < Ar_{о.кр}$, то обеспечено устойчивое настилание приточной струи на потолок.

8. Производим расчет поправок к максимальной скорости воздуха в рабочей зоне, обусловленных неизотермичностью режима. Определяем величины удельных конвективных потоков от окна по формулам (6.13) и (6.14):

$$q_к = \frac{1500 : 2}{2{,}3 \cdot 3} = 108{,}7 \text{ ккал/ч·м}^2;$$

$$q^3_к = \frac{1700 : 2}{2{,}3 \cdot 3} = 123{,}19 \text{ ккал/ч·м}^2.$$

9. Пользуясь графиком на рис. 131, по найденным значениям $q_к$ и $q^3_к$ определяем максимальную скорость конвективного потока при высоте окна $h = 2{,}3$ м: $u_{к.о} = 0{,}46$ м/с; $u^3_{к.о} = 0{,}48$ м/с.

10. Определяем относительную максимальную скорость конвективного потока по формулам (6.15):

$$\bar{u}_{к.о} = \frac{0{,}46}{3{,}0} = 0{,}155; \quad \bar{u}^3_{к.о} = \frac{0{,}48}{3{,}0} = 0{,}16.$$

11. Определяем величину $\bar{x}_о$ по формуле (6.16):

$$\bar{x}_о = \sqrt{\frac{3{,}0 - 1{,}2}{0{,}35} \cdot \frac{2{,}3}{0{,}35}} = 2{,}34.$$

12. Определяем относительную скорость конвективного потока в конце пути приточной струи по формулам (6.17):

$$\bar{u}_{к.\,г} = \frac{0{,}67 \cdot 0{,}155 \cdot 2{,}34}{2{,}34 + \dfrac{5{,}25}{0{,}35}} = 0{,}0139; \quad \bar{u}^{з}_{к.\,г} = \frac{0{,}67 \cdot 0{,}16 \cdot 2{,}34}{2{,}34 + \dfrac{5{,}25}{0{,}35} + \dfrac{0{,}7}{0{,}35}} = 0{,}0129.$$

13. Определяем величину поправки по формулам (6.18):

$$\Delta\bar{u}_{р.\,з} = \frac{2 \cdot 0{,}0147\,\dfrac{5{,}25}{0{,}35}}{\sqrt{\left(\dfrac{5{,}25}{0{,}35}\right)^2 + \left(\dfrac{3 + 1{,}2}{0{,}35 \cdot 4}\right)^2}} = 0{,}0272;$$

$$\Delta\bar{u}^{з}_{р.\,з} = \frac{2 \cdot 0{,}0129\,\dfrac{5{,}25 + 0{,}7}{0{,}35}}{\sqrt{\left(\dfrac{5{,}25 + 0{,}7}{0{,}35}\right)^2 + \left(\dfrac{3 + 1{,}2}{0{,}35 \cdot 4}\right)^2}} = 0{,}0253.$$

14. Определяем относительные максимальные скорости в рабочей зоне для расчетных режимов теплого и холодного периодов года по формулам (6.19):

$$\bar{u}^{max}_{р.\,з} = 0{,}064 + 0{,}0272 = 0{,}0912; \quad \bar{u}^{max\ з}_{р.\,з} = 0{,}064 - 0{,}0253 = 0{,}0387.$$

15. Определяем абсолютные величины максимальных скоростей в рабочей зоне для расчетных режимов теплого и холодного периодов года по формулам (6.20):

$$u^{max}_{р.\,з} = 0{,}0912 \cdot 3 = 0{,}27 \text{ м/с}; \quad u^{max\ з}_{р.\,з} = 0{,}0387 \cdot 3 = 0{,}12 \text{ м/с}.$$

Обе вычисленные величины скорости находятся в пределах нормируемого диапазона скоростей в рабочей зоне от 0,3 до 0,05 м/с. Следовательно, подбор ЭКД и его воздухопроизводительности произведены правильно.

16. Подсчитываем требуемое количество первичного воздуха по формуле (6.9). Принимаем санитарную норму свежего воздуха на одного человека $L_{св} = 40$ м³/ч.

$$L_{св} = 4 \cdot 40 = 160 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По графику на рис. 126 находим, что для обеспечения требуемого количества приточного воздуха $L_{пр} = 600$ м³/ч при соплах $d_с = 4{,}5$ мм требуется 180 м³/ч первичного воздуха. При этом необходимо увеличение санитарной нормы до 180 : 4 = 45 м³/ч, что вполне отвечает рекомендациям к формуле (6.9). Окончательно принимаем $L_н = 180$ м³/ч.

17. Фактический коэффициент эжекции вычисляется по формуле (6.8):

$$k_э = \frac{600 - 180}{180} = 2{,}34.$$

18. Проводим построение процессов обработки воздуха на I—d-диаграмме (рис. 133) для одного ЭКД типа КНУ-1,2. Вычисляем угловой коэффициент летнего луча процесса в помещении:

$$\varepsilon_в = 1000 : 0{,}32 = 3130.$$

Определяем нагрев приточного воздуха в вентиляторе, приняв потери давления 100 кгс/м²:

$$\Delta t_в = 0{,}01 \cdot 100 = 1^\circ\text{C}.$$

Вычисляем ассимиляционную разность энтальпий внутреннего и приточного воздуха:

$$\Delta I_{ас} = \frac{Q^{max}_{изб}}{L_{пр}\rho_{пр}} = \frac{2000 \cdot 2}{600 \cdot 1{,}2} = 1{,}37 \text{ ккал/кг}.$$

На I—d-диаграмму наносим точки H — расчетные летние параметры и B — внутренние параметры в теплый период года. Через точку B проводим летний луч процесса. От линии энтальпии точки B откладываем вниз величину ΔI_{ac}. Тем самым определяется положение линии энтальпии приточного воздуха. Пересе-

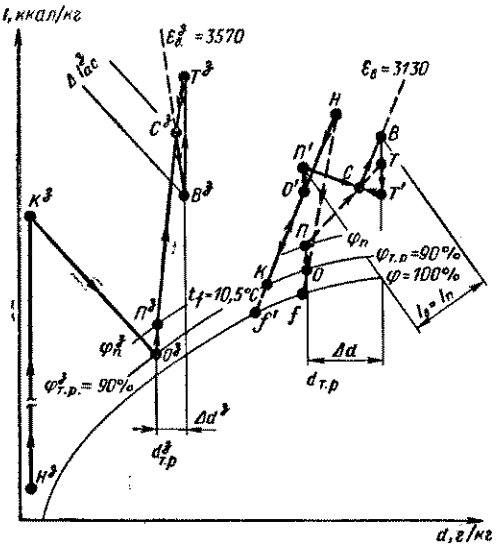


Рис. 133. Построение на I—d-диаграмме процессов обработки воздуха в эжекционной СКВ в теплый и холодный периоды года

Параметры	Холодный период года						
	Точки						
	H^3	K^3	O^3	Π^3	C^3	T^3	B^3
t, °С	—26	17,6	5,8	6,8	26,6	34	20
d, г/кг	0,15	0,15	5,12	5,12	6,12	6,52	6,52
I, ккал/кг	—6,05	4,5	4,5	4,76	10,17	12,1	8,76

Параметры	Теплый период года									
	Точки									
	H	O	O'	Π	Π'	T	T'	B	K	C
t, °С	28,5	13,8	18,8	14,8	19,8	21,5	19,2	24	12,5	19,4
d, г/кг	10,08	8,83	8,83	8,83	8,93	10,3	10,3	10,3	8,0	9,86
I, ккал/кг	13,0	8,64	9,9	8,85	10,18	11,4	10,81	12,03	7,8	10,66

чение этой линии с линией луча процесса определяет положение точки C, выражающей параметры приточного воздуха в расчетном режиме для теплого периода года.

19. Определяем параметры первичного воздуха после осушки и охлаждения его в центральном кондиционере и после нагрева в вентиляторе. Для этого нахо-

дим величину Δd — расчетную разность влагосодержания внутреннего и первичного воздуха летом:

$$\Delta d = (d_в - d_с)(1 + k_э) = (10{,}3 - 9{,}86)(1 + 2{,}34) = 1{,}47 \text{ г/кг}.$$

Отложив на I—d-диаграмме величину Δd влево от вертикали, проходящей через точку B, получаем линию влагосодержания воздуха после его обработки в центральном кондиционере $d_{т.р}$. Пересечение этой линии с кривыми $\varphi_{т.р}$ и $\varphi_п$ определяет положение точки O (параметры воздуха после охлаждения и сушки в центральном кондиционере) и точки П (параметры воздуха после нагрева в вентиляторе). Кривая $\varphi_{т.р}$ соответствует относительной влажности наружного воздуха после его обработки в камере орошения или поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера. Величина $\varphi_{т.р}$ зависит от коэффициента эффективности работы тепломассообменного аппарата центрального кондиционера. Обычно $\varphi_{т.р}$ принимается в пределах 85—95%. Кривая $\varphi_п$ соответствует относительной влажности первичного воздуха и отстоит от кривой $\varphi_{т.р}$ на величину $\Delta t_в$, равную нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

20. В четырехтрубной системе нет зональных подогревателей на приточных воздуховодах, поэтому первичный воздух после вентилятора с параметрами точки $П$ поступает к соплам ЭКД. После выхода из сопл первичный воздух смешивается с рециркуляционным воздухом, охлажденным в теплообменнике ЭКД. Положение точки T, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его охлаждения в теплообменнике ЭКД, определяют, соединяя точки $П$ и C прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку B.

Производим построение процесса осушки и охлаждения первичного воздуха в центральном кондиционере. Точки H и O соединяем прямой линией, которую продолжаем до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке f, отвечающей требуемой средней температуре поверхности тепло- и массообмена (средняя температура капель в камере орошения или средняя температура оребренной поверхности в поверхностных воздухоохладителях). На I—d-диаграмме находим температуру t_f, которая должна быть не менее чем на 3—5° С выше температуры холодной воды центрального источника холодоснабжения. При проектировании следует учитывать, что, как правило, температура воды, подаваемой от источника холода, бывает не ниже 6° С.

21. Охладительная нагрузка на теплообменник ЭКД определяется с учетом холода, вносимого первичным воздухом:

$$Q_{ох} = Q^{max}_{изб} - L_в \rho_н (I_в - I_н) = 1000 - 180 \cdot 1{,}2\,(12{,}03 - 8{,}83) = 306 \text{ ккал/ч}.$$

Как правило, в современных многоэтажных зданиях со значительным остеклением в наружных ограждениях суточное изменение теплоизбытков в теплый период года составляет 60—70% максимальной величины $Q^{max}_{изб}$. Возможный максимальный холод первичного воздуха, как правило, составляет 60—70% $Q^{max}_{изб}$. При незначительных теплоизбытках в помещениях (например, на теневой стороне здания) может потребоваться подача тепла для компенсации холода первичного воздуха, что приведет к перерасходу и холода и тепла.

В целях обеспечения экономичных режимов работы ЭСКВ по расходу холода целесообразно выбирать режимы обработки воздуха в центральном кондиционере таким образом, чтобы параметры первичного воздуха в точке $П$ (рис. 133) обеспечивали вносимый первичным воздухом холод не более 30—40% $Q^{max}_{изб}$. Соответственно охладительная нагрузка на теплообменник ЭКД в этих случаях должна составлять 70—60% $Q^{max}_{изб}$, что позволит осуществить экономичное регулирование потребления холода в ЭСКВ изменением расхода холодной воды через теплообменник ЭКД.

Уменьшение холода, вносимого первичным воздухом, можно обеспечить применением автоматизированного байпаса камеры орошения или поверхностного воздухоохладителя в составе центрального кондиционера.

Для нашего примера холод первичного воздуха составляет 69% $Q_{изб}^{max}$, что много. Рассчитаем параметры первичного воздуха, при которых его холодопроизводительность составят 0,4 $Q_{изб}^{max}$ = 400 ккал/ч. Соответствующая этим параметрам точка $П'$ (рис. 133) будет находиться на одной вертикали с точкой $П$, но выше ее. Рассчитаем требуемую ассимиляционную разность энтальпий внутреннего и первичного воздуха:

$$\Delta I'_{ас} = \frac{400}{180 \cdot 1,2} = 1,85 \text{ ккал/кг.}$$

Находим требуемую энтальпию первичного воздуха

$$I'_{п} = 12,03 - 1,85 = 10,18 \text{ ккал/кг.}$$

Положение точки $П'$ находим на пересечении линий $I'_{п}$ и $d_{т.р.}$ При этом $t'_{п} = 19,8°$ (рис. 133).

Рассчитываем новые параметры точки, выражающей состояние воздуха после вентилятора кондиционера — $О'$. Температура воздуха в этой точке находится на $\Delta t_{в}$ ниже температуры $t'_{п} - t'_{о} = 19,8 - 1 = 18,8°$ С.

22. Производим построение необходимого процесса осушки и охлаждения первичного воздуха в центральном кондиционере. Для этого соединяем точки $Н$ и $О'$ и продолжаем линию до пересечения с кривой $\varphi_{т.р.}$ Определяем параметры точки $К$, выражающей состояние воздуха после его обработки в камере орошения кондиционера. Точка $О'$ выражает состояние смеси наружного воздуха $Н$ и воздуха после камеры орошения $К$.

Продолжая линию $Н—К$ до ее пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, получаем положение точки f', температура которой $t_f = 10,5°$ С, что вполне достижимо при обработке воздуха холодной водой в камере орошения или ПВО.

23. Соединяем точки $П'$ и $С$ и проводя построение на $I—d$-диаграмме аналогично п. 20, получим параметры точки $Т'$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его охлаждения в теплообменнике ЭКД.

Для определения расхода холодной воды через теплообменник ЭКД необходимо выбрать начальную температуру холодной воды t_{w_1} с учетом рекомендаций к формуле (6.7). Для нашего примера $P_{н_1} = 22,38$ мм рт. ст., $P_{п_1} = 12,3$ мм рт. ст. Тогда по формуле (6.7)

$$P_{w_1} = 22,38 - \frac{(22,38 - 12,3)}{0,86} = 10,8 \text{ мм рт. ст.}$$

По таблицам в работе [26] находим $t_{w_1} = 12,4°$ С. По формуле (6.4) вычисляем требуемый удельный показатель холодопроизводительности теплообменника ЭКД:

$$A_{ох} = \frac{Q_{ох}}{\rho_{в}(t_{в} - t_{w_1})} = \frac{600}{1,18(24 - 12,4)} = 43,7.$$

С учетом поправки на трехрядный теплообменник требуемый

$$A_{ох} = 43,7 : 0,95 = 46.$$

По графику на рис. 125, *б* находим, что при $G_{н} = 180 \cdot 1,2 = 216$ кг/ч требуется расход холодной воды 400 кг/ч.

24. Производим построение на $I—d$-диаграмме процессов обработки воздуха в холодный период года. Наносим точки $В^3$ — параметры внутреннего воздуха, $Н^3$ — параметры наружного воздуха (рис. 133). Вычисляем луч процесса в обслуживаемом помещении для холодного периода:

$$\varepsilon_{в}^{3} = -1000 : 0,28 = -3570.$$

Определяем требуемую величину напора энтальпий приточного воздуха для компенсации теплопотерь:

$$\Delta I^з_{ав} = \frac{Q_{пот}}{L_{пр}\rho_{пр}} = \frac{1000}{600 \cdot 1{,}18} = 1{,}41 \text{ ккал/кг}.$$

Проводим построение вспомогательных кривых $\varphi^з_{т.р}$ и $\varphi^з_п$ в соответствии с конкретными данными работы аппаратов в составе центрального кондиционера. Через точку $B^з$ проводим зимний луч поцесса. От линии энтальпии точки $B^з$ откладываем вверх величину $\Delta I^з_{ас}$, тем самым определяем положение линии энтальпии приточного воздуха. Пересечение этой линии с линией луча процесса определяет положение точки $C^з$, выражающей параметры приточного воздуха в расчетном режиме для холодного периода года.

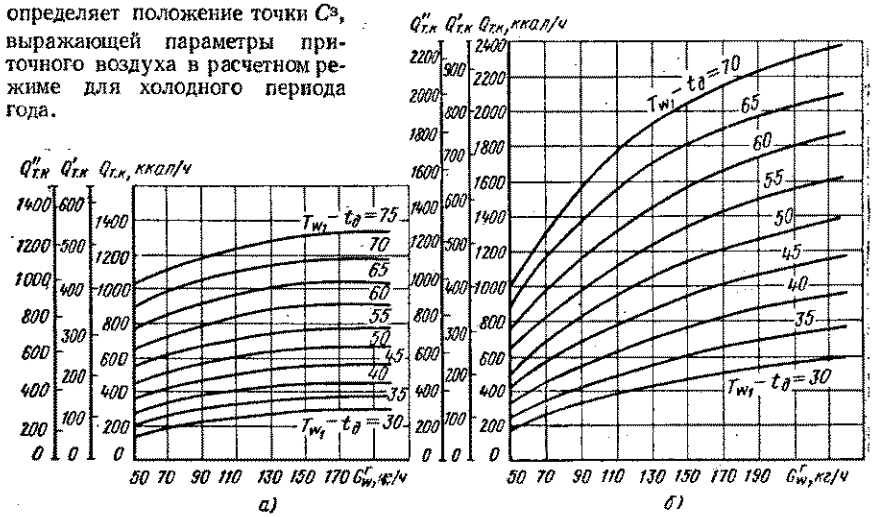


Рис. 134. Тепловая производительность теплообменников КНЭ-У 0,8А (*а*) и КНЭ-У 1,2 (*б*) на режиме естественной конвекции:

$Q_{т.к}$ — для двухрядного теплообменника; $Q'_{т.к}$ — для трехрядного теплообменника, когда горячая вода проходит по однорядному теплообменнику; $Q''_{т.к}$ — для трехрядного теплообменника, когда горячая вода проходит по двухрядному теплообменнику

Для нашего примера построением на I—d-диаграмме находим (рис. 133): $d^з_с = 6{,}12$ г/кг; $I^з_а = 10{,}17$ ккал/кг.

25. Определяем параметры первичного воздуха после его увлажнения в контактном аппарате центрального кондиционера и после нагрева в вентиляторе и воздуховодах. Для этого находим величину $\Delta d^з$ — расчетную разность влагосодержаний внутреннего и первичного воздуха зимой:

$$\Delta d^з = \left(d^з_в - d^з_с\right)(1 + k_э) = (6{,}52 - 6{,}12)(1 + 2{,}34) = 1{,}34 \text{ г/кг}.$$

Отложив на I—d-диаграмме величину $\Delta d^з$ влево от вертикали, проходящей через точку $B^з$, получаем линию влагосодержания первичного воздуха после его обработки в центральном кондиционере $d^з_{т.р}$. Пересечение этой линии с кривыми $\varphi^з_{т.р}$ и $\varphi^з_п$ определяет положение точки $O^з$ (параметры воздуха после увлажнения

в центральном кондиционере) и точки $П^3$ (параметры воздуха после вентилятора и нагрева в воздуховодах).

Для нашего примера построением находим: $d^3_{т.р} = 5{,}8$ г/кг; $t^3_о = 5{,}8°$ С; $t^3_п = 6{,}8°$ С; $I^3_п = 4{,}76$ ккал/кг.

26. Соединяя точки $П^3С^3$ прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку $В^3$, получаем положение точки $Т^3$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его нагрева в теплообменнике ЭКД: $t^3_т = 34°$ С; $I^3_т = 12{,}1$ ккал/кг.

27. Пересечение адиабаты, проведенной через точки $О^3$, с вертикалью, проведенной через точку $Н^3$, определяет положение точки $К^3$, которая выражает состояние воздуха после нагрева в калорифере первого подогрева центрального кондиционера.

28. Вычисляем расчетные нагрузки на теплообменники каждого ЭКД:
в режиме вынужденной конвекции

$$Q_т = Q_{пот} + L_в\rho_н\left(I^3_в - I^3_п\right) = 1000 + 180 \cdot 1{,}26\,(8{,}76 - 4{,}76) = 1908 \text{ ккал/ч};$$

в режиме естественной конвекции

$$Q_{т.к} = Q_{пот}\frac{t_д + t^3_н}{t^3_в + t^3_н} = 1000\,\frac{15 + 26}{20 + 26} = 890 \text{ ккал/ч}.$$

29. Расчеты режимов нагрева необходимо начинать с режима естественной конвекции, поскольку в этом режиме теплообменник ЭКД имеет меньшие удельные показатели теплопроизводительности. Используя вычисленную в п. 28 величину $Q_{т.к}$, по графику на рис. 134 находим минимально допустимый расход воды $G^г_w$ при максимально допустимом температурном перепаде $\left(T_{w_1} - t_д\right)$.

Определив разность $(T_{w_1} - t_д)$, находим T_{w_1} в режиме естественной конвекции для холодного периода года. Температура T_{w_1} на все здание определяется по наиболее нагруженному теплообменнику. Для нашего примера по графику на рис. 134, *б* для однорядного теплообменника находим: $G^г_w = 200$ кг/ч; $T_{w_1} - t_д = 70°$ С.

Начальная температура горячей воды для расчетного режима нагрева внутреннего воздуха при естественной конвекции $T_{w_1} = 15 + 70 = 85°$ С.

30. В режиме нагрева внутреннего воздуха при вынужденной конвекции расход горячей воды целесообразно принять равным расходу по п. 29. Тогда по графику на рис. 122, *б* при $d_с = 4{,}5$ мм, $G_н = 216$ кг/ч, $G^г_w = 200$ кг/ч находим $A_т = 49$. Для нашего случая нагрев воздуха происходит в однорядном теплообменнике и необходимо использовать понижающий множитель $n = 0{,}64$; тогда $A_т = 49 \cdot 0{,}64 = 31{,}5$.

31. По преобразованной формуле (6.1) находим требуемую начальную температуру горячей воды в режиме нагрева при вынужденной конвекции:

$$T_{w_1} = t_1 + \frac{Q_т}{A_т\rho_в} = 20 + \frac{1909}{31{,}5 \cdot 1{,}2} = 70° \text{ С}.$$

Глава VII КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА АВТОНОМНЫХ И МЕСТНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Отличительным признаком автономных кондиционеров является наличие встроенной в агрегат холодильной машины, т. е. автономный кондиционер располагает собственным источником холодоснабжения и не зависит от центральной системы снабжения холодом, как это характерно для неавтономных кондиционеров. В соответствии с ГОСТ 10808—73 выделяются два основных типа автономных кондиционеров общего назначения: КТА-1 с водяным охлаждением конденсатора и КТА-2 с воздушным охлаждением конденсатора. По конструктивному исполнению автономные кондиционеры могут быть блочными, блочно-секционными и секционными.

В испарительных кондиционерах охлаждение кондиционируемого воздуха осуществляется методами прямого и косвенного испарительного охлаждения, т. е. этот тип кондиционеров располагает собственными источниками холодоснабжения и не нуждается в централизованном снабжении холодной водой. По этому отличительному признаку испарительные кондиционеры можно условно отнести к классу автономных.

§ 7.1. АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ КОНДЕНСАТОРА

В соответствии с ГОСТ 10808—73 автономные кондиционеры с водяным охлаждением конденсатора должны иметь производительность по воздуху от 1,6 до 80 тыс. м³/ч, производительность по холоду от 6 до 315 тыс. ккал/ч и по теплу от 10 до 500 тыс. ккал/ч. Показатели производительности кондиционеров по холоду, теплу и потребляемой мощности приняты при постоянных паспортных условиях, приведенных в табл. 24. В автономные кондиционеры должны встраиваться герметичные и бессальниковые фреоновые компрессоры на фреоне 22.

Отечественной промышленностью освоено серийное производство части общего ряда автономных кондиционеров с водяным охлаждением конденсатора, технические показатели которых представлены в табл. 25.

На рис. 135 представлена принципиальная схема автономного кондиционера КВИ-17 с водяным охлаждением конденсатора.

При работе вентилятора *2* в кондиционер поступает смесь наружного и рециркуляционного воздуха, которая очищается в фильтре *17* и поступает на охлаждение в испарителе *1* холодильной

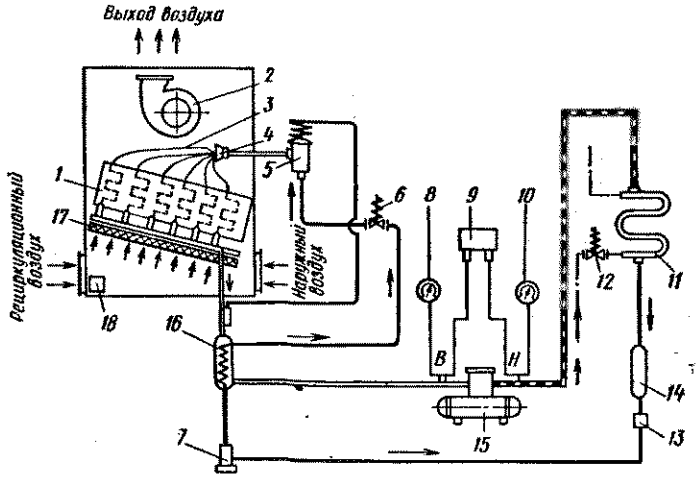


Рис. 135. Принципиальная схема устройства автономного кондиционера КВ1-17 с водяным конденсатором

машины. Циркуляция холодильного агента (фреон 22) обеспечивается работой компрессора *15*. Газообразные пары холодильного агента нагнетаются компрессором *15* в водяной конденсатор *11*,

Таблица 24

Паспортные условия при испытаниях автономных кондиционеров общего назначения (по ГОСТ 10808—73)

Параметры	Производительность	
	по холоду и потребляемой мощности	по теплу
Состояние воздуха, входящего в кондиционер:		
температура, °С	27	21
относительная влажность, % . .	50	30
Состояние наружного воздуха:		
температура, °С	35	—5
относительная влажность, % . .	40	80
Температура охлаждающей воды, °С	24	6
Часть наружного воздуха в общем количестве обрабатываемого воздуха, %	30	15

конструктивно выполненный из двух труб, находящихся одна внутри другой: по одной трубе проходит фреон 22, по другой — охлаждающая вода. Сконденсировавшийся жидкий агент под давлением конденсации поступает в ресивер *14*, а затем по жидко-

стной трубе проходит через фреоновый фильтр *7* и змеевик теплообменника *16*. Через теплообменник одновременно проходят холодные пары фреона 22, поступающие к всасывающей стороне компрессора, что обеспечивает переохлаждение жидкого холодильного агента.

Таблица 25

Технические показатели автономных кондиционеров с водяным конденсатором

Показатели	Кондиционер					
	КА-6	КС-12А	КВ-17	КВ-24	КС-35	КС-50
Производительность по воздуху, м³/ч	1700	2400	3500	5400	7000	10 000
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	0,4	0,6	1,1	1,5	3,0	3,0
Свободное давление вентилятора для сети воздуховодов, кгс/м² . . .	Нет	5	30	30	15	15
Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч . . .	6	12	17	24	35	50
Расход воды на охлаждение конденсатора (при $t_{w_1} = 24°$ С), м³/ч	1,2	2,06	3,8	4,5	7,0	9,3
Мощность электродвигателя компрессора, кВт	2,8	3,1	6,2	10	14	20
Мощность электронагревателей, кВт	Нет	4,8	Нет	Нет	11	15
Тепловая производительность электронагревателей, тыс. ккал/ч . .	Нет	4,3	Нет	Нет	9,4	15
Габаритные размеры, мм:						
высота	1400	1770	1800	1800	1840	1977
ширина	950	1120	1200	1200	1580	1983
глубина	535	660	500	750	1050	1130
Масса кондиционера, кг	340	700	540	800	1500	2000

Далее переохлажденный фреон 22 поступает в терморегулирующий вентиль *5*, где происходит дросселирование жидкого хладоагента и понижение его давления. Через распределитель *4* по подводящим трубкам *3* фреон 22 поступает в трубки испарителя *1*. Вследствие увеличения объема в испарителе еще больше понижается давление, и жидкий холодильный агент кипит, снижая свою температуру до 3—7° С. Кипящий холодильный агент понижает температуру трубок и наружного оребрения испарителя. Со стороны оребрения испарителя проходит воздух, который отдает тепло на образование паров холодильного агента. Если температура наружной поверхности испарителя ниже температуры точки росы воздуха, то одновременно с охлаждением воздуха происходит и его осушение.

На всасывающем трубопроводе испарителя *1* закреплен термобаллон терморегулирующего вентиля *5*. Вентиль регулирует наполнение холодильным агентом трубок испарителя по разности давлений при температуре кипения и температуре перегрева паров на выход из испарителя. В случае, если в испаритель поступает мало жидкого фреона 22, то будет иметь место перегрев его паров на выходе из испарителя, что вызовет повышение давления в термобаллоне и обеспечит большее открытие проходного сечения терморегулирующего вентиля *5*.

Из испарителя пары холодильного агента через теплообменник *16* отсасываются компрессором *15*. Предохранение компрессора от повышенного давления на стороне нагнетания (*H*) осуществляется автоматическим регулятором давления *9*, электрическая схема которого связана с магнитным пускателем электродвигателя компрессора. При повышении давления нагнетания от настроенного уровня электрические контакты регулятора *9* размыкаются, и электродвигатель компрессора останавливается. После понижения давления контакты замыкаются (обычно под действием пружины), и электродвигатель компрессора включается. Автоматический регулятор низкого давления (*B*) работает аналогичным образом, но от импульса уменьшения давления во всасывающей линии компрессора ниже настроенного уровня.

Датчик температуры *18* контролирует температуру воздуха в помещении и воздействует на магнитный пускатель электродвигателя компрессора. При понижении температуры внутреннего воздуха датчик подает команду на остановку электродвигателя компрессора, а при повышении температуры — на пуск.

При замыкании контактов магнитного пускателя электродвигателя компрессора одновременно включаются соленоидный вентиль *6*, открывающий доступ холодильного агента в испаритель *1*, и соленоидный вентиль *12*, открывающий доступ в конденсатор *11* охлаждающей воды. При размыкании контактов магнитного пускателя останавливается электродвигатель компрессора и одновременно закрываются соленоидные вентили.

Наблюдение за работой холодильной машины осуществляется с помощью мановакуумметров *10* и *8*, установленных соответственно на стороне нагнетания и всасывания компрессора. Для обеспечения консервации холодильной машины служит ручной запорный вентиль *13*.

Холодопроизводительность холодильных машин зависит как от их характеристик, так и от параметров охлаждаемого воздуха и охлаждающей конденсатор воды. Поэтому сравнение показателей работы автономных кондиционеров необходимо проводить для стандартных условий, которые согласно ГОСТ 10808—73 нормируются показателями по табл. 24.

Характеристики компрессора составляются по данным стендовых испытаний и представляются в форме табличной или графической зависимости (см. например, рис. 89). Помимо данных

о компрессоре необходимо располагать характеристиками теплообменников, включенных в схему холодильной машины кондиционера, знать расходы воздуха через испаритель, расходы воды через конденсатор.

Для определения показателей работы автономного кондиционера при различных сочетаниях температур внутреннего $t_в$ и наружного воздуха $t_н$, температуры охлаждающей воды t_{w_1} А. А. Гоголин предложил метод построения расчетных диаграмм кондиционера. Располагая характеристикой компрессора (например, по рис. 89), проводят пересчет данных о холодопроизводительности в зависимости от температуры стенки трубы испарителя ($t_т$):

$$t_т = t_0 + \frac{Q_х}{F_{вн}\alpha_{вн}} °C, \tag{7.1}$$

где $Q_х$ — холодопроизводительность компрессора при выбранной температуре испарения t_0 и конденсации $t_к$, ккал/ч; $F_{вн}$ — внутренняя поверхность трубок испарителя, м²; $\alpha_{вн}$ — внутренний коэффициент теплоотдачи холодильного агента к трубкам, ккал/м²·ч·град.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{вн}$ вычисляется по формуле (3.2) с использованием известных конструктивных показателей и в зависимости от изменяющейся холодопроизводительности испарителя кондиционера.

По результатам расчетов строится графическая зависимость $Q_х = f(t_т; t_к)$, т. е. характеристика компрессора (см. линию *1* на рис. 136). Под горизонтальной координатой $t_т$ строятся две вспомогательные линии для определения температуры испарения t_0 и средней температуры наружной поверхности испарителя t_f. Линия $t_0 = f(t_т)$ строится по температурной разности $(t_т - t_0)$, которая вычисляется по формуле (7.1).

Линия $t_f = f(t_т)$ строится по температурной разности $(t_f - t_т)$, вычисляемой по уравнению

$$t_f - t_т = \frac{Q_х}{F_н}\frac{1-\eta_н}{\alpha_н \xi \eta_н} °C, \tag{7.2}$$

где $F_н$ — наружная поверхность испарителя, м²; $\alpha_н$ — наружный коэффициент теплоотдачи, ккал/м²·ч·°С; $\eta_н$ — коэффициент эффективности для всей наружной поверхности; ξ — коэффициент увеличения теплообмена от конденсации влаги на поверхность испарителя (рекомендуется в расчетах принимать 1; 1,5; 2).

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ вычисляется в зависимости от заданной конструкции и расхода воздуха через испаритель по соответствующим опытным формулам (см. гл. III). Коэффициент эффективности наружной поверхности $\eta_н$ вычисляется по формуле (3.5).

Характеристика компрессорно-конденсаторного агрегата строится в зависимости от температуры охлаждающей воды и вычисляется по уравнению

$$t_{w_1} = t_к - \frac{Q_x Q_к / Q_x}{G_w c_w F_{кw}} \text{ °C},$$

где $Q_к/Q_x$ — отношение тепла конденсации к холодопроизводительности в зависимости от $t_к$ и t_0; G_w — количество воды, проходящей через конденсатор, кг/ч.

Показатель использования начального напора температур в водяном конденсаторе $E_{кw}$ определяется зависимостью

$$E_{кw} = \frac{\Delta t_{кw}}{t_к - t_{w_1}} = 1 - e^{-\frac{k_к F_к}{G_w c_w}}, \qquad (7.3)$$

где $\Delta t_{кw}$ — подогрев воды в конденсаторе, °С; $k_к$ — коэффициент теплопередачи в конденсаторе, ккал/м²·ч·град; $F_к$ — поверхность конденсатора, к которой отнесен коэффициент теплопередачи, м².

Конструктивные показатели и расход воды через конденсатор известны, что позволяет вычислить $E_{кw}$ по правой части уравнения (7.3).

Для построения характеристики испарителя используется уравнение

$$Q_x = G c'_p \xi E_{ис} (t_1 - t_т) \text{ ккал/ч}, \qquad (7.4)$$

где G — количество воздуха, проходящего через испаритель, кг/ч; t_1 — температура воздуха перед испарителем, °С.

Показатель использования начального напора температур в испарителе определяется зависимостью

$$E_{ис} = \frac{\Delta t_{ис}}{t_1 - t_т} = 1 - e^{-\frac{\alpha_н F_н \eta_н}{G c'_p}},$$

где $\Delta t_{ис}$ — понижение температуры воздуха в испарителе, °С; $F_н$ — наружная поверхность испарителя, м².

Как правило, в испарителе автономного кондиционера охлаждается смесь рециркуляционного и наружного воздуха. Тогда температура смеси воздуха перед испарителем определяется по формуле

$$t_1 = \frac{(G - G_н) t_в + G_н t_н}{G} \text{ °C},$$

где $G_н$ — количество наружного воздуха, охлаждаемого в испарителе кондиционера, кг/ч.

Величины G и c'_p в уравнении (7.4) постоянны. Поэтому, если заданы величины ξ и t_1, то в системе координат Q_x — $t_т$ уравнение (7.4) будет показано прямой линией, пересекающей горизон-

тальную ось в точке t_1 (рис. 136). При постоянном значении величины t_1 нижняя граничная линия на расчетной диаграмме соответствует величине $\xi = 1$, а с ростом ξ наклон линий возрастает (линия *3*). Полученная линия является характеристикой испарителя, и в месте ее пересечения с линией характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата (линия *2*) по диаграмме получим точку P, отвечающую равновесной рабочей точке автономного кондиционера. Проведя из точки P линию, параллельную горизонтальной оси, получим на вертикальной оси значение рабочей холодопроизводительности кондиционера, а опуская перпендикуляр из точки P на горизонтальную ось, получим значение температуры стенки трубок испарителя. Используя вспомогательные линии, находим температуру испарения t_0 и среднюю температуру наружной поверхности испарителя t_f. На рис. 136 ход построения показан стрелками.

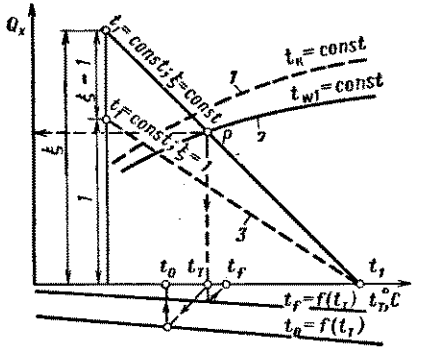


Рис. 136. Схема расчетной диаграммы для автономного кондиционера:

1 — характеристика компрессора; *2* — характеристика компрессорно-конденсаторного агрегата; *3* — характеристика испарителя

По данным А. А. Гоголина [5], процессы одновременного охлаждения и осушения воздуха в испарителях автономных кондиционеров при построении на I—d-диаграмме могут изображаться прямой линией, выходящей из точки начального состояния воздуха перед испарителем и направленной на среднюю температуру наружной поверхности испарителя t_f. Следовательно, коэффициент ξ определяется выражением, аналогичным (2.2):

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{c'_p (t_1 - t_2)} = \frac{I_1 - I_f}{c'_p (t_1 - t_f)},$$

где t_1 и I_1 — соответственно температура и энтальпия воздуха перед испарителем; t_2 и I_2 — соответственно температура и энтальпия воздуха после испарителя; t_f и I_f — соответственно температура и энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре поверхности испарителя.

При проектировании новой конструкции автономного кондиционера или при построении расчетной диаграммы для определенного типа кондиционера тепловой и влажностный балансы обслуживаемого помещения являются исходными, заданными величинами. Поэтому может быть вычислен угловой масштаб луча процесса $\varepsilon_в$, характеризующего ассимиляцию тепла и влаги в помещении. Если известны требуемые параметры воздуха в помещении, то нанеся их на I—d-диаграмму и проведя из этой точки

луч процесса $\varepsilon_в$, получим в месте пересечения луча процесса с кривой $\varphi = 100\%$ точку f, отвечающую требуемой температуре средней поверхности испарителя. Используя далее уравнения (7.1) и (7.2), можем вычислить требуемую температуру испарения холодильного агента и тем самым определить требуемый режим работы холодильной машины.

Возможно решение и обратных задач. Когда из расчетной диаграммы определенного типа автономного кондиционера найдена величина средней температуры наружной поверхности t_f, то на $I—d$-диаграмме на линии $\varphi = 100\%$ наносится эта точка и из нее проводится луч процесса $\varepsilon_в$. В месте пересечения луча $\varepsilon_в$ с изотермой, отвечающей требуемому уровню температуры в помещении, будут найдены остальные параметры внутреннего воздуха. Если найденное значение относительной влажности внутреннего воздуха значительно отличается от желаемого уровня, то надо изменить режим работы холодильной машины автономного кондиционера, а при проектировании новой установки изменить конструктивные показатели испарителя и построить новые характеристики для этого аппарата.

Для обеспечения экономичной работы автономных кондиционеров с водяным охлаждением конденсаторов, как правило, всегда требуется организация оборотного водоснабжения. Использование для охлаждения конденсаторов водопроводной или артезианской воды, с последующим сбросом подогревшейся воды в канализацию, как правило, недопустимо как по экономическим, так и социальным (необходимость охраны природных ресурсов) причинам. Для создания систем оборотного водоснабжения целесообразно использовать компактные высокоэффективные аппараты, например, типа ИО-50, рассмотренного в гл. V.

§ 7.2. АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ КОНДЕНСАТОРА

В соответствии с ГОСТ 10808—73 параметры автономных кондиционеров общего назначения с воздушным охлаждением конденсатора должны соответствовать производительности по воздуху от 1,6 до 25 тыс. м³/ч, производительности по холоду от 6,3 до 100 тыс. ккал/ч и теплу от 10 до 160 тыс. ккал/ч. Паспортные условия кондиционеров соответствуют также данным по табл. 24. Выпуск автономных кондиционеров с показателями по ГОСТ 10808—73 является задачей ближайших лет.

Автономные кондиционеры малой производительности конструктивно выполняются в форме горизонтальных агрегатов и в рабочем положении устанавливаются в оконном проеме (поэтому их часто называют «оконный» кондиционер). На рис. 137 представлена конструктивная схема оконного кондиционера БК 1500, выпускаемого Бакинским заводом бытовых кондиционеров.

Внутренняя перегородка *3* делит кондиционер на два отсека. В наружном отсеке *1* размещаются герметичный компрессор *2*, малошумный электродвигатель *11* с двумя свободными концами вала, воздушный конденсатор *13* и рабочее колесо осевого вентилятора *12*. Во внутреннем отсеке *6* размещается испаритель *7*, рабочее колесо центробежного вентилятора *8*, панель управления *5*. Все конструктивные элементы кондиционера заключены в общий кожух *14*.

В оконном проеме кондиционер устанавливается таким образом, что наружный отсек *1* сообщается с атмосферным воздухом, а внутренний отсек *6* выступает в обслуживаемое помещение. Через неподвижные жалюзи кожуха *14* наружный воздух засасывается в отсек *1*. Часть воздуха через отверстие *10* во внутренней перегородке *3* поступает к центробежному вентилятору *8*. Поступление наружного воздуха регулируется вручную заслонкой *9*. Основное количество наружного воздуха нагнетается осевым вентилятором *12* через конденсатор *13*, в трубки которого от компрессора *2* по фреонопроводу поступает холодильный агент под высоким давлением и с высокой температурой. Благодаря прохождению наружного воздуха со стороны оребрения трубок конденсатора *13* обеспечивается отвод тепла и конденсация холодильного агента, который в жидком виде поступает к капиллярной трубке *4*.

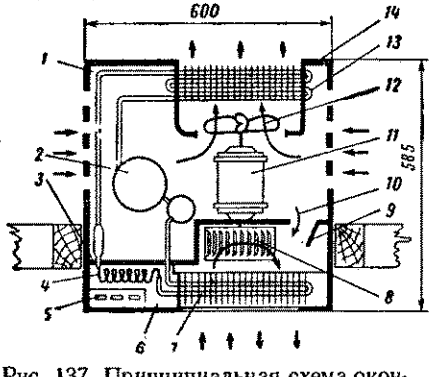


Рис. 137. Принципиальная схема оконного кондиционера БК 1500 с воздушным охлаждением конденсатора

Как было рассмотрено ранее (см. схему на рис. 86, *а*), для дросселирования холодильного агента от давления конденсации до давления испарения в крупных холодильных машинах используются терморегулирующие вентили. В отличие от этого, в схеме холодильной машины кондиционера БК 1500 терморегулирующий вентиль отсутствует, а в качестве дросселирующего устройства служит капиллярная трубка *4*. После капиллярной трубки холодильный агент с давлением испарения поступает в трубки испарителя *7*. Центробежный вентилятор *8* засасывает внутренний (рециркуляционный) и частично наружный воздух и нагнетает смесь воздуха со стороны оребрения трубок испарителя *7*. Благодаря испарению холодильного агента в трубках испарителя от воздуха отводится тепло, и охлаждаемый воздух поступает в обслуживаемое помещение. Парообразный холодильный агент после испарителя по фреонопроводу отсасывается в компрессор *2*.

Работа холодильного компрессора осуществляется от команды датчика, контролирующего температуру воздуха в обслуживаемом помещении. При понижении внутренней температуры от контролируемого значения датчик воздействует на пускатель и останавливает электродвигатель компрессора. При повышении внутренней температуры электродвигатель компрессора включается.

Кондиционер БК 1500 обладает следующими техническими показателями при стандартных условиях работы (см. табл. 24): производительность по воздуху 420 м³/ч; холодопроизводительность 1600 ккал/ч; потребляемая мощность 1,0 кВт/ч; работает от сети переменного однофазного тока напряжением 220 В; масса кондиционера 51 кг.

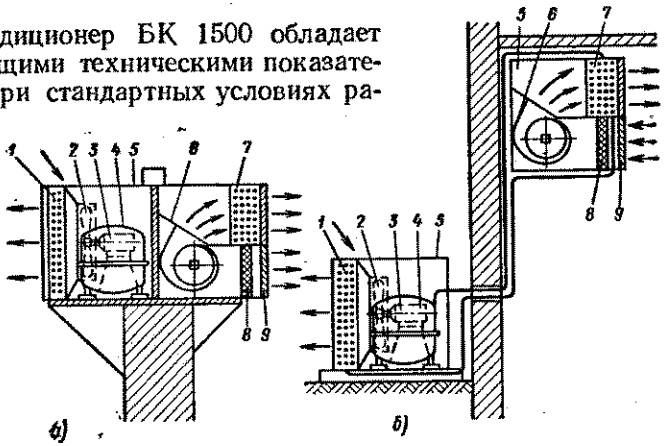


Рис. 138. Конструктивная схема агрегатно-раздельного автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора:

а — агрегатное исполнение; *б* — раздельное исполнение

На рис. 138 представлена конструктивная схема агрегатно-раздельного автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора. Принципиальное отличие заключается в том, что кондиционер при эксплуатационной установке может делиться на два агрегата: 1) наружный агрегат, включающий в себя герметичный компрессор *4*, осевой вентилятор *2* с электродвигателем *3* и воздушный конденсатор *1*; 2) внутренний агрегат, включающий в себя воздушный фильтр *8*, испаритель *7*, центробежный вентилятор с электродвигателем *6* и декоративную решетку *9* с поворотными жалюзи для направления потоков воздуха. Конструктивные элементы заключены в кожухе *5*.

Внутренний агрегат устанавливается в обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него, а наружный агрегат в таком месте, где удобно обеспечить доступ и удаление наружного воздуха. При агрегатно-раздельной конструкции понижается шумность кондиционера, так как компрессор и электровентиляторная группа конденсатора удалены от обслуживаемого

помещения; наружный отсек располагается в таком месте, где не ухудшается внешний вид здания.

Использование наружного воздуха для охлаждения конденсатора холодильной машины является серьезным преимуществом автономных кондиционеров типа КТА-2. Холодопроизводительность кондиционеров зависит от параметров воздуха, поступающего в испаритель и в конденсатор. Стандартные условия отвечают параметрам по табл. 24. Определение показателей работы автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсатора при параметрах воздуха, отличных от паспортных условий, проводится по методике, изложенной в § 7.1. Характеристика компрессорно-конденсаторного агрегата строится в зависимости от температуры наружного воздуха, служащего источником охлаждения воздушного конденсатора, и вычисляется по уравнению

$$t_н = t_к - \frac{Q_х \cdot Q_к/Q_х}{G_к c'_р E_к} \ °C,$$

где $G_к$ — количество воздуха, проходящего через конденсатор, кг/ч.

Показатель использования начального напора температур в воздушном конденсаторе определяется зависимостью

$$E_к = \frac{\Delta t_к}{t_к - t_н} = 1 - e^{k_к F_к / G_к c'_р},$$

где $\Delta t_к$ — подогрев воздуха в конденсаторе, °С.

§ 7.3. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Для обслуживания отдельных небольших помещений или их групп удобны местные кондиционеры двухступенчатого испарительного охлаждения, осуществляемые на базе теплообменника косвенного испарительного охлаждения из алюминиевых накатных трубок (рис. 139). Воздух очищается в фильтре *1* и поступает к вентилятору *2*, после нагнетательного отверстия которого делится на два потока — основной *3* и вспомогательный *6*. Вспомогательный поток воздуха проходит внутри трубок теплообменника *14* косвенного испарительного охлаждения и обеспечивает испарительное охлаждение воды, стекающей по внутренним стенкам трубок. Основной поток воздуха проходит со стороны оребрения трубок теплообменника и отдает через их стенки тепло воде, охлаждаемой испарением. Рециркуляция воды в теплообменнике осуществляется при помощи насоса *4*, который забирает воду из поддона *5* и подает ее на орошение через перфорированные трубки *15*. Теплообменник косвенного испарительного охлаждения выполняет в совмещенных кондиционерах двухступенчатого испарительного охлаждения роль первой ступени.

Увлажненный вспомогательный поток воздуха после теплообменника *14* отводится в атмосферу или используется для дополнительного охлаждения ограждающих конструкций, вентиляции вспомогательных помещений.

Основной поток воздуха после косвенного испарительного охлаждения в первой ступени поступает на прямое испарительное охлаждение во второй ступени — орошаемый слой *10*. Для ре-

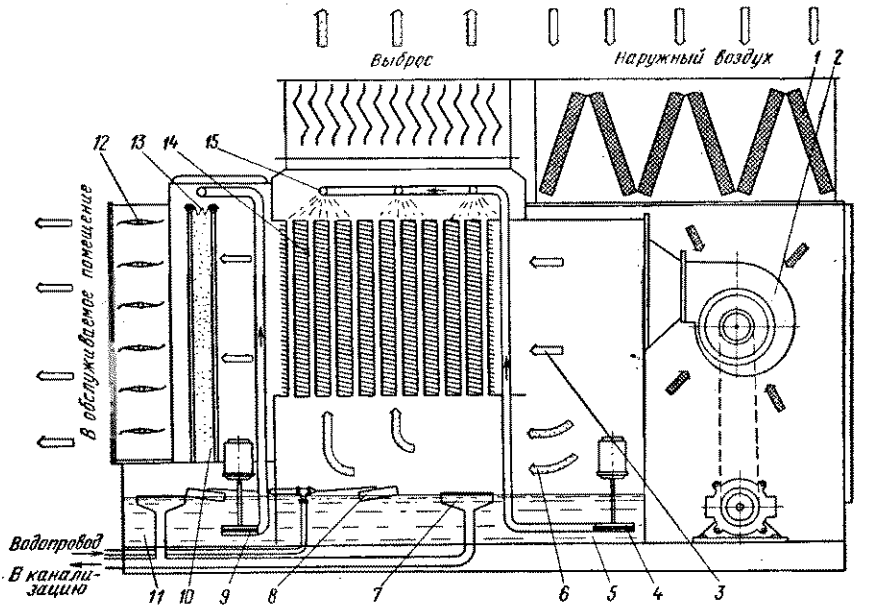


Рис. 139. Принципиальная схема обработки воздуха в местном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

циркуляции воды во второй ступени служит насос *9*, забирающий воду из поддона *11* и подающий ее через распределительное устройство *13* на орошение гигроскопичного материала заполнения кассет. Пополнение убыли воды в поддонах первой и второй ступеней осуществляется через шаровые клапаны *8*, а поддержание постоянного уровня воды — с помощью переливных устройств *7*. Соотношение количеств основного и вспомогательного потоков воздуха регулируется вручную створчатыми клапанами *12*.

Из приведенного описания видно, что основным элементом совмещенной схемы двухступенчатого испарительного охлаждения является теплообменник косвенного испарительного охлаждения. Особенности процессов переноса тепла и массы в этих теплообменниках подробно рассмотрены в § 3.3.

На основе проведенных исследований теплообменников косвенного испарительного охлаждения и прямого испарительного охлаждения в орошаемых слоях под руководством автора разра-

ботаны конструкции местных кондиционеров двухступенчатого испарительного охлаждения. По принципиальной схеме по рис. 139 разработан местный кондиционер двуступенчатого испарительного охлаждения типа КДИ-2,5 (кондиционер двухступенчатый испарительный производительностью по воздуху 2,5 тыс. м³/ч).

Для нормальной работы к кондиционеру КДИ-2,5 должен быть подведен воздуховод забора наружного воздуха; агрегат отвечает следующим показателям:

Производительность по воздуху, м³/ч:	
общая	4000
основного потока	2500
вспомогательного потока	1500
Мощность электродвигателей, кВт:	
вентиляторов	1,7
насосов	0,24
Род тока	Переменный, трехфазный
Напряжение, В	220/380
Свободное давление вентилятора для преодоления сети воздуховодов, кгс/м²	25
Габаритные размеры, мм:	
длина	2090
высота	1400
ширина	1005
Масса кондиционера (без воды), кг	632

Охлаждающий эффект кондиционера КДИ-2,5 зависит от параметров наружного воздуха и должен быть вычислен по данным конкретных условий применения. Из описания принципиальной схемы кондиционера КДИ-2,5 следует, что охлаждение основного потока воздуха первоначально происходит в совмещенном теплообменнике косвенного испарительного охлаждения (первая ступень). Эффективность охлаждения основного потока воздуха в теплообменнике первой ступени оценивается через показатель E_1 по выражению (3.25). По результатам экспериментальных исследований кондиционера КДИ-2,5 установлена зависимость показателя E_1 от начальных параметров воздуха, как это определяется эмпирической зависимостью (3.28).

Степень охлаждения основного потока воздуха во второй ступени оценивается через показатель эффективности адиабатического увлажнения типа E_A, который применительно к рассматриваемой схеме двухступенчатого испарительного охлаждения примет вид

$$E_{A_{II}} = (t_2 - t_3)/(t_2 - t_{м_2}),$$

где t_2 и $t_{м_2}$ — температура основного потока воздуха соответственно по сухому и мокрому термометрам после первой ступени, °С; t_3 — температура основного потока воздуха по сухому термометру после второй ступени, °С.

В соответствии с конкретными условиями применения кондиционера КДИ-2,5 по выражению (3.28) вычисляется коэффициент E_1.

По результатам испытаний кондиционера КДИ-2,5 установлена малая зависимость показателя $E_{A_{II}}$ от начальных параметров воздуха, поступающего на обработку во вторую степень. Для расчета степени охлаждения основного потока воздуха во второй ступени кондиционера КДИ-2,5 рекомендуется пользоваться опытной величиной $E_{A_{II}} = 0{,}75$.

На рис. 140 представлена принципиальная схема кондиционера многоступенчатого испарительного охлаждения, в котором полезно используется тепловая энергия выбросного потока воздуха в теплообменнике из тепловых трубок (ТТ). Наружный воздух по воздухоприемнику *1* через теплообменник *2*, состоящий из теплопередающих трубок *14*, поступает к вентилятору *3*. После нагнетательного отверстия вентилятора воздух делится на основной и вспомогательный потоки. Основной поток проходит со стороны оребрения теплообменника *9* косвенного испарительного охлаждения, а вспомогательный поток *8* проходит в трубках теплообменника и обеспечивает испарительное охлаждение воды, подаваемой насосом *6* через орошающее устройство *11*.

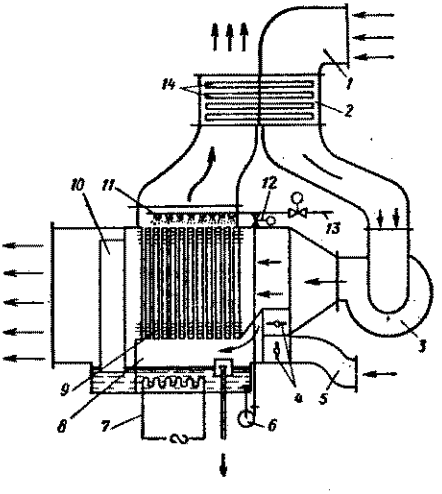


Рис. 140. Принципиальная схема кондиционера многоступенчатого испарительного охлаждения с теплообменником из ТТ

Вспомогательный поток воздуха после теплообменника *9* поступает к теплообменнику *2*, где омывает ту часть ТТ, которая в режиме охлаждения основного потока воздуха является зоной конденсации рабочего вещества ТТ. В этом режиме наружный воздух, поступающий к теплообменнику *2* по воздухоприемнику *1*, имеет более высокую температуру по сравнению с температурой вспомогательного потока после испарительного охлаждения воды в теплообменнике *9*. Поэтому омывание вспомогательным потоком воздуха концов ТТ приведет к конденсации рабочего вещества ТТ в этой зоне теплообменника *2*, а омывание горячим наружным воздухом других концов ТТ приведет к испарению рабочего вещества ТТ в этой зоне теплообменника *2*. На испарение рабочего вещества ТТ будет затрачиваться тепло наружного воздуха, который понизит свою температуру как по сухому, так и по

мокрому термометрам. Это обеспечит более глубокое охлаждение основного потока воздуха в теплообменнике *9* косвенного испарительного охлаждения. Адиабатическое увлажнение основного потока воздуха происходит в орошаемом гигроскопичном слое *10*.

В холодный период года наружный воздух имеет более низкую температуру по сравнению с температурой вспомогательного потока воздуха. Для этого периода эксплуатации кондиционера в качестве вспомогательного потока целесообразно использовать вытяжной выбросной воздух из обслуживаемого помещения. С помощью взаимообратных воздушных клапанов *4* открывается доступ вытяжного воздуха по воздуховоду *5* к оросительному пространству теплообменника *9*. Через орошающее устройство *11* в этом режиме разбрызгивается подогретая вода. Горячая вода может поступать по трубопроводу *13*, тогда вентиль *12* закрыт и насос *6* не работает. Если вода подогревается в поддоне кондиционера от работы нагревателя *7*, то вентиль открыт и работает насос.

Горячий вспомогательный поток воздуха после теплообменника *9* поступает к теплообменнику *2* и омывает ту часть ТТ, которая в режиме нагрева наружного воздуха является зоной испарения рабочего вещества ТТ. Наружный воздух имеет более низкую температуру и омывает в теплообменнике *2* ту часть ТТ, где происходит конденсация рабочего вещества. При конденсации выделяется тепло фазового перехода, которое воспринимается наружным воздухом и обеспечивает повышение его температуры.

Из приведенного описания видно, что в кондиционере обеспечивается круглогодовая схема обработки наружного воздуха. В качестве источника тепла весьма рационально использовать отбросную технологическую воду, подводимую по трубопроводу *13*. Технологическая вода может и не иметь питьевых качеств, так как нагрев основного потока воздуха происходит в теплообменниках *9* и *2* без непосредственного контакта с водой.

1. **Антуфьев В. М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.—Л., «Энергия», 1966. 182 с.
2. **Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.** Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971, 268 с.
3. **Берман Л. Д.** Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957, 320 с.
4. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970, 375 с
5. **Гоголин А. А.** Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1966, 239 с.
6. **Гухман А. А.** Введение в теорию подобия. М., «Высшая школа», 1973, 295 с.
7. **Зусманович Л. М.** Особенности процессов охлаждения ненасыщенного и насыщенного воздуха. Сборник трудов НИИ сантехники «Кондиционирование воздуха» № 15. М., Госстройиздат, 1963, с. 82—93.
8. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. М.—Л., «Энергия», 1965, 424 с.
9. **Каменев П. Н.** Отопление и вентиляция. Ч. 2. М., Стройиздат, 1964, 471 с.
10. **Карпис Е. Е.** Исследование и расчет процессов тепло- и массообмена при обработке воздуха водой в форсуночных камерах. Сборник трудов НИИ сантехники «Кондиционирование воздуха», № 6. М., Госстройиздат, 1960, с. 5—106.
11. **Кафаров В. В.** Основы массопередачи. М., «Высшая школа», 1962, 654 с.
12. **Кейс В. М.** Конвективный тепло- и массообмен. Пер. с англ. М., «Энергия», 1972, 445 с.
13. **Кейс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. Пер. с англ. М., «Энергия», 1967, 222 с.
14. **Кирпичев М. В., Михеев М. А.** Моделирование тепловых устройств. М.—Л., изд. АН СССР, 1936, 320 с.
15. **Кокорин О. Я.** Кондиционеры с поверхностными охладителями. Сборник трудов НИИ сантехники «Кондиционирование воздуха», № 6, М., Госстройиздат, 1960, с. 202—222.
16. **Кокорин О. Я.** Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1965, 158 с.
17. **Кокорин О. Я., Гоголин В. А., Саришвили М. Д.** Применение вентиляторных градирен в системах кондиционирования воздуха. Сборник трудов ЦНИИПромзданий, № 23. М., 1972, с. 75—82.
18. **Кокорин О. Я., Саришвили М. Д.** Исследование испарительного охлаждения воды в насадке глубиной до 2 м. — «Холодильная техника», 1973, № 11, с. 26—28.
19. **Кондиционирование.** Сборники трудов ВНИИКондвентмаш: № 1, М., 1971, 129 с; № 2, Харьков 1973, 163 с.
20. **Кондиционирование воздуха.** М.—Л., Госстройиздат, 1939, 360 с. Авт.: Н. В. Дегтярев, А. А. Гоголин, А. А. Лушников, Г. В. Архипов.
21. **Кондиционирование воздуха.** М.—Л., Госстройиздат, 1953, 518 с. Авт.: Н. В. Дегтярев, Б. В. Баркалов, Г. В. Архипов, Р. В. Павлов.
22. **Кремнев О. А., Сатановский А. Л.** Воздушно-водоиспарительное охлаждение оборудования. М., «Машиностроение», 1967, 237 с.
23. **Кришер О.** Научные основы техники сушки. Пер. с нем. М., Изд-во иностр. лит., 1961, 539 с.
24. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. М.—Л., Машгиз, 1962, 456 с.
25. **Кутателадзе С. С., Стырикович М. А.** Гидравлика газо-жидкостных систем М.—Л., Госэнергоиздат, 1958, 232 с.
26. **Ладыженский Р. М.** Кондиционирование воздуха. М., Пищепромиздат, 1957, 442 с.

27. **Лыков А. В.** Тепломассообмен. М., «Энергия», 1972, 558 с.
28. **Лыков А. В.** Теоретические основы строительной теплофизики. Минск, изд. АН БССР, 1961, 519 с.
29. **Лыков А. В., Михайлов Ю. А.** Теория тепло- и массопереноса. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963 535 с.
30. **Мак-Адамс В. Х.** Теплопередача. Пер. с англ. М., Металлургиздат, 1961, 686 с.
31. **Минин В. Е.** Исследование воздухоохладителя из алюминиевых трубок с накатными трубками. — «Холодильная техника», 1969, № 10, с. 10—14.
32. **Михеев М. А.** Основы теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956, 390 с.
33. **Нестеренко А. В.** Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., «Высшая школа», 1965, 395 с.
34. **Пирумов А. И.** Обеспыливание воздуха. М., Стройиздат, 1974, 206 с.
35. **Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г.** Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1955, 584 с.
36. **Семилет З. В.** Оросительные теплообменники химических производств. М.—Киев, Машгиз, 1961, 109 с.
37. **Сенатов И. Г., Маякова Н. И.** Экспериментальное определение технических характеристик кондиционеров КНУ-12 и КНУ-18. Сборник трудов ЦНИИПромзданий, № 23. М., 1972, с. 17—33.
38. **Соколов Е. Я., Бродянский В. М.** Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М., «Энергия», 1968, 335 с.
39. **Спенсер-Грегори Г., Роурке Е.** Гигрометрия. Пер. с англ. М., Металлургиздат, 1963, 202 с.
40. **Стефанов Е. В.** Об одной особенности процессов тепло- и массообмена в форсуночных камерах. Сборник докладов третьего совещания по кондиционированию воздуха. М., Стройиздат, 1965, с. 134—142.
41. **Стефанов Е. В., Коркин В. Д.** Исследование модернизированной схемы форсуночной камеры. Сборник докладов третьего совещания по кондиционированию воздуха. М., Стройиздат, 1965, с. 143—153.
42. **Стефанов Е. В.** Исследование аппарата с орошаемой сетчатой насадкой для кондиционирования воздуха. — «Холодильные машины», 1966, № 12, с. 17—22.
43. **Теплообменные** аппараты холодильных установок. Л., «Машиностроение», 1973, 328 с. Авт.: Г. Н. Данилова, С. Н. Богдаион, О. П. Иванов, Н. М. Медников.
44. **Фраас А. Р., Оциск М. Н.** Расчет и проектирование теплообменников. Пер. с англ. М., Атомиздат, 1971, 357 с.
45. **Хоблер Т.** Массопередача и абсорбция. Пер. с польск. Л., «Химия», 1964, 479 с.
46. **Чудновский А. Ф.** Теплообмеи в дисперсиых средах. М.—Л., гос. изд-во технико-теоретич. лит., 1954, 444 с.
47. **Чуклин С. Г., Мартыиовский В. С., Мельцер Л. З.** Холодильные установки. М., Госторгиздат, 1961, 472 с.
48. **Шорин С. Н.** Теплопередача. М., «Высшая школа», 1964, 490 с.
49. **Эльтерман Л. Е.** Обработка воздуха отрицательной начальной температуры в типовых форсуночных камерах кондиционеров. ЛИСИ, Л., 1973, с. 18.
50. **Якоб М.** Вопросы теплопередачи. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1960, 433 с.
51. **Dukler A. E. and Bargelin O. P.** Characteristics of flow in falling liquid films. Chem. Engin. Prog., Vol. 48, No. 11. 1952.
52. **First M. W. Design** of Wet Cell Air Humidifiers. Journal Heating, Refregerating, Air Conditioning, Ventilation, Vol. 3. No. 3. 1961.
53. **Lewis W. K.** The Evaporation of a Liguid into a Gas. ASME Transaction, Vol. 44, 1922.
54. **Merkel F.** Verdunstungs Kühlung. V. D. I. Forschungsheft, No. 275, Berlin, 1925.
55. **Rush W. F., Macriss R. A., Well S. A.** A new fluid system for absorption refrigeration. 4 Congress Inter. Du Chauffage et de la Clim, Paris, 1967.
56. **Jezowiecki J.** Wpływ czynnikow geometryczhych na stosunek mieszania przy i ejekcji w klimakonwektorach. Prace Naukowe Instytutu Inzynierri Chemicznej i Urzgdzeń Cieplnych Politechniki Wroclawskiej. 1973, No. 16, p. 1—82.

Введение 8

Глава I. Особенности процессов тепло- и массообмена в УКВ 9

§ 1.1. Термодинамика влажного воздуха 9
§ 1.2. Основные уравнения процессов тепло- и массообмена 14
§ 1.3. Особенности процессов тепломассообмена при непосредственном контакте воздуха и воды 17
§ 1.4. Особенности процессов тепломассообмена в поверхностных теплообменниках 37
§ 1.5. Оценка процессов теплообмена по показателям коэффициентов использования начального напора потенциалов и чисел единиц переноса тепла 44

Глава II. Основы расчета и проектирования аппаратов с непосредственным контактом воздуха и воды 50
§ 2.1. Камеры орошения 50
§ 2.2. Орошаемые слои 64

Глава III. Основы расчета и проектирования поверхностных теплообменников 92
§ 3.1. Трубчатые оребренные теплообменники 92
§ 3.2. Воздухо-воздушные теплообменники 114
§ 3.3. Теплообменники из тепловых трубок (ТТ) 115
§ 3.4. Теплообменники косвенного испарительного охлаждения 125

Глава IV. Основы подбора и расчета комплектующего оборудования в установках кондиционирования 139
§ 4.1. Вентиляторы 139
§ 4.2. Воздушные фильтры 148
§ 4.3. Холодильные машины 161

Глава V. Основы расчета и проектирования центральных УКВ на базе секций кондиционеров КТ 175
§ 5.1. Секции центральных горизонтальных кондиционеров КТ 175
§ 5.2. Центральные горизонтальные кондиционеры КТ . . . 190
§ 5.3. Центральные горизонтальные кондиционеры КТ, использующие низкотемпературную горячую воду вместо воздухонагревателей первого подогрева . . . 202
§ 5.4. Центральные горизонтальные кондиционеры по раздельной схеме двухступенчатого испарительного охлаждения 206

Глава VI. Конструктивные характеристики и методы расчета агрегатных и местных неавтономных кондиционеров 212
§ 6.1. Неавтономные агрегатные кондиционеры 212
§ 6.2. Неавтономные подвесные кондиционеры 218

263

§ 6.3. Местные неавтономные эжекционные кондиционеры-доводчики 223

Глава VII. **Конструктивные особенности и методы расчета автономных и местных испарительных кондиционеров** 246

§ 7.1. Автономные кондиционеры общего назначения с водяным охлаждением конденсатора 246

§ 7.2. Автономные кондиционеры с воздушным охлаждением конденсатора 253

§ 7.3. Местные кондиционеры двухступенчатого испарительного охлаждения 256

Список литературы 261

ИБ № 1140

Олег Янович Кокорин

УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Редактор **С. И. Булатов**
Технический редактор **Н. В. Тимофеенко** Корректор **Н. И. Шарунина**
Переплет художника **Л. С. Вендрова**

Сдано в набор 27/IV 1977 г. Подписано в печать 9/VIII 1977 г. Т-09900.
Формат $60\times90^{1}/_{16}$. Бумага типографская № 1. Усл. печ. л. 16,5.
Уч.-изд. л. 18,7. Тираж 29 000 экз. Заказ 189. Цена 1 р. 40 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78,
1-й Басманный пер., дом 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10