ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЗДАНИЙ

Е. В. Стефанов

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА



ИЗДАТЕЛЬСТВО «АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2005

УДК 697.9 (075.8)
С-79

ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЗДАНИЙ

Стефанов Евгений Васильевич

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Настоящая книга переиздается в год 60-летия Великой Победы. В связи с большим объемом книги некоторые главы оригиниала сокращеиы, но актуальность и ценность ее от этого для работающих ныне специалистов не утрачены.

Приведены общие теплофизические, аэродинамические и физико-гигиенические обоснования комфортных параметров микроклимата в кондиционируемых и вентилируемых помещениях, расчеты элементов систем, их принципиальные схемы и классификация систем вентиляции и кондиционирования по основным признакам (по способу побуждения движения воздуха и методу организации воздухообмена в помещении, по степени использования наружного воздуха и по степени централизации и автономности, по способу комплектации узла обработки воздуха).

Рассмотрены различные методы определения воздухообмена и глубоко изложены вопросы обработки воздуха в аппаратах различного типа. Достаточно подробно описаны аэродинамические особенности вентиляторов и увязка их работы в сети воздуховодов. В последней главе приведены основные сведения по пуску, наладке, испытаниям и эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, а также студентов факультетов отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха высших учебных заведений.

© Е. В. Стефанов
© Издательство «Авок Северо-Запад»

ISBN 5-902146-08-9

К ЧИТАТЕЛЯМ

25 декабря 2005 года одному из выдающихся специалистов России в технике вентиляции и кондиционирования воздуха, доктору технических наук, профессору, заслуженному деятелю науки и техники Российской Федерации Евгению Васильевичу Стефанову исполнилось бы 92 года.

Талантливый ученый и педагог, Е. В. Стефанов за годы своей деятельности подготовил тысячи инженеров, десятки кандидатов и докторов наук. Под его непосредственным руководством создано научное направление в области исследования, расчета и моделирования процессов тепло- и массопереноса в аппаратах и системах кондиционирования воздуха. Написанный им и изданный в 1970 году учебник «Вентиляция и кондиционирование воздуха» является сегодня классическим и, по мнению специалистов, остается одним из лучших из всего написанного на эту тему.

Участник Великой Отечественной войны, Евгений Васильевич в 1941–1942 годах непосредственно занимался строительством оборонительных рубежей на подступах к Ленинграду и на Северном флоте. Вся профессиональная деятельность полковника Е. В. Стефанова была связана с Вооруженными Силами, а потому решению актуальных задач, имевших прямое отношение к обороноспособности страны, посвящено большинство его научных работ. Не случайно в год 60-летия Великой Победы авторитетнейший член Ассоциации инженеров по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной теплофизике фирма «Арктика» решила переиздать массовым тиражом по-прежнему востребованный труд талантливого ученого.

Книга публикуется в серии «Инженерные системы зданий», которую задумали и планомерно реализуют руководство и специалисты «Арктики». Открыла серию монография ныне здравствующего участника Великой Отечественной войны, полковника в отставке, доктора технических наук, профессора Адольфа Адамовича Рымкевича

«Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха» (2003 г.). Следом вышел в свет фундаментальный труд «Распределение воздуха в помещениях» известного ученого в области промышленной вентиляции, доктора технических наук, профессора Михаила Иосифовича Гримитлина (2004 г.).

Нет сомнения в том, что переизданный учебник Е. В. Стефанова будет интересен и полезен не только студентам профильных кафедр технических вузов, но и всем специалистам отрасли.

А. М. Гримитлин, Президент НП «АВОК Северо-Запад»,
д. т. н., профессор

ОТ ИЗДАТЕЛЬСТВА

Данная книга в нынешнем ее издании вряд ли бы вышла в свет, если бы не моральная и финансовая поддержка этого и других научно-технических издательских проектов фирмой «Арктика».

Общественно значимая деятельность «Арктики» – явление знаковое. Это бесспорный признак нового и, без преувеличения, государственного мышления деловых кругов России, которые в условиях непрекращающегося реформирования экономики, неустойчивости рынка и далеких пока от совершенства самих рыночных отношений не только поднимают имидж и престиж отрасли, в которой работают, но и принимают на себя ответственность за ее будущее.

«Арктика» – крупнейший инженерно-строительный холдинг, выпускающий современную конкурентоспособную продукцию. Являясь одним из ведущих российских производителей оборудования систем вентиляции и кондиционирования, холдинг всемерно способствует продвижению технологически передового, энергосберегающего и экологически безопасного оборудования. Что в конечном счете в интересах как экономики страны, так и отдельного потребителя. Неподдельный интерес специалисты «Арктики» проявляют к обучению и воспитанию молодых кадров отрасли, их профессиональной ориентации на климатическом рынке и в передовых научно-технических разработках. Это, прежде всего, касается студентов профильных кафедр российских технических вузов. Эффективна и многопланова спонсорская деятельность «Арктики», направленная на поддержку переживающей не простые времена отечественной науки, а также разработчиков новейших технико-технологических идей и конкретных наукоемких проектов.

Примечательно, что и сам холдинг ведет непрерывную и целенаправленную научно-практическую работу, имеющую максимальное прикладное значение. К примеру, на одном из крупнейших его под-

разделений, заводе «Арктос», успешно функционирует научно-исследовательская лаборатория аэродинамики и акустики, которая разрабатывает и испытывает новые виды продукции, активно взаимодействуя при этом с проектными организациями. Продукцию холдинга давно уже по достоинству оценили не только на обширных просторах российского рынка, но и в странах СНГ, Балтии, Финляндии, Германии, Ирландии...

Издание «Арктикой» фундаментальных, имеющих непреходящее теоретическое и практическое значение трудов замечательной плеяды отечественных ученых заслуживает признания не только научной общественности, но и многотысячной когорты специалистов-практиков. И, прежде всего, нашего профессионального будущего: студентов и молодых инженеров.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга Е. В. Стефанова «Вентиляция и кондиционирование воздуха» написана как учебник для слушателей Высшего военного инженерно-технического училища (ныне – Военный инженерно-технический университет).

В учебнике рассмотрены вопросы, являющиеся общими для систем вентиляции и кондиционирования воздуха различных по своему назначению сооружений. Значительное место в нем отведено термодинамике влажного воздуха, процессам изменения тепловлажностного состояния воздуха и его кондиционирования, а также системам воздуховодов и вентиляторам.

При изложении материала основное внимание уделялось выяснению физической сущности изучаемых процессов. Технические и конструктивные характеристики даже современного по тому времени, когда издавался учебник, оборудования рассматриваются в нем весьма кратко.

Следует заметить, что, несмотря на высокий уровень изложения материала и отсутствие сведений в литературе о целом ряде излагаемых в учебнике вопросов, последний не получил в свое время широкого распространения, так как был издан Министерством обороны малым тиражом и в продажу не поступал. Тем более целесообразным представляется его переиздание, которое, по нашему мнению, является актуальным и полезным как для уже сформировавшихся специалистов, так и для тех, кто обучается профессии инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха.

Е. В. Стефанов был одним из крупнейших отечественных ученых в области вентиляции и кондиционирования воздуха. Что же касается этих систем специальных подземных сооружений, то ему здесь не было равных.

За годы своей научно-исследовательской и педагогической деятельности Е. В. Стефанов подготовил тысячи инженеров, десят-

ки кандидатов и докторов наук. Под его руководством создано целое научное направление в области исследования, моделирования и расчета процессов тепло- и массообмена в аппаратах систем кондиционирования воздуха.

В течение 15 лет Е. В. Стефанов возглавлял секцию отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха Ленинградского отделения НТО Стройиндустрии, был председателем регулярно проводившихся в Ленинградском доме научно-технической пропаганды (ЛДНТП) семинаров по кондиционированию воздуха, входил в состав ученых советов ВИТУ, ЛИСИ, ВНИИОТ ВЦСПС, технических советов Военно-медицинской академии им. С. М. Кирова, ВНИИГС, Проблемного совета при ВЦСПС, Технического совета по кондиционеростроению в СССР, был консультантом многих проектных организаций Министерства обороны и других ведомств.

Переиздаваемая книга Е. В. Стефанова написана и издана более 30 лет назад, но основные теоретические положения, изложенные в ней, до сих пор современны и полезны для работающих ныне специалистов. Особенно это касается физических основ рассматриваемых в книге процессов и систем. К сожалению, многие выходящие ныне из печати книги в этом отношении оставляют желать лучшего, хотя и перенасыщены техническими и паспортными характеристиками вполне современных оборудований и систем.

В переиздаваемой книге, к сожалению, не удается сохранить все главы оригинала. Связано это с ограниченным объемом издания. Исключены, на наш взгляд, либо устаревшие главы, либо те, что подробнее изложены в недавно вышедших изданиях. Детальнее на этом остановимся при краткой характеристике каждой главы оригинала.

В главе 1 «Термодинамика влажного воздуха» последовательно, логично и достаточно глубоко физически обоснованно излагаются свойства сухого воздуха, водяного пара и их смеси – влажного воздуха, построение I-d диаграммы влажного воздуха, отыскание с ее помощью параметров воздуха и нахождение точек, характеризующих то или иное его состояние. Рассматриваются различные процессы изменения состояния воздуха. В заключение приводятся задачи с примерами решения ряда из них.

Заметим, что в современной литературе по вентиляции и кондиционированию воздуха такие обоснованность и последовательность часто не просматриваются.

Глава 2 «Требования к воздуху закрытых помещений» включает общие положения и требования к газовому составу, чистоте воз-

духа и его метеорологическим параметрам. Изложение этого материала отличается оригинальностью, физической и гигиенической обоснованностью. Известное внимание уделено в этой главе комплексному нормированию метеорологических параметров: эквивалентно-эффективной и результирующей значениям температуры.

Естественно, что в этой главе не нашли представления современные гигиенические представления об ощущаемом качестве воздуха, широко пропагандируемые П. О. Фангером и европейскими нормативными документами, которые, правда, полностью игнорируют результаты исследований отечественных специалистов (В. Н. Тетеревникова, Л. В. Павлухина и др.). При этом зарубежные исследователи и разработчики соответствующих стандартов объясняют такое положение тем, что в мире (в Европе, в частности) мало издано нашей отечественной литературы на английском и других европейских языках.

В главе 3 «Классификация систем вентиляции и кондиционирования воздуха» приводятся, пожалуй, весьма логичные и достаточно простые признаки классификации этих систем. Заметим, что попытки учесть в классификации все разновидности систем, как правило, приводят к настолько сложной системе распределения последних, которая часто затрудняет понимание роли и места ряда из них. Важно и то обстоятельство, что техническая литература должна быть ориентирована на специалистов определенного уровня и квалификации, но профессиональная, физическая и логическая ее ориентированность не должны приводить к переусложнению излагаемого материала. В этом отношении книга Е. В. Стефанова может служить примером логичной, физически обоснованной и профессионально доступной манеры изложения рассматриваемых тем и вопросов.

Так, например, как системы вентиляции, так и кондиционирования воздуха классифицируются по трем-четырем основным признакам:

– вентиляции:
а) по способу побуждения движения воздуха;
б) по способу снабжения помещения воздухом;
в) по методу организации вентиляции помещения;
– кондиционирования воздуха:
а) по степени использования наружного воздуха;
б) по степени централизации;
в) по степени автономности;
г) по способу комплектации узла обработки воздуха.

Глава 4 «Определение воздухообменов» содержит (кроме общих положений) количественную оценку выделяющихся вредностей от различных источников (теплоты, влаговыделений и поступления в помещения различных газовых вредностей). В этой главе рассматриваются различные методы определения воздухообменов как в общеобменных, так и в местных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Однако в настоящее время очень актуальна проблема организации воздухообмена в квартирах многоэтажных жилых домов и офисов, что не нашло отражения в главе 4. Как современное дополнение этого материала, можно рассматривать ряд технических рекомендаций и стандартов, разработанных некоммерческим партнерством «АВОК» (профессиональное объединение специалистов в области отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, тепло- и холодоснабжения). Стандарт «АВОК» «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена» рассмотрен Управлением стандартизации, технического нормирования и сертификации Госстроя РФ в 2002 году, которое считает возможным использовать данные стандарта для применения проектировщиками и всеми организациями, задействованными в строительном процессе. Кроме того, в качестве рекомендательного статуса в 2004 году были разработаны и распространены «Технические рекомендации по организации воздухообмена в квартирах многоэтажного жилого дома» – ТР «АВОК» – 4–2004 г. А в 2005 году издана монография И. Ф. Ливчака и А. Л. Наумова «Вентиляция многоэтажных жилых зданий». Использование данных материалов позволит повысить уровень проектирования, строительства и эксплуатации с ориентацией на использование современных технологий в отопительно-вентиляционной технике, улучшению качества микроклимата зданий, повышению энергетической эффективности зданий.

Глава 5 «Процессы и аппараты кондиционирования воздуха» является центральной в учебнике, и в ней весьма подробно излагаются вопросы обработки воздуха в аппаратах различного типа: контактных, поверхностных теплообменниках, установках сорбционного типа.

Большое внимание в этой главе уделено аппаратам контактного типа: оросительным камерам, аппаратам с орошаемой насадкой и пенным аппаратам. Не обделены вниманием поверхностные теплообменники. При этом акцент делается на так называемых поверхностных воздухоохладителях, работающих как в сухом режиме, так и в режиме с выпадением конденсата.

Значительное место в главе уделяется основным положениям теории тепло- и массообмена между воздухом и водой и изобра-

жению на $I - d$ диаграмме процессов обработки воздуха водой. Изложение этих вопросов отличается последовательностью и соответствующими физическими и математическими обоснованиями. И сегодня вызывает интерес доказательство справедливости при рассмотрении названных выше процессов постоянства известного соотношения Льюиса, которое до сегодняшнего дня рядом специалистов подвергается сомнению. В частности, это особенно важно для процессов охлаждения и осушения воздуха.

Значительный интерес представляют изложенные в этой главе методы получения расчетных зависимостей для различных типов контактных аппаратов:

- получение расчетных зависимостей на основе использования коэффициентов тепло- и массопереноса;
- получение расчетных зависимостей на основе использования чисел единиц переноса явной и полной теплоты (впервые такой подход применительно к расчету аппаратов кондиционирования воздуха предложен именно Е. В. Стефановым);
- получение расчетных зависимостей, основанных на представлении об идеальном процессе (здесь речь идет об использовании коэффициентов эффективности, предложенных различными авторами, например Б. В. Баркаловым, Е. Е. Карписом и др.).

Далее подробно рассматриваются различные типы контактных аппаратов (оросительные форсуночные камеры, камеры с орошаемой насадкой, пенные аппараты) и излагаются методы расчета каждого типа этих аппаратов.

На весьма высоком уровне описываются в главе поверхностные теплообменники (в основном воздухоохладители) и методы получения зависимостей для их проектирования и расчета.

В заключение главы подробно излагаются вопросы, связанные с осушением воздуха в механических осушителях, а также в абсорбционных и адсорбционных осушительных установках.

Глава 6 «Очистка воздуха от пыли» в настоящее издание не включена. Специалистов, интересующихся этими вопросами, можно отослать к соответствующей литературе:

- П. А. Коузов, А. Д. Мальгин, Г. М. Скрябин. Очистка от пыли газов и воздуха в химической промышленности. – Л., Химия, 1982;
- А. И. Пирумов. Обеспыливание воздуха. – М., Стройиздат, 1981;
- В. И. Полушкин, С. М. Анисимов, В. Ф. Васильев, А. М. Гримитлин. Охрана воздушного бассейна. – СПб., «АВОК Северо-Запад», 2004;

- ряд статей в журнале «АВОК» (особенно применительно к чистым комнатам);
- Cleanroom Design. Edited by W. Whyte John & Sons. – UK, 1995.

Глава 7 «Сети воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования воздуха» содержит достаточно подробные сведения о конструктивных элементах воздуховодов, фасонных частях и устройствах для регулирования количества воздуха, транспортируемого в вентиляционных сетях. В ней также рассматриваются теоретические основы расчета воздуховодов, определение потерь на трение и преодоление местных сопротивлений.

В главе также подробно излагается методика расчета разветвленных сетей воздуховодов и построение их аэродинамических характеристик.

Очень важным разделом главы является параграф, посвященный определению закономерностей изменения температуры воздуха при его движении в воздуховодах. Здесь же излагаются вопросы, связанные с экономической целесообразностью устройства тепловой изоляции воздуховодов.

Глава 8 «Распределение воздуха в вентилируемых помещениях» по своему содержанию весьма интересна (особенно если учесть время издания книги, когда литературы по этому вопросу было явно недостаточно). Заметим, что изложение материала этой главы характеризуется комплексным и физически обоснованным подходом.

В настоящем издании эта глава опускается в связи с тем, что совсем недавно вышла из печати уникальная по своему содержанию монография М. И. Гримитлина «Распределение воздуха в помещениях». В этой книге, кроме научных основ и инженерных методов расчета систем воздухораспределения приточного воздуха в вентилируемых и кондиционируемых помещениях, приводится описание конструктивных особенностей современных воздухораздающих устройств. Приводится перечень и основные технические характеристики воздухораспределителей отечественных фирм-производителей («Арктос», «Экоюрос-Венто»), заявивших на российском рынке климатической техники широкий спектр и высокое качество выпускаемых изделий и завоевавших в настоящее время доверие заказчиков и профессиональных компаний.

В главе 9 «Вентиляторы» упор делается не на разнообразии конструктивного исполнения установок для транспортировки воздуха, а на возможных принципиальных вариантах конструкции последних. Особое же внимание в этой главе уделено элементам аэродинамики вентиляторов и их аэродинамическим характери-

стикам. Значительное место в ней предоставлено работе вентиляторов на сеть воздуховодов и совместной работе вентиляторов на вентиляционную сеть (параллельной и последовательной).

Следует отметить, что особое развитие и толчком к широкому применению центробежных вентиляторов за рубежом было положено в 1973 году Гансом Остбергом (Швеция), который первым в мировой практике создал канальный центробежный вентилятор – искусственную конструкцию при ее безусловной простоте. Это явилось настоящим событием и одновременно мощным фундаментом для последующего бурного использования их в отечественной вентиляционной технике. Канальные вентиляторы являются инженерной концепцией, признанной во всем мире.

Подробную информацию о канальных вентиляторах различного типа и назначения можно почерпнуть в каталоге (Оборудование для систем вентиляции воздуха, 2005 г., Москва, «Арктика»).

Многие российские организации, которые работают на рынке вентиляции и кондиционирования воздуха, по достоинству оценили шведское качество продукции «Ostberg», широчайший модельный ряд и превосходные технические характеристики.

В заключение главы рассматривается борьба с шумом вентиляторных установок. Здесь достаточно подробно выводятся зависимости для определения уровней шума (суммарного и октавного) и приводятся характеристики шумоглушителей различного конструктивного исполнения.

Глава 11 «Системы естественной вентиляции и элементы подземной аэростатики» не включена в настоящее издание, хотя в ней присутствует информация, представляющая определенный интерес, но редко применяемая на объектах гражданского назначения.

Итак, при издании учебника Е. В. Стефанова упор сделан на наиболее интересные в информационном отношении, актуальные и полезные для современного специалиста материалы. При этом сохранен стиль изложения, весьма характерный для этого талантливого и весьма нестандартного человека. Хотелось бы также отметить одну особенность его творчества: он никогда не писал то, что намечал, сразу, довольно много размышлял, но всегда излагал то, что у него формировалось, без черновиков. Многих это удивляло, но таков был Евгений Васильевич. Причем круг его профессиональных интересов был весьма широк, и за что бы он ни брался, результат всегда был незаурядным и весьма полезным и для теории, и для практики.

С учениками он всегда был доброжелателен, ироничен, никогда не разговаривал с ними на высоких тонах. К критике в свой

адрес относился с пониманием и юмором, никогда никому не мстил и зла не помнил.

Вспоминается следующий пример из общения со Е. В. Стефановым одного из редакторов настоящего издания: «В 1964 году Евгений Васильевич завершал работу над докторской диссертацией, а я только прибыл с производства на кафедру, начальником которой он был. И тем не менее он предложил мне прочитать одну из глав своей диссертации и высказать замечания, если они у меня появятся. Замечаний у меня оказалось существенно больше, чем он ожидал, и я их честно высказал.

– Ну и нехороший ты, Володя, человек, – сказал Евгений Васильевич. – Завтра принесу следующую главу. Только читай внимательно и не бойся критиковать.

Представляю, что было бы, если бы на его месте оказался кто-нибудь другой. А он был вот такой. И о моих замечаниях в свой адрес потом вспоминал с юмором».

От редакторов: Л. Я. Баландина, к. т. н.

В. Д. Коркин, к. т. н., профессор

Глава 1

ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

§ 1.1. Свойства сухого воздуха

Окружающий нас атмосферный воздух представляет собой смесь сухой части, состав которой стабилен по высоте и постоянен для любой точки земного шара (табл. 1.1), и водяного пара, количество которого переменно. Таким образом, в системах вентиляции и кондиционирования воздуха приходится иметь дело с влажным воздухом, или воздушно-паровой смесью.

Таблица 1.1

Состав сухой части атмосферного воздуха

Наименование элемента	Химическое обозначение	% по объему	Молекулярный вес
Азот	N_2	78,08	28
Кислород	O_2	20,95	32
Аргон	Ar	0,93	40
Углекислый газ	CO_2	0,03	48
Водород	H_2	0,00005	2
Гелий	He	0,0005	4
Неон	Ne	0,0018	20
Озон	O_3	$1 \cdot 10^{-6}$	48
Криптон	Kr	0,0001	84
Ксенон	Xe	0,000008	131
Радон	Rn	$6 \cdot 10^{-18}$	222

Молекулярный вес сухой части воздуха равен 28,98. Температура кипения жидкого воздуха –192 °С (81°К).

В расчетах по вентиляции и кондиционированию воздуха влажный воздух с достаточной точностью считают идеальным газом и распространяют на него соответствующие физические законы, справедливые для смеси идеальных газов. Каждый газ (в том числе и водяной пар) занимает тот же объем, что и вся смесь, имеет одинаковую с ней температуру и находится под своим парциальным давлением.

Согласно закону Дальтона сумма парциальных давлений всех газов, составляющих смесь, равна полному (барометрическому) давлению смеси B:

$$B = P_1 + P_2 + P_3 + \ldots + P_K = \sum_1^k P_i . \qquad (1.1)$$

В дальнейшем нас не будут интересовать парциальные давления отдельных газов, входящих в сухую часть смеси, поэтому полное давление смеси представим так:

$$B = P_{гс} + P_{п}, \qquad (1.2)$$

где $P_{гс}$ – парциальное давление всей сухой части воздуха (индекс «гс» означает «газ сухой»);

$P_{п}$ – парциальное давление водяного пара.

Барометрическое давление изменяется по высоте h в соответствии с зависимостью

$$B = B_0 e^{-0{,}000125h}. \qquad (1.3)$$

Величины давлений измеряются в *н/м²* (система СИ), *мм рт. ст.*, *кГ/м²* (*мм вод. ст.*). Переход от одной системы измерений к другой может быть произведен с помощью специальной таблицы (см. приложение 1.1).

Плотность $\rho_{гс}$ и объемный вес $\gamma_{гс}$ сухого воздуха представляют собой отношение массы или веса воздуха к объему. Между плотностью и объемным весом существует известное соотношение

$$\rho_{гс} = \frac{\gamma_{гс}}{g}, \qquad (1.4)$$

где g – ускорение свободного падения (g = 9,81 *м/сек²*).

Нетрудно видеть, что размерность плотности в системе единиц СИ – *кг/м³*, а размерность объемного веса в МКГСС – *кГ/м³*. При температуре 0 °С и барометрическом давление B = 760 *мм рт. ст.* $\gamma_{гс}$ = 1,293 *кГ/м³*; $\rho_{гс}$ = 1,293 *кг/м³*. Для сухой части воздуха уравнение состояния может быть записано в одном из следующих видов:

$$P_{гс} V = G_{гс} R_{гс} T; \qquad (1.5)$$

$$P_{гс} = \gamma_{гс} R_{гс} T; \qquad (1.6)$$

$$P_{гс} \nu_{гс} = R_{гс} T, \qquad (1.7)$$

где $G_{гс}$ – вес сухой части воздуха;

$\upsilon_{гс} = 1/\gamma_{гс}$ – удельный объем сухой части воздуха;

$R_{гс}$ – газовая постоянная сухой части воздуха.

Размерность газовой постоянной в системе СИ – *дж/кг · град* и тогда $R_{гс} = 287{,}14$ *дж/кг · град*, в системе МКГСС – *м/град* и тогда $R_{гс} = 29{,}27$ *м/град*.

Очень часто приходится иметь дело с процессами, при которых $P_{гс}$ остается постоянным, в этом случае

$$\frac{\upsilon_t}{T} = \frac{\upsilon_0}{T_0}, \tag{1.8}$$

отсюда (если $T_0 = 273$ °С и $T = 273 + t$)

$$\upsilon_t = \frac{T}{T_0}\upsilon_0 = \left(1 + \frac{1}{273}t\right)\upsilon_0, \tag{1.9}$$

где $1/273 = \alpha$ – коэффициент объемного расширения газа.

Можно найти зависимость плотности или объемного веса от температуры. В самом деле, поскольку формула (1.9) может быть написана в виде

$$\frac{1}{\gamma_{гс_t}} = (1 + \alpha t)\frac{1}{\gamma_{гс0}}, \tag{1.10}$$

получаем

$$\gamma_{гс_t} = \frac{\gamma_{гс0}}{1 + \alpha t} = \frac{273\gamma_{гс0}}{273 + t}. \tag{1.11}$$

Подставляя вместо $\gamma_{гс_0}$ его значение (1,293), находим удобную для практического использования зависимость

$$\gamma_{гс_t} = \frac{353}{T}. \tag{1.12}$$

Удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении зависит от температуры. Однако если температура изменяется в сравнительно узком интервале, то можно, не допуская большой погрешности, считать $c_{гс} = \text{const}$. Для процессов, происходящих в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, пределы изменения температуры не превышают $-50 \div +50$ °С. В этом интервале $c_{гс} = 0{,}24$ *ккал/Гк · град* (МКГСС) или $c_{гс} = 1{,}005$ *кдж/кг · град* (СИ).

Энтальпию, или теплосодержание сухого воздуха, $i_{гс}$ будем отсчитывать от 0 °С, тогда

$$i_{гс} = c_{гс}t. \tag{1.13}$$

§ 1.2. Свойства водяного пара, находящегося во влажном воздухе

Водяной пар находится в воздухе обычно в перегретом состоянии. Лишь одно состояние влажного воздуха при данной температуре характеризуется тем, что водяной пар является насыщенным. Об этом состоянии влажного воздуха можно говорить как о насыщенном влажном воздухе. Чем выше температура влажного воздуха, тем больше давление насыщенного водяного пара. Существует зависимость между давлением насыщенного водяного пара $P''_{\text{п}}$ и температурой $P''_{\text{п}} = f(T)$. Имеются эмпирические формулы, позволяющие определять давление насыщенного водяного пара по температуре, например:

$$\lg P''_{\text{п}} = 0{,}622 + \frac{7{,}5t}{238 + t}. \qquad (1.14)$$

Надежнее определять $P''_{\text{п}}$ по специальным таблицам, которые приводятся в литературе.

Давление насыщенного водяного пара очень быстро растет вместе с увеличением температуры. Иллюстрацией этой зависимости служит рис. 1.1, на котором показана кривая $P''_{\text{п}} = f(t)$. Из рассмотрения данной кривой следует, что способность воздуха содержать в себе водяной пар в очень сильной степени зависит от температуры.

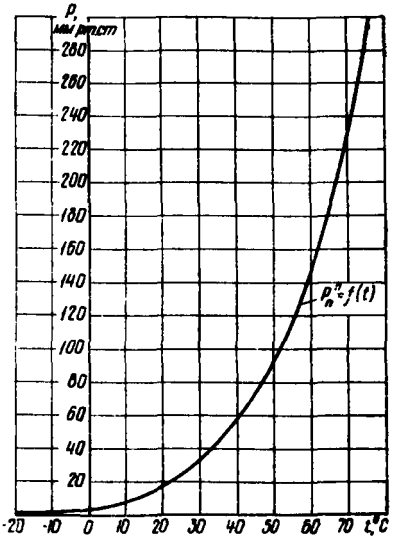


Рис. 1.1. Зависимость давления насыщенного водяного пара от температуры

Если воздух, содержащий в том или ином количестве перегретый водяной пар, охлаждать при постоянном давлении, то при вполне определенной температуре этот пар станет насыщенным. Достигнутое состояние воздуха носит название точки росы, а температура воздуха, соответствующая этому состоянию, называется температурой точки росы и обозначается t''.

Для водяного пара во влажном воздухе, независимо от того, перегретый он или насыщенный, можно написать уравнения состояния, подобно тому, как это сделано для сухой части воздуха (зависимости (1.5) – (1.7)). Вели-

чина газовой постоянной для водяного пара равна $R_п = 47{,}06$ *м/град* = = 461 *дж/кг · град*. Удельная теплоемкость водяного пара при постоянном давлении $c_п$, так же как и сухого воздуха, в сравнительно узком интервале температур может приниматься постоянной, равной 0,46 *ккал/кГ · град* (1,8 *кдж/кг · град*). В ряде литературных источников приводятся другие величины: 0,43 и 0,45 *ккал/кГ · град*.

Энтальпия, или теплосодержание насыщенного водяного пара $i_п''$, находящегося в воздухе при атмосферном давлении и имеющего температуру t'' °С, состоит из энтальпии воды, имеющей ту же температуру t'', и удельной теплоты испарения r:

$$i_п'' = c_ж t'' + r, \qquad (1.15)$$

где $c_ж$ – удельная теплоемкость воды (1 *ккал/кГ · град* или 4,1868 *кдж/кг · град*);

r – удельная теплота испарения, *ккал/кГ* (*кдж/кг*).

Удельная теплота испарения воды, в свою очередь, зависит от температуры воды и может быть определена по эмпирической формуле

$$r = 595 - 0{,}54t'' \quad (ккал/кГ)^1 \qquad (1.16)$$

или

$$r = 2495 - 2{,}36t'' \quad (кд/кг). \qquad (1.16а)$$

Таким образом, выражение для определения энтальпии насыщенного водяного пара приобретает вид

$$i_п'' = t'' + 595 - 0{,}54t'' = 595 + 0{,}46t'' \quad (ккал/кГ) \qquad (1.17)$$

или

$$i_п'' = 4{,}1868t'' + 2495 - 2{,}36t'' = 2495 + 1{,}8268t'' \quad (кдж/кг). \qquad (1.17а)$$

Энтальпия перегретого водяного пара, находящегося в воздухе при температуре t, может быть представлена в виде суммы энтальпии насыщенного водяного пара $i_п''$ и дополнительного тепла, необходимого для перегрева водяного пара:

$$i_п = i_п'' + c_п(t - t'') = 595 + 0{,}46t'' + 0{,}46t - 0{,}46t'' =$$
$$= 595 + 0{,}46t \quad (ккал/кГ) \qquad (1.18)$$

[1] Имеются и иные эмпирические формулы, например $r = 597{,}4 - 0{,}57t''$. Разница в величинах r, вычисленных по данной формуле и по (1.16), в пределах температур 0–30 °С составляет 0,4–0,25%.

или

$$i_{\text{п}} = 2495 + 1{,}8268t \ (кдж/кг) . \qquad (1.18а)$$

§ 1.3. Свойства смеси сухого воздуха и водяного пара

Газовая постоянная воздушно-паровой смеси (влажного воздуха) может быть определена из выражения

$$R_{\text{гв}} = R_{\text{гс}} \frac{G_{\text{гс}}}{G_{\text{гв}}} + R_{\text{п}} \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{гв}}}. \qquad (1.19)$$

В формуле (1.19) $G_{\text{гв}}$, $G_{\text{гс}}$ и $G_{\text{п}}$ представляют собой массу или вес смеси и ее компонентов. Естественно, что размерность газовой постоянной в первом и втором случае различна.

Относительная влажность φ является весьма важной характеристикой влажного воздуха. Под относительной влажностью будем понимать отношение концентрации водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, к концентрации насыщенного водяного пара при той же температуре. Концентрации могут быть заменены объемными весами:.

$$\varphi = \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma''_{\text{п}}}, \qquad (1.20)$$

где $\gamma_{\text{п}}$ – концентрация ($кг/м^3$), или объемный вес ($кГ/м^3$), водяного пара, содержащегося в воздухе данного состояния;

$\gamma''_{\text{п}}$ – то же для насыщенного водяного пара при той же температуре.

Для определения относительной влажности можно получить иное выражение. Написав характеристические уравнения для пара двух рассматриваемых состояний

$$P_{\text{п}} = \gamma_{\text{п}} R_{\text{п}} T; \qquad (1.21)$$

$$P''_{\text{п}} = \gamma''_{\text{п}} R_{\text{п}} T \qquad (1.22)$$

и поделив (1.21) на (1.22), получим

$$\frac{P_{\text{п}}}{P''_{\text{п}}} = \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma''_{\text{п}}}, \qquad (1.23)$$

следовательно,

$$\varphi = \frac{P_{\text{п}}}{P''_{\text{п}}}. \tag{1.24}$$

Влагосодержанием влажного воздуха d называется вес водяного пара, приходящийся на единицу веса сухой части воздуха. Обычно влагосодержание измеряется в граммах, поэтому размерность этого параметра *Г/кГ*. В системе СИ вместо веса используются единицы массы.

Таким образом, если задано влагосодержание воздуха d, то вес влажного воздуха этого состояния равен $(1 + d/1000)$ *кГ*. Заметим, что в процессах кондиционирования первое слагаемое остается неизменным, а второе может уменьшаться (осушка воздуха) или увеличиваться (увлажнение воздуха). Получим некоторые, нужные для дальнейшего, соотношения.

Если влажный воздух в количестве $(1 + d/1000)$ *кГ* занимает V *м*^{3}, то объемный вес сухого воздуха и объемный вес водяного пара соответственно равны:

$$\gamma_{\text{гс}} = \frac{1}{V}; \tag{1.25}$$

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{d}{1000V}. \tag{1.26}$$

Разделив (1.26) на (1.25), получим

$$\frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{гс}}} = \frac{d}{1000}. \tag{1.27}$$

Кроме параметра «относительная влажность» используется отношение влагосодержания воздуха к влагосодержанию насыщенного воздуха при той же температуре. Это отношение носит название «степень насыщения влажного воздуха» и обычно обозначается буквой ψ.

Можно показать, что при одинаковых температуре и атмосферном давлении объемный вес и плотность влажного воздуха меньше объемного веса и плотности сухого воздуха

$$\gamma_{\text{гв}} = \gamma_{\text{гс}} + \gamma_{\text{п}}. \tag{1.28}$$

Выразим объемный вес сухого воздуха и водяного пара их значениями из соответствующих уравнений состояния (см. формулу (1.6)), а затем, использовав равенство (1.2), найдем

$$\gamma_{гв} = \frac{P_{гс}}{R_{гс}T} + \frac{P_{п}}{R_{п}T} = \frac{B}{R_{гс}T} - \frac{P_{п}}{R_{гс}T} + \frac{P_{п}}{R_{п}T}. \qquad (1.29)$$

Если бы воздух был совершенно сухим, то $P_{гс} = B$, и поэтому первое слагаемое в сумме (1.29) представляет собой $\gamma_{гс}$, значит,

$$\gamma_{гв} = \gamma_{гс} - \frac{P_{п}}{T}\left(\frac{1}{R_{гс}} - \frac{1}{R_{п}}\right). \qquad (1.30)$$

Использовав (1.24), получим

$$\gamma_{гв} = \gamma_{гс} - \frac{\varphi P''_{п}}{T}\left(\frac{1}{R_{гс}} - \frac{1}{R_{п}}\right). \qquad (1.31)$$

Следовательно, влажный воздух при данной температуре тем легче, чем выше его относительная влажность. Однако при тех значениях температуры, которые наблюдаются при вентиляции и кондиционировании воздуха, можно не учитывать разницы между плотностью (и объемным весом) влажного и сухого воздуха. Например, при $t = 20$ °С и $\varphi = 0$ $\gamma_{гс} = 1{,}205$ кГ/м^3, при $t = 20$ °С и $\varphi = 0{,}5$ $\gamma_{гв} = 1{,}2$ *кГ/м*^{3}.

Выведем очень важную зависимость, связывающую влагосодержание и относительную влажность воздуха. Напишем уравнения состояния для сухой части воздуха и водяного пара, имея в виду влажный воздух в количестве $(1 + d/1000)$ *кГ*:

$$P_{гс} = 1R_{гс}T; \qquad (1.32)$$

$$P_{п}V = \frac{d}{1000}R_{п}T. \qquad (1.33)$$

Поделив (1.32) на (1.33), решив относительно d и подставив значения газовых постоянных, найдем

$$d = 622\frac{P_{п}}{P_{гс}} = 622\frac{P_{п}}{B - P_{п}}. \qquad (1.34)$$

Выражение (1.34) запишем в другом виде:

$$d = 622\frac{\varphi P''_{п}}{B - \varphi P''_{п}}. \qquad (1.35)$$

Из (1.34) можно получить зависимость $P_п = f(d)$:

$$P_п = \frac{Bd}{622 + d}. \qquad (1.36)$$

Как видим, парциальное давление водяного пара и воздуха при неизменном барометрическом давлении однозначно определяется влагосодержанием и не зависит от температуры.

Энтальпия влажного воздуха состоит из энтальпии (или теплосодержания) сухой части и энтальпии водяного пара:

$$I = i_{гс} = i_п. \qquad (1.37)$$

Подставив из выражений (1.13) и (1.18) или (1.18а) соответствующие значения, найдем

$$I = 0{,}24t + (595 + 0{,}46t)\frac{d}{1000} (ккал/кГ \quad \text{сух. воздуха}), \qquad (1.38)$$

или

$$I = 1{,}005t + (2495 + 1{,}8268t)\frac{d}{1000} (кдж/кг \quad \text{сух. воздуха}). \qquad (1.38а)$$

Полученные зависимости позволяют определять все характеристики влажного воздуха, если задано его состояние. Последнее должно задаваться двумя независимыми друг от друга параметрами (например, t и d; t и φ и т. д.).

Пример. Состояние воздуха задано температурой t = 10 °С и относительной влажностью φ = 50%. Определить его энтальпию, влагосодержание, парциальное давление водяного пара, температуру точки росы, если барометрическое давление B = 760 *мм рт. ст.*

По рис. 1.1 находим давление насыщенного водяного пара при температуре t = 10 °С: $P''_п$ = 9,21 *мм рт. ст.* Следовательно, в соответствии с выражением (1.24) парциальное давление пара равно $P_п = \varphi P''_п$ = 4,605 *мм рт. ст.* Пользуясь тем же рисунком, определяем температуру, при которой это давление является давлением насыщенного водяного пара, это и будет температурой точки росы $t'' \cong 0$ °С.

Влагосодержание воздуха по формуле (1.34) или (1.35):

$$d = 622\frac{4{,}605}{760 - 4{,}605} = 3{,}82\ Г/кГ \text{ сух. воздуха.}$$

Энтальпия воздуха в соответствии с (1.38):

$$I = 0{,}24 \cdot 10 + (595 + 0{,}46 \cdot 10)\frac{3{,}8}{1000} = 4{,}68 \text{ ккал/кГ сух. воздуха,}$$

или по (1.38а):

$$I = 19{,}57 \text{ кдж/кг сух. воздуха.}$$

Как видим, даже весьма простые операции по определению параметров влажного воздуха довольно трудоемки. Трудоемкость намного увеличится, если попытаться с помощью полученных зависимостей решить более сложные задачи, связанные с производством различных расчетов процессов кондиционирования, которые характеризуются изменением параметров воздуха. Поэтому в настоящее время эти расчеты ведутся графоаналитическим методом с использованием специальной диаграммы $I - d$ влажного воздуха.

§ 1.4. Построение $I - d$ диаграммы влажного воздуха

Диаграмма влажного воздуха $I - d$ была создана в 1918 году известным ученым-теплотехником Л. К. Рамзиным (1887–1948). Он построил ее, столкнувшись с большими трудностями аналитического расчета процессов сушки влажного торфа в топках паровых котлов. В настоящее время $I - d$ диаграмма широко применяется при расчете и проектировании процессов сушки различных материалов, при кондиционировании воздуха и во всех тех случаях, когда приходится иметь дело с процессами изменения состояния влажного воздуха.

Для большей наглядности и в целях рационального использования площади чертежа $I - d$ диаграмма строится не в прямоугольной, а в косоугольной системе координат. Вертикальная ось является осью энтальпий I, наклонной осью служит ось влагосодержаний d.

Назначив масштаб энтальпий, например $m_{см} = 1$ *ккал/кГ* сух. воздуха или *кдж/кг* сух. воздуха, откладываем по соответствующей оси от нуля (начало координат) вверх и вниз положительные и отрицательные значения энтальпий. Начало координат соответствует состоянию абсолютно сухого воздуха, имеющего температуру 0 °С. Из начала координат проводим прямую горизонтальную линию, а также наклонную линию под углом α. Наклонная линия является осью влагосодержаний d, однако для практического удобства масштаб влагосодержаний назначается по горизонтальной линии (вспомогательной оси), например $n_{см} = 1$ *Г/кГ* (рис. 1.2). Величина угла α может быть выбрана заранее. Чаще всего принимают $\alpha = 45°$, тогда угол между осью I и осью d составляет 135°. Можно подчинить выбор угла α определенному требованию, сущность которого выяснится далее.

После того как проведены оси I и d и выбраны соответствующие масштабы энтальпий и влагосодержаний, наносим сетку линий $I = \text{const}$ и $d = \text{const}$ (рис. 1.2). Имея эту сетку линий, наносим ли-

нии, которые объединяют состояния влажного воздуха при одной температуре (t = const), или изотермы. Для этой цели используем уравнение (1.38) или (1.38а). Естественно, что в системе координат $I - d$ изотермы представляют собой прямые линии. Лучше всего наносить каждую изотерму по двум точкам: для первой точки $d = 0$, для второй точки $d = d_1$. Начинать построение следует с изотермы $t = 0$. Для нее при $d = 0$ $I = 0$; при $d = d_1$ $I = 0{,}595d_1$ *ккал/кГ* сух. воздуха или $I = 2{,}495d_1$ *кдж/кг* сух. воздуха.

Так как изотермы являются прямыми линиями, что видно из уравнения (1.38), можно использовать в качестве изотермы $t = 0$ горизонтальную прямую, проведенную через начало координат. Эта горизонтальная линия будет изотермой в том случае, если отрезок CB любого треугольника OBC (рис. 1.2) в выбранном нами масштабе будет равен $0{,}595d$ (или, если использована система СИ, $2{,}495d$). Для этого необходимо и достаточно подчинить выбор угла одному-единственному условию, которое заключается в том, что (из треугольника OBC)

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{BC}{OB} = \frac{0{,}595dm}{dn} = 0{,}595\frac{m}{n},$$

или $2{,}495\dfrac{m}{n}$, если I в *кдж/кг* сух. воздуха.

Если же угол выбран заранее, данному соотношению должны быть подчинены масштабы энтальпий и влагосодержаний.

Изотерма $t = 0$, как указано выше, может быть использована в качестве вспомогательной оси, на которой назначен масштаб влагосодержаний. Остальные изотермы наносятся аналогично. Например, изотерма t_1 = const ($t \neq 0$) строится по двум точкам. Абсцисса первой точки по-прежнему $d = 0$, абсцисса второй точки, как и ранее, $d = d_1$ ($d_1 \neq 0$). Для определения значений ординат пользуемся зависимостью (1.38), результаты сведены в табл. 1.2.

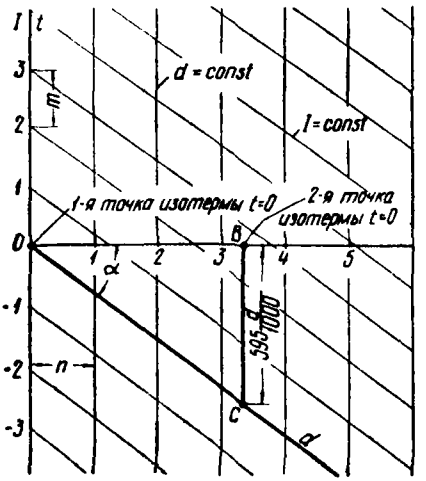


Рис. 1.2. Построение сетки линий I = const, d = const и линии $t = 0$

Таблица 1.2

Координаты точек изотермы t_1 = const

№ точки	Абсцисса d	Ордината I
1	0	$0{,}24t_1$
2	d_1	$0{,}24t_1 + (0{,}595 + 0{,}46t_1)\frac{d_1}{1000}$

Дальнейшее изложение будем вести, применяя систему единиц МКГСС. В приложении – приведена $I - d$ диаграмма, построенная с использованием системы единиц СИ.

В соответствии с данными табл. 1.2 произведено построение, приведенное на рис. 1.3. Рассмотрение рисунка позволяет сделать следующие выводы:

- поскольку все изотермы начинаются от оси I, последнюю можно использовать для нанесения масштаба температур. Масштаб температур не может быть выбран произвольно, так как энтальпия и температура для $d = 0$ связаны соотношением $I = 0{,}24t$, т. е. 1 °С = 0,24 *т см*;
- изотермы не параллельны друг другу, а расходятся веерообразно, что видно из сопоставления значений ординат изотермы $t = 0$ и $t = t_1$. Если построить изотерму $t = t_2$, причем $t_2 > t_1$, то в состав ординаты I для второй точки изотермы t_2 = const (при $d = d_1$) войдет отрезок $0{,}46t_2\frac{d_1}{1000}$, который больше отрезка $0{,}46t_1\frac{d_1}{1000}$ (рис. 1.3).

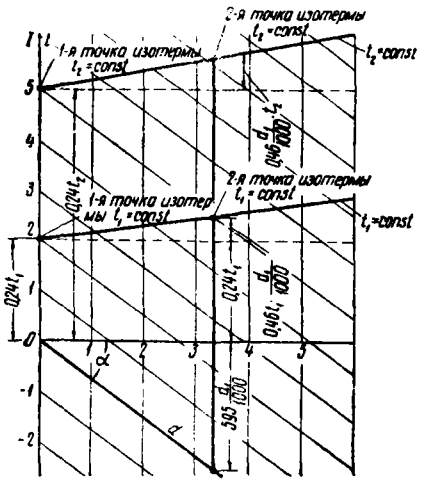


Рис. 1.3. Построение изотерм на $I - d$ диаграмме

Остается нанести линии, объединяющие состояния воздуха при одинаковых значениях относительной влажности φ = const. Для нанесения этих линий используем уравнение (1.35), по которому будем находить давление насыщенного водяного пара. Так как в уравнение (1.35) входит общее ба-

рометрическое давление B, то величина φ зависит от этого давления. Диаграмма $I - d$, которой мы будем пользоваться в дальнейшем, построена для барометрического давления $B = 750$ *мм рт. ст.* Строго говоря, при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха объектов, расположенных в различных местностях, следует применять различные диаграммы, построенные для соответствующих величин атмосферного давления. Однако если колебания этого давления незначительны, можно пользоваться одной диаграммой. Так, например, в соответствии с произведенными нами расчетами погрешность, получаемая при определении энтальпии с помощью одной $I - d$ диаграммы (построенной для B = 750 *мм рт. ст*), характеризуется вполне допустимыми величинами.

При колебаниях барометрического давления в пределах ±3% погрешность в определении энтальпии воздуха с помощью одной $I - d$ диаграммы не превышает допустимую для инженерных расчетов.

Построение линий $\varphi = \text{const}$ целесообразно начинать с линии $\varphi = 1$; уравнение (1.35) в этом случае принимает вид

$$d = 622\frac{P''_п}{B - P''_п}. \qquad (1.35а)$$

Задаваясь различными значениями t (t_1, t_2, t_3), можно с помощью формулы (1.14) или рис. 1.1 найти соответствующие значения давлений насыщенного водяного пара $P''_п$, а затем, подставив в уравнение (1.35а) полученные значения давления насыщенного водяного пара, определить различные значения d (d_1, d_2, d_3) для условий насыщения воздуха. Зная температуры (t_1, t_2, t_3) и влагосодержания (d_1, d_2, d_3), можно нанести точки *1, 2, 3* на $I - d$ диаграмму (рис. 1.4). Эти точки объединяются одним общим свойством – они лежат на линии $\varphi = 1$. Совершенно аналогично строятся линии $\varphi = 0{,}9$; $\varphi = 0{,}8$ и т. д. Разница заключается лишь в том, что в уравнение (1.35) подставляются

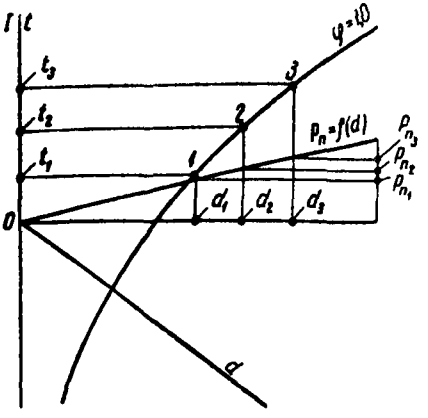


Рис. 1.4. Построение линии $\varphi = 1{,}0$ и линии $P_п = f(d)$

соответствующие значения $\varphi < 1$ (0,9; 0,8 и т. д.). На $I - d$ диаграмме наносится также линия, позволяющая находить парциальное давление водяного пара в зависимости от влагосодержания. Построение этой линии производится с помощью зависимости (1.36). Значения парциальных давлений пара целесообразно наносить в выбранном масштабе не на оси I, а в правой части диаграммы.

На рис. 1.5 представлена $I - d$ диаграмма влажного воздуха, построенная описанным способом для атмосферного давления 750 *мм рт. ст.*

Рассмотрим, как с помощью этой диаграммы могут быть найдены параметры воздуха, необходимые для производства расчетов процессов кондиционирования.

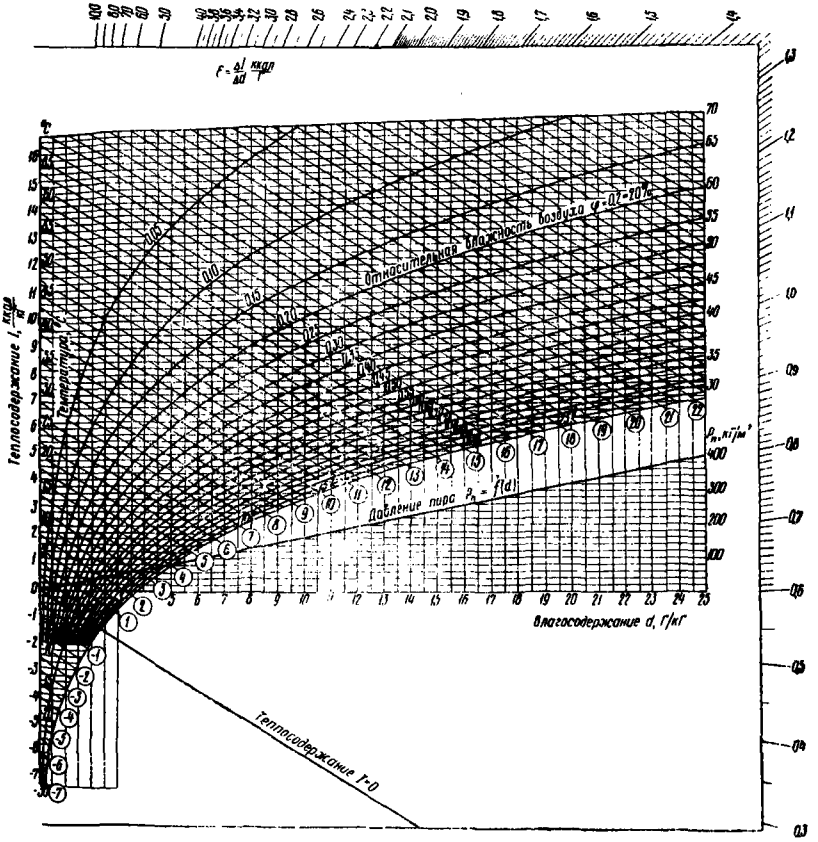


Рис. 1.5. $I - d$ диаграмма влажного воздуха

Укажем, что часть $I - d$ диаграммы, лежащая ниже кривой относительной влажности $\varphi = 1$, представляет собой особую область тумана.

Туман является двухфазной системой, состоящей из полностью насыщенного водяным паром воздуха и свободной влаги (мельчайших капелек воды или льда). Естественно, что распространять на эту область все свойственные влажному воздуху закономерности, положенные в основу построения $I - d$ диаграммы, нельзя. Тем не менее, как мы увидим дальше, с этой областью иногда приходится иметь дело при решении некоторых практических задач.

§ 1.5. Нахождение параметров воздуха с помощью $I - d$ диаграммы

Заданное состояние воздуха определяется точкой на $I - d$ диаграмме. Для нахождения точки, характеризующей это состояние, достаточно задать два независимых друг от друга параметра: I и t; t и φ; I и $P_п$; I и φ и т. д. Нельзя задавать параметры, однозначно определяющие друг друга, например $P_п$ и d.

Допустим, необходимо определить параметры воздуха, если его состояние задано в точке A (рис. 1.6). Пусть заданы I_A и d_A. Проведя через точку A линии $t_A = \text{const}$ и $\varphi_A = \text{const}$, получим соответствующие значения температуры и относительной влажности.

Парциальное давление водяного пара найдем следующим образом. Поскольку этот параметр однозначно определяется величиной влагосодержания, через точку A заданного состояния воздуха проведем линию $d_A = \text{const}$, найдем точку пересечения этой линии с линией $P_п = f(d)$, после чего определим значение $P_{пA}$.

Также просто определяется по $I - d$ диаграмме температура точки росы t''_A. Напомним, что это такая температура, при которой состояние водяного пара в воздухе будет насыщенным. Следовательно, для нахождения температуры точки росы достаточно провести линию $P_{пA} = \text{const}$ (а это все равно, что $d_A = \text{const}$) и для точки пересечения этой линии с линией $\varphi = 1$ определить соответствующее значение температуры. Это и будет t''_A.

Можно найти, конечно, то давление водяного пара, которое при данной температуре соответствует состоянию насыщенного влажного воздуха или давлению насыщенного водяного пара. Для этого из точки A следует провести изотерму до пересечения с линией $\varphi = 1$ и для полученной точки определить давление водяного пара $P''_{пA}$ ранее описанным способом (рис. 1.6.)

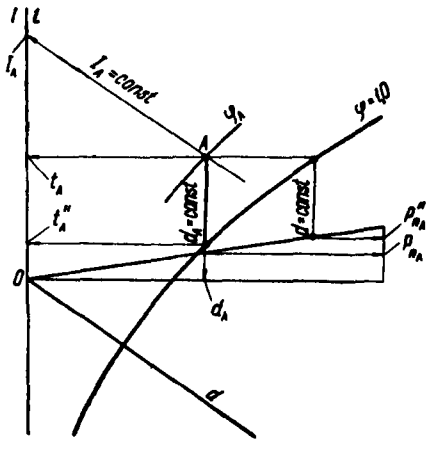


Рис. 1.6. Нахождение параметров воздуха на $I - d$ диаграмме

С помощью $I - d$ диаграммы может быть найдено значение температуры смоченного термометра.

Для того чтобы понять физический смысл этого весьма важного параметра влажного воздуха, поясним его сущность.

Представим, что в том или ином помещении находится открытый сосуд с водой. Стенки сосуда имеют идеальную тепловую изоляцию. Это позволяет считать, что теплообмен между воздухом и водой происходит только через открытую поверхность воды, через которую происходит и массообмен (влагообмен).

Допустим, что вначале температуры воды и воздуха одинаковы. Тогда под влиянием массообмена (испарения) температура воды начнет снижаться, так как на испарение тратится тепло. Так будет происходить до тех пор, пока температура воды не достигнет предела охлаждения, после чего ее снижение прекратится. Тепло, необходимое для испарения воды, будет поступать только из воздуха. Чем больше воды способно испаряться в воздух, тем ниже температура, соответствующая пределу охлаждения воды. Количество воды, способной испаряться в воздух, тем больше, чем меньше его относительная влажность. Как видим, по температуре испаряющейся в воздух воды, достигшей предела охлаждения, можно судить об относительной влажности воздуха.

Заметим, что чем больше отношение поверхности соприкосновения воды с воздухом к массе воды, тем скорее наступает температура предела охлаждения. Так, например, для капельки воды, находящейся в воздухе, предельное состояние наступает быстрее, чем для воды, налитой в сосуд. Еще быстрее приобретают температуру предела охлаждения пленки воды, передвигающиеся в тонких тканях (батист, кисея) за счет капиллярных сил. Это обстоятельство и использовано для замеров указанной температуры. Если шарик термометра обернуть такой тканью, а конец ткани опустить в сосуд с водой (рис. 1.7), то в результате непрерывного поступления воды к шарику термометра температура воды быстро достигнет предела охлаждения, что и будет зафиксировано смоченным термометром.

На $I - d$ диаграмме линии, объединяющие состояния воздуха с одинаковой температурой предела охлаждения, достаточно точно замеряемой смоченным термометром, могут быть нанесены так же, как, например, линии $t = \text{const}$ или $\varphi = \text{const}$.

Для нанесения линий $t' = \text{const}$ следует рассмотреть процесс, происходящий около шарика смоченного термометра, который окружен тонкой пленкой воды (в слое ткани: батисте или кисее). Пленку воды обволакивает пограничный слой воздуха, представляющий собой также тонкую пленку. Эти два слоя (вода и воздух) имеют одинаковую температуру, равную пределу охлаждения. Воздух, находящийся в пограничном слое, полностью насыщен водяным паром ($\varphi = 1$).

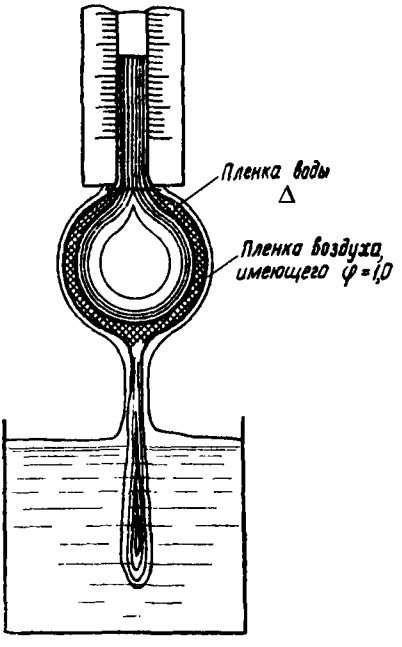


Рис. 1.7. Схема смоченного термометра

Происходящее испарение воды требует соответствующего количества тепла (теплота испарения), которое, как мы видим, берется из воздуха. Это количество тепла вместе с водяным паром поступает снова в воздух. Поэтому можно было бы говорить о равенстве энтальпий воздуха в тонкой пленке, температура которого замеряется смоченным термометром, и остального воздуха, температура которого замеряется сухим термометром. Однако следует учесть, что испарившаяся вода приносит с собой количество тепла Q':

$$Q' = \frac{\Delta d}{1000} t_{ж} c_{ж} = \frac{\Delta d}{1000} t' c_{ж}, \qquad (1.39)$$

где $\Delta d/1000$ – количество испаряющейся воды, *кГ*;

$t_{ж} = t'$ – температура испаряющейся воды, равная температуре воздуха по смоченному термометру, °С;

$c_{ж}$ – теплоемкость воды, *ккал/кГ · град*.

Таким образом, энтальпию воздуха, окружающего тонкой пленкой шарик смоченного термометра (I'), можно найти из выражения

$$I' = I_A + \frac{\Delta d}{1000} t' c_{ж}, \qquad (1.40)$$

где I_A – энтальпия окружающего воздуха, *ккал/кГ* сух. воздуха.

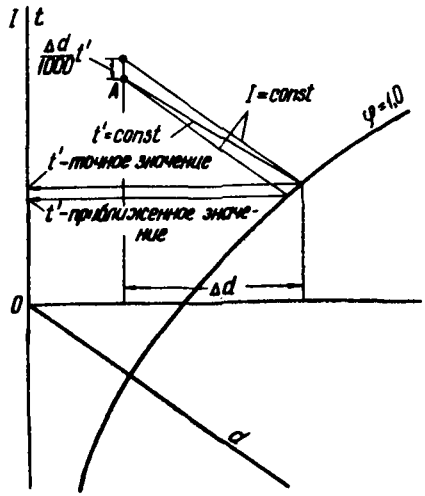


Рис. 1.8. Нахождение температуры смоченного термометра

Это уравнение позволяет нанести линии t' = const для любых значений температур. В самом деле, если провести изотерму t' = const, а из точки пересечения этой изотермы с линией $\varphi = 1$ линию I = const (рис. 1.8), то в любой точке этой линии можно выполнить построение, показанное на рис. 1.8. Определив для любой точки этой линии величину Δd, а затем $\Delta d/1000 t' c_{ж}$ и отложив ее вниз, получим точку A, для которой t' представляет собой температуру смоченного термометра.

Построение линий смоченного термометра производят для воздуха абсолютно сухого ($d = 0$), параметры которого лежат на оси I.

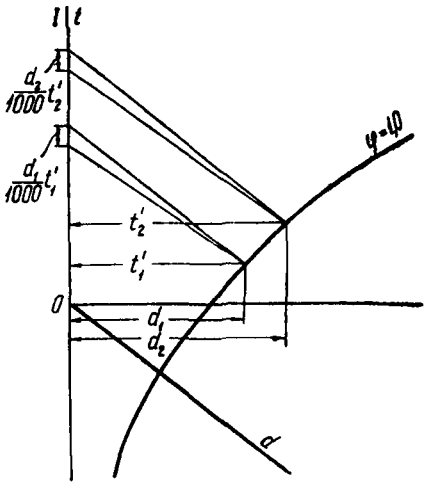


Рис. 1.9. Построение линий температур смоченного термометра

Построение линий t'_1 = const и t'_2 = const показано на рис. 1.9. $I - d$ диаграммы с нанесенными на них линиями t' = const используются в сушильной технике. В расчетах по вентиляции и кондиционированию воздуха с достаточной для практических целей степенью точности можно, пренебрегая в уравнении (1.40) членом $\Delta d/1000 t' c_{ж}$, считать, что энтальпия воздуха в тонкой пленке у шарика смоченного термометра и

энтальпия всего окружающего воздуха равны. Тогда линии $t' = \text{const}$ и линии $I = \text{const}$ совпадут и температура смоченного термометра найдется по изотерме, проходящей через точку пересечения линий $I = \text{const}$ и $\varphi = 1$ (рис. 1.8).

Укажем, что для расчета процессов кондиционирования воздуха используются, кроме $I - d$ диаграммы, психометрические таблицы и диаграммы. В психометрических диаграммах основными параметрами являются температуры воздуха по сухому и смоченному термометрам, в зависимости от которых могут быть найдены все остальные параметры влажного воздуха. Описание таких диаграмм и правила пользования ими содержатся в специальной литературе [43].

Задачи и контрольные вопросы к § 1.1–1.5

1. Найти на $I - d$ диаграмме точку состояния воздуха (точку A), если известно, что его температура равна +10 °С, а относительная влажность $\varphi = 50\%$.

Определить все параметры воздуха состояния A и сравнить их значения с величинами, полученными при решении примера аналитическим методом (стр. 29).

2. Заданы два состояния воздуха: точка A ($t_A = +20$ °С, $d_A = 4$ *Г/кГ*) и точка B ($t_B = +22$ °С, $\varphi_B = 80\%$).

Определить, как отличаются энтальпии I_A и I_B; объяснить, почему при незначительной разности температур воздуха имеет место значительная разница энтальпий.

3. Задано состояние воздуха (точка A): $t_A = +23$ °С, $d_A = 10{,}5$ *Г/кГ*.

Проверить правильность нанесения линии φ_A, определив с помощью $I - d$ диаграммы величины $P_{п_A}$ и $P''_{п_A}$.

4. Для одного из районов средние значения температуры и относительной влажности воздуха самого жаркого месяца в середине дня составляют $t = +28$ °С, $\varphi_B = 68\%$.

Установить, происходит ли конденсация на внутренних поверхностях неотапливаемого подземного сооружения, если температура грунта, окружающего сооружение, составляет 14 °С. Если конденсация имеет место, определить, какое количество водяного пара необходимо отнять от 10 000 *кГ* воздуха указанного состояния, чтобы устранить ее.

§ 1.6. Простейшие процессы изменения состояния воздуха (нагревание и охлаждение при постоянном влагосодержании)

При проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха приходится встречаться с различными процессами изменения состояния воздуха. Эти изменения происходят при нахождении воз-

духа как в обслуживаемых системами помещениях, так и в аппаратах, предназначенных изменять состояние воздуха в заданном направлении.

Как правило, наиболее простыми процессами являются такие, когда при изменении состояния воздуха остается неизменным один из параметров. К числу таких процессов относятся нагревание и охлаждение при постоянном влагосодержании. Эти процессы весьма распространены и наблюдаются:

- в помещениях, где происходят лишь тепловыделения и нет влаговыделений, иначе говоря, где выделяется так называемое «сухое» тепло. Из числа таких помещений назовем: дизельные машинные залы, трансформаторные, компрессорные, некоторые помещения узлов связи с различной тепловыделяющей аппаратурой и др.;
- в калориферных установках, предназначенных для нагревания воздуха;
- в помещениях, в которых имеет место охлаждение воздуха в результате потерь тепла через ограждающие конструкции (теплопотерь), при условии, что на внутренних поверхностях этих конструкций не наблюдается конденсации водяного пара из воздуха;
- в поверхностных воздухоохладителях, предназначенных для охлаждения воздуха, также при условии отсутствия конденсации водяного пара.

Во всех четырех случаях остается постоянной величина воздуха d, но в первых двух процесс из точки начального состояния направлен по $I - d$ диаграмме вертикально вверх, а во вторых двух – вниз.

Закономерности, свойственные этой категории процессов, рассмотрим на примере нагревания воздуха в калориферах. Калориферы могут входить в комплект центрального кондиционера, но могут применяться и самостоятельно в виде специальных калориферных установок. В первом случае нагревание составляет часть общего процесса тепловлажностной обработки воздуха, которая производится с целью придания ему необходимых параметров перед подачей в помещения. Во втором случае приходится иметь дело с более простой задачей, заключающейся в изменении только температуры подаваемого воздуха. Нередко калориферные установки являются элементом системы воздушного отопления, и тогда воздух нагревается до такой температуры, чтобы при остывании его до температуры помещения возмещались теплопотери помещения.

Во всех случаях задается температура $t_в$, до которой следует вести нагревание. Поэтому если известно начальное состояние воздуха,

то новое его состояние (после подогрева) на $I - d$ диаграмме определяется как точка пересечения линий $d_A = d_B = \text{const}$ и $t_B = \text{const}$ (точка B), рис. 1.10. Для этой точки могут быть найдены, так же как и для точки A, все параметры и, в частности, новое значение энтальпии I_B. Зная разность $I_B - I_A$ и количество воздуха, которое надо нагреть в единицу времени (например, $G_{гс}$ *кГ/час*), можно определить количество тепла, идущее на нагрев воздуха за ту же единицу времени Q:

$$Q = G_{гс}(I_B - I_A). \qquad (1.41)$$

Необходимо помнить, что $G_{гс}$ – вес не всего воздуха, а лишь его сухой части, при этом

$$G_{гс} = \frac{G_{гв}}{1 + \dfrac{d}{1000}}, \qquad (1.42)$$

где $G_{гв}$ – вес влажного воздуха, *кГ/час*.

С достаточной для практических целей степенью точности можно считать, что $G_{гв} = G_{гс} = G_г$ и не учитывать третьего слагаемого $(c_п td/1000)$ в выражении энтальпии. Тогда определение потребного для нагревания воздуха количества тепла будет найдено по упрощенной зависимости

$$Q = c_г G_г (t_B - t_A). \qquad (1.43)$$

Расчет по формуле (1.43) может производиться без применения $I - d$ диаграммы. Необходимо иметь в виду, что пользование этой формулой вполне допустимо при обычных для систем вентиляции и кондиционирования воздуха значениях влагосодержания. При значительных влагосодержаниях воздуха (таких, например, как в сушильной технике) выражение (1.43) применять не следует.

При охлаждении воздуха в поверхностных воздухоохладителях расчет производится с помощью формулы (1.41), по кото-

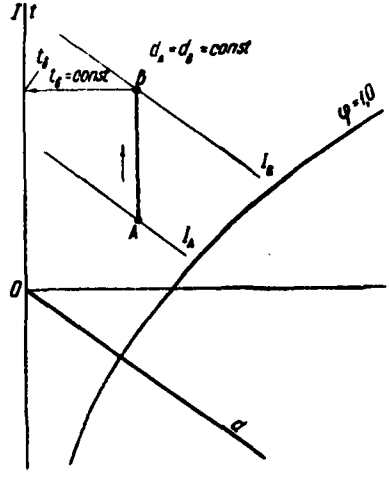


Рис. 1.10. Изображение процесса нагревания воздуха

рой в этом случае определяется количество тепла, отводимого от воздуха при охлаждении из состояния B (I_B, t_B) до состояния A (I_A, t_A). Найденное количество тепла составляет расчетную холодопроизводительность поверхностного воздухоохладителя.

При рассмотрении процессов изменения состояния воздуха в помещениях с теплоизбытками, как правило, приходится определять количество воздуха $G_{гс}$, необходимое для ассимиляции выделяющегося тепла при поддержании заданных в помещении параметров воздуха (например, температуры t_B). В этом случае линия процесса имеет тот же вид (рис. 1.10), а расчет ведется по формуле

$$G_{гс} = \frac{Q_{изб}}{I_B - I_A}. \qquad (1.44)$$

Можно также использовать более простое выражение

$$G_{гс} = \frac{Q_{изб}}{c_{гс}(t_B - t_A)}, \qquad (1.45)$$

где $Q_{изб}$ – количество избыточного тепла, ассимилируемое вентиляционным воздухом в единицу времени в *ккал/час* или *дж/час*.

Количество избыточного тепла определяется по тепловому балансу помещения

$$Q_{изб} = Q_{выд} - Q_{пот}, \qquad (1.46)$$

где $Q_{выд}$ – суммарные тепловыделения от оборудования и освещения, т. е. так называемое «сухое» тепло, *ккал/час* или *дж/час*;

$Q_{пот}$ – теплопотери помещения в тех же единицах.

Если в помещение подается воздух не для ассимиляции тепла, а для поддержания заданной температуры при наличии теплопотерь $Q_{пот}$, то расчет ведется по аналогичной формуле

$$G_{гс} = \frac{Q_{пот}}{I_B - I_A}, \qquad (1.47)$$

здесь I_B – энтальпия подаваемого воздуха;

I_A – энтальпия воздуха при заданном состоянии воздушной среды в помещениях;

$I_B - I_A$ – рабочая разность энтальпий, свойственная процессу остывания воздуха в помещении при возмещении теплопотерь $Q_{пот}$.

§ 1.7. Процесс изменения состояния воздуха в помещениях с тепло- и влаговыделениями

При проектировании вентиляции и кондиционирования воздуха, как правило, приходится иметь дело с помещениями, в которых кроме избыточного тепла выделяется водяной пар (т. е. имеют место влаговыделения). Источником выделения избыточного тепла в этом более общем случае, наряду с различным оборудованием и освещением, являются люди, а также водяной пар, выделяемый оборудованием.

Источником выделения водяного пара являются также люди, различное оборудование, а иногда и поступления через ограждающие конструкции подземных сооружений. Если при эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха предусматриваются перерывы в работе, влагопоступления через ограждения недопустимы.

Не останавливаясь на методах подсчета отдельных составных частей теплового и влажностного балансов различных помещений, напишем уравнения для определения избыточных тепловыделений (1.48) и влаговыделений (1.50):

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{сух. об}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{люди}} - Q_{\text{пот}}, \qquad (1.48)$$

где $Q_{\text{сух. об}}$ – тепловыделения от нагретых поверхностей оборудования («сухое» тепло);

$Q_{\text{п}}$ – тепло, поступающее вместе с водяным паром, выделяющимся от оборудования;

$Q_{\text{люди}}$ – тепловыделения (полные) от находящихся в помещении людей;

$Q_{\text{пот}}$ – теплопотери помещения.

Величина $Q_{\text{п}}$ определяется из выражения

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{п. об}} i_{\text{п}}, \qquad (1.49)$$

где $G_{\text{п. об}}$ – количество выделяющегося от оборудования водяного пара, *кГ/час*;

$i_{\text{п}}$ – энтальпия водяного пара, *ккал/час* или *дж/кг*.

Количество избыточной влаги (водяного пара) находится из уравнения

$$G_{\text{п}} = G_{\text{п. об}} + G_{\text{п. люди}} + G_{\text{п. огр}}, \qquad (1.50)$$

где $G_{\text{п. люди}}$ – влаговыделения людей;

$G_{\text{п. огр}}$ – влаговыделения от поверхностей ограждающих конструкций (как было указано выше, обычно не допускаются).

Напишем уравнения балансов по теплу и влаге для помещения, в которое поступает и из которого уходит $G_{гс}$ воздуха, *кГ/час*. В помещение выделяется избыточное тепло $Q_{изб}$ *ккал/час* и водяной пар $G_{п}$ *кГ/час*.

Начальное состояние воздуха (подаваемого) задано, т. е. известны его параметры: I_A и d_A. Конечное состояние воздуха (удаляемого) может быть определено лишь после построения процесса изменения состояния воздуха в помещении. Будем оценивать это состояние энтальпией I и влагосодержанием d.

Уравнение баланса по теплу:

$$G_{гс} I_A + Q_{изб} = G_{гс} I \,. \tag{1.51}$$

Уравнение баланса по влаге:

$$G_{гс} d_A + G_{п} \cdot 1000 = G_{гс} d \,. \tag{1.52}$$

Перенеся члены с $G_{гс}$ в левую часть и поделив уравнение (1.51) на (1.52), получим

$$\frac{I - I_A}{d - d_A} = \frac{Q_{изб}}{G_{п} \cdot 1000} \,. \tag{1.53}$$

Величина $\dfrac{Q_{изб}}{G_{п} \cdot 1000}$ имеет размерность *ккал/Г* и показывает, какое количество избыточного тепла приходится на единицу веса избыточной влаги. Как видим, она не зависит от количества воздуха $G_{гс}$ и является лишь характеристикой помещения. Эта величина определяет процесс изменения состояния воздуха в помещении и носит название тепловлажностного отношения или углового коэффициента процесса (обозначается ε, иногда q).

Приведем уравнение (1.53), являющееся уравнением прямой, к иному виду и построим линию процесса на $I - d$ диаграмме:

$$I = \varepsilon d + I_A - d_A \varepsilon \,. \tag{1.54}$$

Обозначив постоянные $I_A - d_A \varepsilon$ буквой b, получим

$$I = \varepsilon d + b \,. \tag{1.55}$$

Уравнение прямой в системе координат $I - d$ (1.55) совершенно аналогично уравнению $y = ax + b$ в декартовой системе координат. Построение прямой по уравнению (1.55) в системе координатных осей I и d производится таким же образом, как и в обычной системе координат. Наклон прямой линии (1.55) определяется величиной ε,

т. е. отношением приращения энтальпии воздуха к приращению влагосодержания.

Итак, если известны $\frac{Q_{изб}}{G_{п} \cdot 1000} = \varepsilon$ величина и начальное состояние воздуха, входящего в помещение, линия процесса легко может быть построена на $I - d$ диаграмме (рис. 1.11). Целесообразно принять такой порядок построения:

- наносим точку начального состояния воздуха A;
- задаемся произвольно величиной Δd (например, 1 или 2 $г/кг$);
- откладываем эту величину от точки A по направлению оси d;
- из точки, для которой влагосодержание равно $d_A + \Delta d$, проводим линию $d = \text{const}$ и откладываем на ней величину $\Delta I = \varepsilon \Delta d$, получая точку K;
- через точку A и точку K проводим прямую, которая задана уравнением (1.55).

Для наглядности на рис. 1.11 показано построение прямой линии $y = ax + b$ в прямоугольной системе координат.

При изменении параметров начального состояния воздуха наклон прямой, характеризующей процесс, остается тем же и линия процесса при новом начальном состоянии параллельна первой. Это обстоятельство использовано при построении $I - d$ диаграммы, на полях которой даны исходящие из начала координат линии с различными $\varepsilon(q)$. Совокупность этих линий называют иногда угловым масштабом.

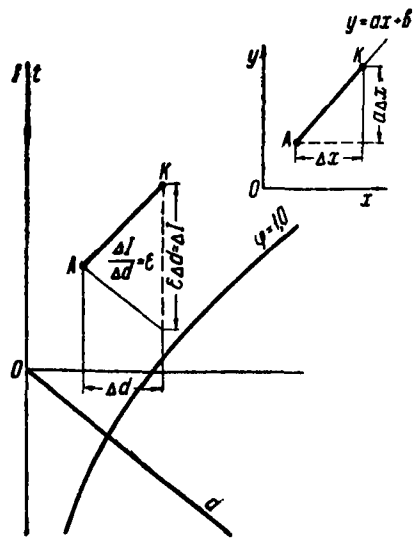


Рис. 1.11. Построение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении

Второй способ построения линии процесса связан с использованием углового масштаба. Сущность второго способа сводится к следующему (рис. 1.12). На полях $I - d$ диаграммы отыскиваем соответствующее значение $\varepsilon(q) = \frac{Q_{изб}}{G_{п} \cdot 1000}$. Соединив найденное значение ε

с началом координат (пунктирная линия на рис. 1.12), а затем проведя через точку A линию, параллельную пунктирной, получим необходимое построение процесса.

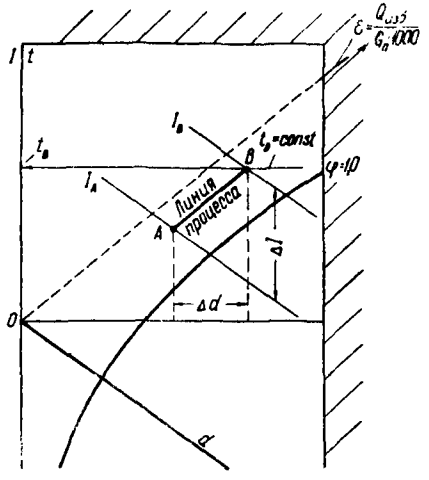


Рис. 1.12. Использование углового масштаба при построении линии процесса изменения состояния воздуха в помещении

Имея линию процесса изменения состояния воздуха в помещении, можно определить конечное состояние этого воздуха (при выходе из помещения). Для этого необходимо знать приращение энтальпии:

$$\Delta I = I_B - I_A = \frac{Q_{изб}}{G_{гс}}. \qquad (1.56)$$

Определив величину ΔI по формуле (1.56), найдем конечное теплосодержание $I_B = I_A + \Delta I$, а следовательно, и точку конечного состояния воздуха (точку B) – точку пересечения линии I_B = const и линии процесса. Тот же результат можно получить, вычислив величины Δd и d_B:

$$\Delta d = d_B - d_A = \frac{G_п \cdot 1000}{G_{гс}}; \qquad (1.57)$$

$$d_B = d_A + \Delta d. \qquad (1.58)$$

Если же известны величина ε, начальное состояние воздуха (точка A) и задан один из параметров конечного состояния, например t_B, легко определить количество тепла и влаги. Точка конечного состояния (точка B) найдется как точка пересечения линии процесса и изотермы t_B = const (рис. 1.12), а количество воздуха вычислится по формуле

$$G_{гс} = \frac{G_п \cdot 1000}{\Delta d}, \qquad (1.59)$$

или

$$G_{гс} = \frac{Q_{изб}}{\Delta I}. \qquad (1.60)$$

§ 1.8. Характеристики возможных процессов изменения состояния воздуха в зависимости от значения углового коэффициента

Как мы видели, для изображения на $I - d$ диаграмме того или иного процесса изменения состояния воздуха необходимо знать величину углового коэффициента $\varepsilon = \Delta I/\Delta d$, представляющую собой отношение приращения энтальпии к приращению влагосодержания. Величина углового коэффициента характеризует направление процесса изменения состояния воздуха. Для оценки характера процесса весьма важен знак числителя и знаменателя углового коэффициента.

Рассмотрим все возможные процессы изменения состояния воздуха и присущие им значения углового коэффициента.

1. Процесс нагревания воздуха (подробно рассмотрен в § 1.6) при постоянном влагосодержании $\Delta I > 0$; $\Delta d = 0$; $\varepsilon = +\infty$. Направление линии процесса вертикально вверх.

2. Процесс нагревания и увлажнения воздуха $\Delta I > 0$; $\Delta d > 0$; $\varepsilon > 0$.

Как показано в § 1.7, процесс изменения состояния воздуха происходит в помещениях с тепло- и влаговыделениями. Этот процесс можно осуществить, нагревая воздух в калориферной установке и увлажняя его затем водой или водяным паром. Если ограничиться подачей в воздух только водяного пара, то состояние воздуха будет изменяться по линии, практически совпадающей с изотермой.

В самом деле, в этом случае уравнения балансов по теплу и влаге (см. (1.51) и (1.52)), могут быть написаны в виде

$$G_{\text{гс}} I_A + G_{\text{п}} i_{\text{п}} = G_{\text{гс}} I \tag{1.61}$$

и

$$G_{\text{гс}} d_A + G_{\text{п}} \cdot 1000 = G_{\text{гс}} d\,, \tag{1.62}$$

отсюда

$$\frac{I - I_A}{d - d_A} = \varepsilon = \frac{i_{\text{п}}}{1000}\,. \tag{1.63}$$

Энтальпия водяного пара $i_{\text{п}}$ при нормальном барометрическом давлении и температуре 100 °С равна 639 *ккал/кГ*, поэтому $\varepsilon = 0{,}639$. Следовательно, процесс увлажнения воздуха водяным паром будет сопровождаться ничтожным повышением температуры воздуха, которым можно пренебречь и считать, что линия процесса изменения воздуха в этом случае будет практически совпадать с изотермой.

3. Процесс увлажнения воздуха при постоянной величине энтальпии (адиабатное увлажнение) $\Delta I = 0$; $\Delta d > 0$; $\varepsilon = 0$.

Направление линии процесса совпадает с изоэнтальпами, т. е. параллельно оси d. Этот процесс, как будет показано в главе 4, имеет большое практическое значение и происходит при соблюдении некоторых условий в аппаратах, использующих воду для обработки воздуха.

4. Процесс охлаждения воздуха при одновременном его увлажнении $\Delta I < 0$; $\Delta d > 0$; $\varepsilon < 0$. Осуществление данного процесса, так же как и предыдущего, возможно, если воздух обрабатывать водой.

5. Процесс охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании $\Delta I < 0$; $\Delta d = 0$; $\varepsilon = -\infty$. Направление линии процесса вертикально вниз. Процесс «сухого» охлаждения воздуха рассмотрен в § 1.6.

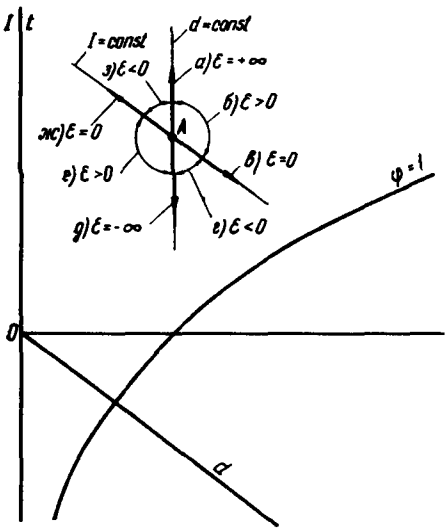


Рис. 1.13. Возможные процессы изменения состояния воздуха

6. Процесс охлаждения воздуха с одновременной его осушкой $\Delta I < 0$; $\Delta d < 0$; $\varepsilon > 0$. Имеет большое практическое значение и весьма распространен в системах кондиционирования воздуха. Ему будет уделено большое внимание в настоящем курсе.

7. Процесс осушки воздуха при постоянном значении энтальпии $\Delta I = 0$; $\Delta d < 0$; $\varepsilon = 0$. Линия этого процесса, так же как и описанного ранее (п. 3), совпадает с изоэнтальпой, но направление процесса противоположное, поэтому его можно назвать адиабатным осушением (или осушкой) воздуха. Процесс происходит в установках, использующих особые вещества – поглотители водяного пара (сорбенты).

8. Процесс нагревания воздуха с одновременной его осушкой $\Delta I > 0$; $\Delta d < 0$; $\varepsilon < 0$. Данный процесс, так же как и предыдущий, осуществляется лишь в установках с применением поглотителей водяного пара.

При расчете систем и аппаратов кондиционирования воздуха линии процессов изменения состояния воздуха строятся с учетом приведенных здесь значений угловых коэффициентов и знака ΔI и Δd. Построение этих линий производится способами, описанными в § 1.7, либо с использованием специального транспортира, предложенного А. В. Нестеренко [21].

На рис. 1.13 изображены линии, выходящие из точки A начального состояния воздуха и представляющие собой перечисленные процессы изменения состояния влажного воздуха. На этом же рисунке показаны области значений углового коэффициента ε, которые свойственны тому или иному процессу.

Задачи к § 1.6–1.8

1. В помещении машинного зала тепловыделения от двигателя внутреннего сгорания, электрогенератора и остального оборудования составляют 100 000 *ккал/час*, теплопотери помещения равны 10 000 *ккал/час*. Для поглощения теплоизбытков используется воздух, имеющий температуру t = 10 °С и относительную влажность φ = 0,65 (точка A). По нормам температура воздуха в машинном зале не должна превышать 35 °С.

Определить количество воздуха, необходимое для поглощения тепла в машинном зале.

Р е ш е н и е

Находим на $I - d$ диаграмме точку A (t_A = 10 °С, φ_A = 0,65). Из точки A проводим линию процесса изменения состояния воздуха в машинном зале. Поскольку влаговыделений нет: $\varepsilon = \dfrac{\Delta I}{\Delta d} = +\infty$, то линия процесса будет совпадать с d_A = const. В месте пересечения этой линии с изотермой t = 35 °С получаем точку, характеризующую конечное состояние воздуха, уходящего из машинного зала (точка B), ее параметры: t_B = 35 °С; φ_B = 0,14; d_B = 5 *Г/кГ*; I_B – 11,5 *ккал/кГ* и т. д.

Разность энтальпий $I_B - I_A$ = 11,5 – 5,5 = 6,0 *ккал/кГ*. Количество воздуха, необходимое для поглощения избыточного тепла и поддержания заданной температуры в машинном зале (1.44), равно

$$G_{\text{гс}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{I_B - I_A};\ Q_{\text{изб}} = Q_{\text{выд}} - Q_{\text{пот}} = 100\,000 - 90\,000 \quad \text{ккал/час};$$

$$G_{\text{гс}} = \frac{90\,000}{6} = 15\,000 \quad \text{кГ/час}.$$

Количество влажного воздуха заданного состояния (из формулы 1.42) составляет

$$G_{\text{гв}} = G_{\text{гс}}\left(1 + \frac{d}{1000}\right) = 15\,000\left(1 + \frac{5}{1000}\right) = 15\,075 \text{кГ/час}.$$

Как видим, разница между $G_{\text{гс}}$ и $G_{\text{гв}}$ ничтожна, поэтому в практических расчетах ею пренебрегают и считают, что

$$G_{\text{гс}} = G_{\text{гв}} = G_{\text{г}}.$$

Количество воздуха, выраженное в $м^3/час$,

$$L = \frac{G_г}{\gamma_г},$$

где $\gamma_г$ – вес 1 $м^3$ воздуха.

Объемный вес воздуха следует принимать по средней температуре и не учитывать влияния влажности. По формуле (1.12) $\gamma_г = 1{,}195$ $кГ/м^3$. Поэтому

$$L = \frac{15\,000}{1{,}195} = 12\,550 \quad м^3/час.$$

В качестве примечания укажем, что разность между температурой воздуха в помещении и приточного воздуха, принятая в этой задаче равной 35 – 10 = 25 °С, может быть допущена лишь в тех случаях, когда приточный воздух не попадает в рабочую зону, в которой находится лишь обслуживающий персонал.

2. В производственном помещении выделяется от оборудования 240 000 *ккал/час* «сухого» тепла и 300 *кГ/час* водяного пара (энтальпия выделяющегося пара 750 *ккал/кГ*). Теплопотери помещения составляют 15 000 *ккал/час*.

Определить, какое количество воздуха требуется для ассимиляции выделяющихся тепла и водяного пара, если начальные параметры воздуха t = 10 °С; φ = 0,9 (точка A), допускаемая температура в производственном помещении $t_в$ = 25 °С.

Р е ш е н и е

Определяем количество избыточного тепла:

$$Q_{изб} = Q_{сух.\,об} + Q_{иар} - Q_{пот} = 240\,000 + 300 \cdot 750 - 15\,000 =$$

$$= 450\,000 \; ккал/час.$$

Вычисляем значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении:

$$\varepsilon = \frac{Q_{изб}}{G_п 1000} = \frac{450\,000}{300\,000} = 1{,}5 \quad ккал/Г.$$

На I – d диаграмме находим точку A (t = 10 °С, φ = 0,9). Строим линию процесса ε = 1,5 *ккал/Г*, определяем точку B в месте пересечения линии процесса и изотермы t = 25 °С. Количество воздуха, потребного для ассимиляции тепла и влаги, может быть вычислено по формуле (1.59) или (1.60):

$$G_{тс} = \frac{Q_{изб}}{I_B - I_A} = \frac{450\,000}{12{,}6 - 6{,}6} = 75\,000 \quad кГ/час,$$

или

$$G_{\text{гс}} = \frac{G_{\text{п}} \cdot 1000}{d_B - d_A} = \frac{300\,000}{10{,}9 - 6{,}9} = 75\,000 \quad кГ/час .$$

3. (Решить самостоятельно.) В производственное помещение поступает воздух в количестве 40 000 *м³/час* с начальными параметрами (точка *A*): $t_A = 10$ °С и $d_A = 7{,}5$ *Г/кГ*. Параметры уходящего воздуха (точка *C*): $t_C = 29$ °С и $d_C = 15$ *Г/кГ*. Энтальпия водяного пара, выделяющегося в помещении, $i_{\text{п}} = 725$ *ккал/кГ*. Теплопотери помещения 10 600 *ккал/час*.

Определить:

а) количество водяного пара, выделяющегося в помещении;

б) количество тепла («сухого»), выделяемого оборудованием;

в) необходимое для ассимиляции тепла и влаги количество воздуха.

§ 1.9. Общие закономерности процессов смешения двух количеств влажного воздуха

Перед подачей в помещения воздух, для получения заданных параметров, нередко подвергается различным процессам обработки. С одним из таких процессов мы уже познакомились в § 1.6, когда речь шла о нагревании воздуха в калориферных установках.

Для осуществления этого процесса необходимо лишь тепло, подводимое теплоносителем к калориферной установке. Однако в ряде случаев поставленную задачу по обработке воздуха можно решить еще более экономичным способом, не прибегая к затрате тепла. Такое решение удается применить, когда есть возможность не нагревать зимний холодный воздух перед вводом в помещение, а использовать избыточное тепло, выделяющееся в данном помещении и содержащееся в удаляемом воздухе. Для этого достаточно предусмотреть смешение наружного холодного воздуха с теплым, уходящим из помещения (отработанным) воздухом. Это решение применимо для таких помещений, где вредностями являются только избыточное тепло и водяной пар (например, машинный зал паровой электростанции).

Конструктивное оформление устройств, обеспечивающих смешение, обычно очень простое. Допустим, требуется вентилировать помещение с большими тепло- и влагоизбытками (или только теплоизбытками), но без выделения других вредностей, при условии, что температура уходящего из помещения воздуха составляет 35 °С (рис. 1.14).

Температура наружного воздуха равна –20 °С. По санитарным нормам температура подаваемого воздуха не должна быть ниже +10 °С.

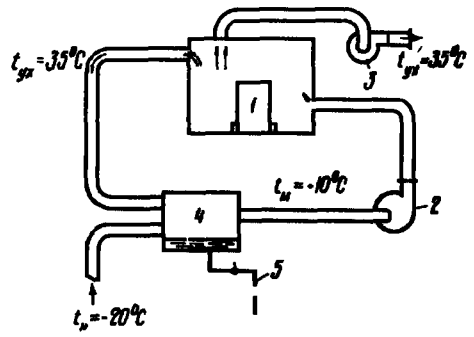


Рис. 1.14. Использование процесса смешения для вентиляции помещений с большими тепло- и влаговыделениями:

1 – оборудование, выделяющее тепло и водяной пар; *2* – центробежный вентилятор, подающий воздух; *3* – центробежный вентилятор, удаляющий воздух; *4* – смесительная камера; *5* – трубопровод для спуска конденсата

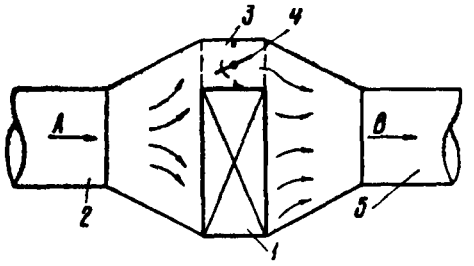


Рис. 1.15. Схема калориферной установки:

1 – калорифер; *2* – воздуховод для холодного воздуха; *3* – обходной канал; *4* – дроссель-клапан; *5* – воздуховод для подогретого воздуха

Естественно, что в этом случае достаточно предусмотреть смешение наружного и отработанного воздуха, чтобы получить заданное значение температуры подаваемого воздуха.

В сооружениях всегда есть помещения, где установлено оборудование, выделяющее только тепло: компрессорные, помещения узла связи, счетно-решающих устройств и т. д. Рациональное решение вентиляции таких помещений всегда предусматривает в числе прочих процессов и процесс смешения. Но практическое значение процесса смешения этим не ограничивается, потому что в процессе эксплуатации любого устройства для обработки воздуха приходится прибегать к смешению как способу регулировки, необходимой в связи с изменением параметров воздуха и режимов использования установки. Для этой цели, например, устраиваются специальные обходные каналы для регулировки нагревания воздуха в калориферах (рис. 1.15).

Кроме этой своей чисто практической стороны процесс смешения интересен и с теоретической точки зрения. Некоторые закономерности, присущие этому процессу, в ряде случаев помогают уяснить сущность более сложных процессов, например процессов обработки воздуха водой.

Рассмотрим построение процесса смешения на $I - d$ диаграмме. Для этого должны быть заданы две точки, характеризующие воздух одного и другого состояния: точка A (I_A, d_A) и точка B (I_B, d_B). Должны быть также известны количества одного и другого воздуха в *кГ/час*:

$$G_{\text{гс}A} = \frac{G_{\text{гв}A}}{1+\frac{d_A}{1000}} \quad \text{и} \quad G_{\text{гс}B} = \frac{G_{\text{гв}B}}{1+\frac{d_B}{1000}}.$$

Требуется уметь определять параметры различных точек смеси воздуха (точка M) этих двух состояний (точка A и точка B) в зависимости от пропорции смеси.

Напишем уравнения, необходимые для установления закономерностей, присущих процессу смешения.

Уравнение материального баланса:

$$G_{\text{гс}A} + G_{\text{гс}B} = G_{\text{гс}M} \ . \tag{1.64}$$

Обозначив буквой m пропорцию смеси или коэффициент смешения, получим

$$\frac{G_{\text{гс}B}}{G_{\text{гс}A}} = m \ . \tag{1.65}$$

Разделим правую и левую части равенства (1.64) на $G_{\text{гс}_A}$:

$$1 + m = \frac{G_{\text{гс}M}}{G_{\text{гс}A}} \ . \tag{1.66}$$

Уравнение баланса по теплу:

$$G_{\text{гс}A} I_A + G_{\text{гс}B} I_B = G_{\text{гс}M} I_M \ . \tag{1.67}$$

Уравнение баланса по влаге (водяному пару):

$$G_{\text{гс}A} d_A + G_{\text{гс}B} d_B = G_{\text{гс}M} d_M \ . \tag{1.68}$$

Разделив левую и правую части равенства (1.67) на $G_{\text{гс}_A}$ и заменив соответствующие выражения m, найдем

$$I_A + m I_B = (1+m) I_M \ . \tag{1.69}$$

Преобразуем это уравнение в два различных по внешнему виду:

$$I_M - I_A = m\,(I_B - I_M)\,; \tag{1.70}$$

$$\frac{I_M - I_A}{I_B - I_M} = m \ . \tag{1.71}$$

Проделав такие же операции с уравнением баланса по влаге (1.68), получим аналогичные выражения:

$$d_M - d_A = m(d_B - d_M); \tag{1.72}$$

$$\frac{d_M - d_A}{d_B - d_M} = m. \tag{1.73}$$

Разделив уравнение (1.70) на (1.72), найдем

$$\frac{I_M - I_A}{d_M - d_A} = \frac{I_B - I_M}{d_B - d_M}. \tag{1.74}$$

Уравнение (1.74) представляет собой уравнение прямой, проходящей через две заданные точки A и B, имеющие соответственно координаты I_A, d_A и I_B, d_B (рис. 1.16). Точка M – текущая, ее местонахождение зависит только от пропорции смеси. Пока только известно, что точка M лежит на прямой, соединяющей две точки, характеризующие состояние одного воздуха (состояние A) и другого воздуха (состояние B). Или иначе, прямая AB, соединяющая на $I - d$ диаграмме точки двух заданных состояний воздуха, является геометрическим местом точек смеси воздуха этих состояний.

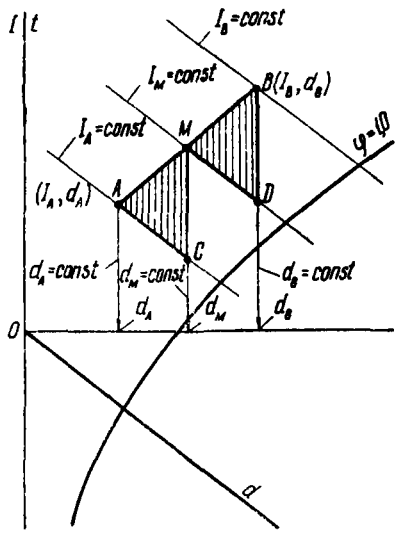


Рис. 1.16. Построение процесса смешения двух количеств воздуха

Местонахождение точки M на прямой AB определяется коэффициентом смешения m. Для получения зависимостей, позволяющих находить точку смеси (точка M), произведем следующее вспомогательное построение.

Проведем линии I = const и d = const через точки A, B, M (рис. 1.16) и рассмотрим подобные треугольники AMC и MBD. Из подобия треугольников следует

$$\frac{AM}{MB} = \frac{MC}{BD} = \frac{I_M - I_A}{I_B - I_M}. \tag{1.75}$$

Имея в виду равенства (1.71) и (1.65), можем окончательно записать

$$\frac{AM}{MB}=\frac{G_{\text{гс}B}}{G_{\text{гс}A}}. \qquad (1.76)$$

Таким образом, отрезок AM, примыкающий к точке A, дает в некотором масштабе количество воздуха $G_{\text{гс}_B}$, а отрезок MB, примыкающий к точке B, дает в некотором масштабе количество воздуха $G_{\text{гс}_A}$. Вся линия AB пропорциональна всему количеству воздуха или величине $1 + m$.

В ы в о д: точка M (точка смеси) делит прямую AB на отрезки, обратно пропорциональные количествам воздуха, входящим в смесь. Например, если $G_{\text{гс}_A} = 5000$ *кГ/час* и $G_{\text{гс}_B} = 10\,000$ *кГ/час*, $m = 2$.

Точка смеси M находится следующим образом. Делим прямую AB на $1 + m$ частей (в данном случае на 3). От точки A откладываем отрезок, пропорциональный $G_{\text{гс}_B}$ (т. е. две части). Можем от точки B отложить отрезок, пропорциональный $G_{\text{гс}_A}$ (т. е. одну часть). В обоих случаях получаем точку M, которая и определяет параметры смеси.

Так же просто решается и обратная задача, связанная с нахождением пропорции смеси двух заданных состояний воздуха, если известно, что параметры смеси должны удовлетворять какому-либо требованию. Например, может быть задана температура смеси, ее влагосодержание, температура точки росы и т. д.

§ 1.10. Процессы смешения двух количеств воздуха с конденсацией части водяного пара

На практике часто встречается особый случай процесса смешения, когда прямая линия, соединяющая точки A и B и представляющая собой геометрическое место точек смеси воздуха состояния A и состояния B, пересекает кривую $\varphi = 1$ и частично лежит ниже этой кривой (рис. 1.17), Такое положение линии AB свидетельствует о том, что при смешении будет происходить конденсация водяного пара, часть водяного пара, содержащегося в смеси, выпадет из нее в виде конденсата.

Из рассмотрения рис. 1.17 следует, что смешение будет сопровождаться конденсацией во всех случаях, когда точка смеси (точка M'), найденная описанным в предыдущем параграфе способом, окажется на отрезке NL. И тогда определить параметры смеси непосредственно будет невозможно, так как точка M' попадает в ту самую область тумана, на которую нельзя безоговорочно переносить правила нахождения параметров воздуха, изложенные в § 1.5. Поэто-

му полученную точку M', по которой с помощью обычных правил нельзя найти состояние воздуха в смеси с капельками воды и льда, называют фиктивной точкой.

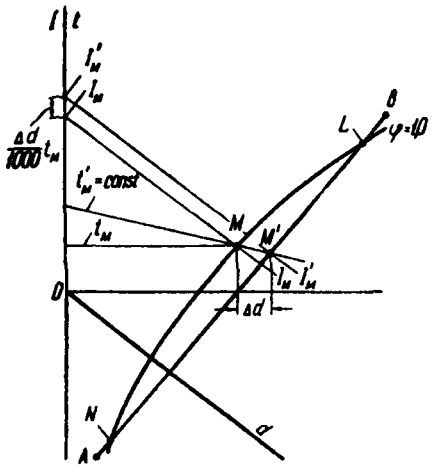


Рис. 1.17. Построение процесса смешения двух количеств воздуха с конденсацией части водяного пара

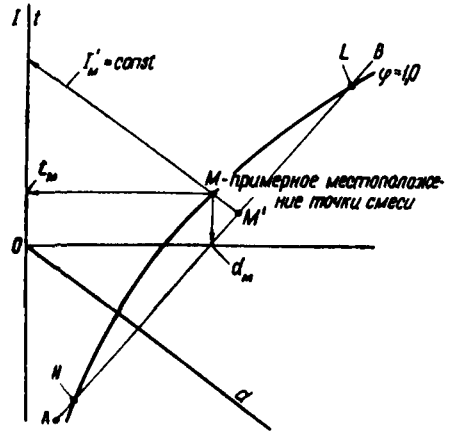


Рис. 1.18. Нахождение параметров смеси в случае смешения с конденсацией части водяного пара

Тем не менее $I - d$ диаграмма дает возможность определить параметры воздуха и в этом случае. Следует иметь в виду, что один параметр смеси известен, так как известно, что воздух в процессе смешения с конденсацией получается полностью насыщенным и поэтому его относительная влажность $\varphi = 1$. Остается определить второй параметр. Иначе говоря, остается ответить на вопрос, какая точка на кривой насыщения ($\varphi = 1$) будет представлять собой состояние воздуха, полученного в процессе смешения и характеризующегося фиктивной точкой M'.

Для того чтобы правильно определить местонахождение точки M, представим себе, что произойдет с воздухом в результате конденсации части содержащегося в нем водяного пара. При конденсации выделится тепло, затрачиваемое на парообразование, и это тепло приобретет воздух. Однако до конденсации это количество тепла также находилось в воздухе. Отсюда можно было сделать вывод, что энтальпия воздуха при конденсации водяного пара не

изменяется. Но вместе с конденсировавшимся водяным паром уйдет часть тепла, равная $Q_{конд}$:

$$Q_{конд} = \frac{\Delta d}{1000} t_M c_ж , \qquad (1.77)$$

где $\Delta d/1000$ – количество выделившегося конденсата, *кГ*;

t_M – температура выделившегося конденсата, °С;

$c_ж$ – теплоемкость конденсата (воды) (если в *ккал/кГ · град*, то $c_ж = 1$).

Следовательно, энтальпия воздуха после выпадения части водяного пара в виде конденсата меньше, чем энтальпия того же воздуха до выпадения конденсата $I_{M'}$, на величину $\Delta d/1000 t_M c_ж$, или

$$I_M = I_{M'} - \frac{\Delta d}{1000} t_M c_ж . \qquad (1.78)$$

Иллюстрацией служит рис. 1.17. Заметим, что отрезок MM' является продолжением линии постоянной температуры смоченного термометра $t'_M = \text{const}$. Отрезок Δd дает представление о количестве выпавшего из смеси конденсата; отрезок $\Delta d/1000 t_M c_ж = I_{M'} - I_M$ – количество тепла, унесенного из смеси выпавшим конденсатом.

Учитывая, что величина $\Delta d/1000 t_M c_ж$ мала, можно ею для практических расчетов пренебречь, считая, что $I_M = I_{M'}$. Нахождение параметров смеси при этом сильно упростится.

Задачу решаем следующим образом. Зная пропорцию смеси $\left(\text{коэффициент смешения } m = \frac{G_{гсB}}{G_{гсA}}\right)$, находим на прямой AB фиктивную точку M' по правилам, изложенным выше. Через точку M' проводим изоэнтальпу $I_{M'} = I_M = \text{const}$ и на пересечении этой линии с кривой $\varphi = 1$ получаем точку M, а значит, все параметры смеси (рис. 1.18).

Можно предложить иной метод построения для получения точки M, характеризующей состояние насыщенного воздуха в смеси его со свободной влагой. Поскольку температуры тумана (точка M') и насыщенного воздуха (точка M) одинаковы, эти две точки должны находиться на одной изотерме. Следовательно, для нахождения точки M надо уметь строить изотерму за пределами кривой $\varphi = 1$.

Энтальпия насыщенного воздуха с содержащимися в нем капельками воды (энтальпия тумана) может быть определена из уравнения

$$I = c_{\text{гс}} t + i''_{\text{п}} \frac{d''}{1000} + \frac{d - d''}{1000} c_{\text{ж}} t, \qquad (1.79)$$

где $c_{\text{гс}} t$ – энтальпия сухой части насыщенного воздуха;

$i''_{\text{п}} \frac{d''}{1000}$ – энтальпия водяного пара, содержащегося в насыщенном воздухе;

$\frac{d - d''}{1000} c_{\text{ж}} t$ – энтальпия капелек воды, находящихся в смеси с насыщенным воздухом.

Тангенс угла между изотермой t = const и осью абсцисс d найдется как первая производная по d от I (1.79) при постоянном значении t:

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right) = \frac{t\, c_{\text{ж}}}{1000}. \qquad (1.80)$$

Как видим, при невысоких температурах тангенс угла наклона изотермы к оси абсцисс весьма мал, что позволяет считать изотермы для области, лежащей ниже кривой $\varphi = 1$ (области тумана), совпадающими с изоэнтальпами. Таким образом, мы пришли к тому же выводу: для нахождения точки M, характеризующей состояние воздуха в смеси при выпадении конденсата, достаточно через фиктивную точку M' провести изоэнтальпу и на пересечении ее с кривой $\varphi = 1$ найти искомую точку.

В заключение этого параграфа укажем, что если в тумане содержатся не капельки воды, а частицы льда, приходится иметь дело с ледяным туманом.

Энтальпия насыщенного воздуха с содержащимися в нем частичками льда (энтальпия ледяного тумана) может быть определена из уравнения, аналогичного (1.79):

$$I = c_{\text{гс}} t + i_{\text{п}} \frac{d''}{1000} + i_{\text{л}} \frac{d - d''}{100}, \qquad (1.81)$$

где $i_{\text{л}}$ – энтальпия льда, *ккал/кГ*. Теплота плавления льда равна 80 *ккал/кГ*, а теплоемкость льда – 0,5 *ккал/кГ·град*, поэтому

$$i_{\text{л}} = -(80 - 0{,}5t). \qquad (1.82)$$

§ 1.11. Получение заданных параметров воздуха с помощью процессов смешения и нагревания

Рассмотренные в § 1.9 и 1.10 закономерности, свойственные процессам смешения двух количеств влажного воздуха, позволяют решать два рода задач:

1. Определять параметры смеси, если заданы состояния воздуха A и B и их количества.
2. Находить пропорции двух количеств воздуха A и B, если известно, что параметры смеси должны удовлетворять какому-либо требованию.

Вторая задача решается просто, если необходимо обеспечить только один заданный параметр смеси, а другие параметры не задаются. Если заданы, например, параметры воздуха двух состояний (точек A и B) и требуется получить смесь с температурой t_{M_1} (рис. 1.19), то пропорция смеси определяется из отношения $G_{гс_B}/G_{гс_A} = AM_1/BM_1$. В случае смешения двух количеств воздуха с конденсацией части водяного пара та же задача решается с помощью построения, приведенного на рис. 1.18. Для получения сме-

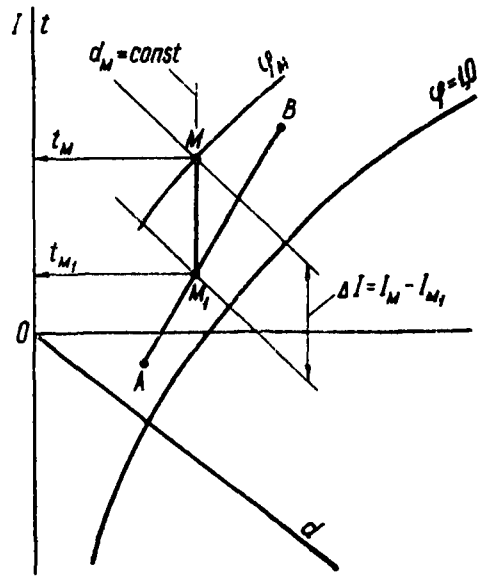


Рис. 1.19. Получение заданных параметров воздуха с помощью процессов смешения и нагревания

си заданной температуры t_M следует взять количества воздуха состояний A и B в соответствии с пропорцией

$$\frac{G_{\text{гс}B}}{G_{\text{гс}A}} = \frac{AM_1'}{BM_1'}.$$

В тех случаях, когда для смеси задается не один параметр, а два, задача усложняется. Решить ее с помощью одного процесса смешения не всегда возможно и приходится прибегать к двум процессам, чаще всего нагреванию и смешения.

Например, заданы два состояния воздуха (точки A и B). Требуется получить смесь, имеющую строго определенные температуру t_M и относительную влажность φ_M (точка M), рис. 1.19. Как видим, точка M лежит на прямой AB и, следовательно, одним процессом смешения решить поставленную задачу нельзя.

В этом случае задача решается следующим образом: сначала производится смешение воздуха состояний A и B в такой пропорции, чтобы точка смеси M_1 лежала на линии $d_{M_1} = d_M = \text{const}$. Затем смесь нагревается в калориферных установках так, чтобы энтальпия возросла на величину $\Delta I = I_M - I_{M_1}$, в результате получаются заданные параметры точки M, т. е. t_M и φ_M (рис. 1.19).

Эту же задачу можно решить иным путем: сначала подогреть воздух состояния A, а затем произвести смешение. Подогрев воздуха состояния следует производить до тех пор, пока точка, соответствующая его новому состоянию (точка A_1), не будет лежать на продолжении прямой линии BM (рис. 1.20).

В случае смешения без конденсации затраты тепла в обоих способах будут одинаковы. В случае смешения с конденсацией части водяного пара затраты тепла на нагрев воздуха по первому способу меньше, что иллюстрируется приведенным рис. 1.21.

Следует учитывать, что при втором способе производится нагрев воздуха на больший температурный перепад, чем при первом, что требует последовательного включения калориферов в установке. При прочих равных условиях такая установка имеет большее сопротивление, а следовательно, потребляет больше электроэнергии на привод вентилятора. Однако количество перемещаемого через калорифер воздуха при втором способе меньше, что способствует уменьшению затрат мощности. Последнее обстоятельство, которое необходимо отметить, заключается в том, что если в смешении участвует воздух, уходящий из такого помещения, где имеются источники его запыления, то при первом способе будет засоряться калорифер и уменьшаться коэффициент теплопередачи. Все

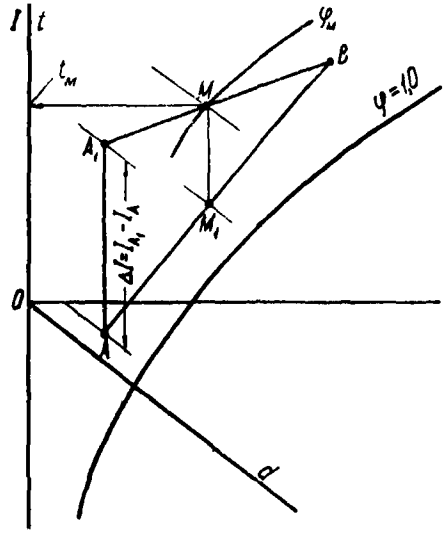


Рис. 1.20. Комбинации процессов нагревания и смешения для получения заданных параметров воздуха (смешение без конденсации части водяного пара)

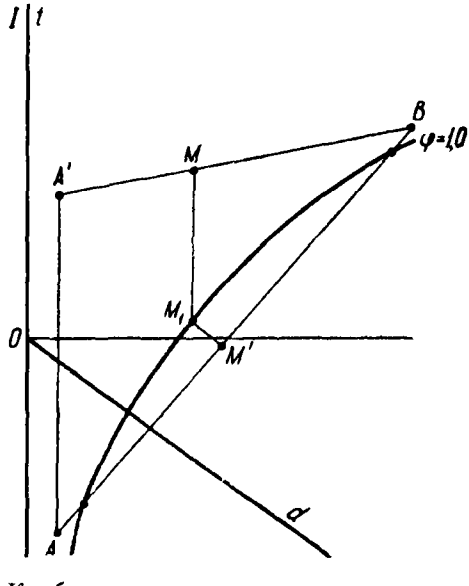


Рис. 1.21. Комбинации процессов нагревания и смешения для получения заданных параметров воздуха (смешение с конденсацией части водяного пара)

же, как правило, при решении конкретных практических задач, особенно в случаях смешения с конденсацией, следует отдавать предпочтение первому способу.

Задачи к § 1.9–1.11

1. Воздух с параметрами $t = -17$ °С; $\varphi = 100\%$ (точка A) в количестве $G_{гс} = 20\,000$ *кГ/час* смешивается с воздухом, уходящим из помещения с параметрами $t = 30$ °С; $d = 16$ *Г/кГ* (точка B).

Определить, какое количество этого воздуха используется для смешения, если необходимо обеспечить температуру смеси $t = 10$ °С (к остальным параметрам особых требований не предъявляется).

Решение

Находим на $I - d$ диаграмме точки A и B, соединяем их прямой линией. Видим, что изотерму $t = 10$ °С линия AB пересекает за пределами области влажного воздуха. Следовательно, процесс смешения сопровождается конденсацией и параметры смеси будут $t = 10$ °С; $\varphi = 100$ °С (точка M). Пропорцию смеси находим следующим образом.

Из точки M проводим изоэнтальпу $I_M = \text{const}$ до пересечения с прямой AB, получаем фиктивную точку смеси M', по которой определяем пропорцию смеси:

$$\frac{AM'}{G_{гсB}} = \frac{BM'}{G_{гсA}}.$$

Измеряя отрезки AM' и BM', находим:

$$\frac{144}{G_{гсB}} = \frac{137}{20\,000}.$$

Следовательно,

$$G_{гсB} = \frac{20\,000 \cdot 144}{137} = 21\,000 \quad кГ/час.$$

2. Наружный воздух (температура $t_A = -4$ °С, относительная влажность $\varphi = 90\%$) в количестве $G_{гс_A} = 6000$ *кГ/час* смешивается с воздухом помещения $G_{гс_B} = 4000$ *кГ/час*, имеющим параметры: температура $t_B = 19$ °С, влагосодержание $d_B = 8{,}2$ *Г/кГ*.

Определить параметры смеси.

3. Смесь, полученная в задаче № 2, пропускается через калорифер. На нагрев затрачивается 20 000 *ккал/час*.

Определить параметры воздуха после нагрева.

4. Смесь, полученная в задаче № 2, поступает в помещение, в котором от оборудования выделяется 46 000 *ккал/час* избыточного тепла (за вычетом теплопотерь). Влаговыделений в помещении нет.

Определить параметры уходящего из помещения воздуха.

5. В производственное помещение поступает воздух состояния M с температурой $t_M = 15$ °С (второй параметр необходимо найти), а уходит из помещения воздух

состояния B (t_B = 28 °С; φ_B = 0,5). В помещении выделяется 240 000 *ккал/час* тепла и 200 *кГ/час* водяного пара.

а) Определить количество воздуха, необходимого для ассимиляции тепла и водяного пара.

б) Наметить процесс получения воздуха состояния M, если известно, что воздух этого состояния представляет собой смесь наружного воздуха (параметры: t = –30 °С; φ = 100%) и воздуха, уходящего из помещения (точка B).

6. В помещение подается смесь воздуха состояния A (t_A = –20 °С; φ_A = 100%) и смесь воздуха состояния B (I_B = 11 *ккал/кГ*; d_B = 10,5 *Г/кГ*).

В помещении выделяется 10 000 *ккал/час* тепла от оборудования и находится 100 человек (каждый выделяет 108 *ккал/час* тепла и 60 *Г/час* влаги).

Определить общее количество воздуха (смеси), необходимое для поглощения тепла н влаги и количества воздуха состояний A и B, если известно, что температура смеси, подаваемой в помещение, равна 8 °С, а температура воздуха, выходящего из помещения, равна 25 °С.

7. В производственное помещение поступает воздух (точка M) с параметрами: t_M = 10 °С; d_M = 7,0 *Г/кГ*. Уходящий из помещения воздух не должен нагреваться выше 36 °С ($t_B \leq$ 36 °С). В помещении выделяется от оборудования 210 000 *ккал/час* и 360 *кГ* водяного пара в час (энтальпия $i_п$ = 750 *ккал/кГ*), теплопотери помещения равны 30 000 *ккал/час*.

а) Определить:

– точку B состояния уходящего из помещения воздуха;

– количество подаваемого воздуха, необходимое для поглощения тепла и влаги.

б) Наметить схему простейшей обработки подаваемого воздуха (с использованием уходящего из помещения воздуха).

Глава 2

ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУХУ ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

§ 2.1. Общие положения

Воздушная среда закрытого помещения должна удовлетворять ряду требований, которые предъявляются, во-первых, людьми, находящимися в данном помещении, и, во-вторых, размещенным в помещении оборудованием или хранящимся имуществом.

Первую группу требований принято называть санитарно-гигиеническими, а вторую – технологическими.

В СССР уровень тех и других требований для помещений различного назначения непрерывно растет. С 1930 года в стране издаются обязательные для всех «Санитарные нормы и правила проектирования промышленных предприятий», в которых одним из основных является раздел, посвященный нормированию условий воздушной среды производственных помещений.

Показателем все возрастающего уровня требований к параметрам воздушной среды зданий и сооружений различного назначения служит тот факт, что перечень помещений, в которых должны поддерживаться оптимальные условия воздушной среды с помощью систем кондиционирования воздуха, непрерывно расширяется.

Санитарно-гигиенические требования к воздушной среде закрытых помещений различного назначения в основном зависят от характера деятельности людей в данном помещении. Обычно уровень этих требований тем выше, чем более ответственную работу выполняет человек. Как правило, напряженная умственная работа требует создания наилучших условий воздушной среды.

Технологические требования при проектировании систем кондиционирования воздуха промышленных предприятий из года в год повышаются, что объясняется непрерывным ростом точности изготовления различных видов изделий, оборудования и приборов, а также появлением новых, более совершенных видов промышленной продукции, требующей для своего производства вполне определенныйх условий воздушной среды. Это в первую очередь относится к цехам, выпускающим радиоэлектронную аппаратуру, оптику, кино- и фотопленку, некоторые виды продукции текстильной промышленности и т. д.

Хотя все факторы воздушной среды действуют на людей и оборудование совместно, комплексно, требования к воздуху закрытых помещений можно подразделить на следующие группы:

а) требования к газовому составу воздуха – регламентируют различные отклонения в процентном содержании основных газов, составляющих собственно воздух;

б) требования к чистоте воздуха – ограничивают содержание в воздухе различных посторонних примесей; такими примесями могут быть твердые или жидкие частички (пыль, дым, туман), газы, пары и живые микроорганизмы (бактерии);

в) требования к метеорологическим параметрам воздуха. Под метеорологическими параметрами воздуха понимается его температура, влажность, подвижность (скорость движения).

В последнее время многие специалисты предлагают принимать за критерий оценки качества воздушной среды ионный спектр. Как известно, часть молекул атмосферного воздуха несет на себе положительный или отрицательный электрический заряд. Такие заряженные молекулы воздуха называются легкими ионами или аэроионами. Осевшие на твердых или жидких частичках аэроионы образуют тяжелые малоподвижные ионы. Ионизация атмосферного воздуха вызывается различными процессами и главным образом излучениями радиоактивных веществ.

Установлено благотворное влияние на человеческий организм легких отрицательных аэроионов, представляющих собой, как правило, ионизированные молекулы кислорода, и отрицательное действие положительных аэроионов, которые чаще всего образуются за счет молекул углекислого газа.

В закрытых помещениях может наблюдаться как ионизация, так и дезионизация воздуха. Для помещений, занятых людьми, оборудованных средствами искусственной вентиляции и лишенных естественного поступления атмосферного воздуха, более характерен процесс дезионизации, который вызывается фильтрацией воздуха, прохождением его по металлическим воздуховодам и т. д. Вместе с тем ряд процессов кондиционирования воздуха способствует повышению содержания в нем легких ионов. К таким процессам относится обработка воздуха водой в камерах орошения, нагревание воздуха в электрокалориферах. По-видимому, в умеренной ионизации воздуха при условии преобладания легких отрицательных аэроионов заключается положительный эффект.

Доказана целесообразность ионизации воздуха в лечебных целях. Имеются специальные устройства – ионизаторы, позволяющие искусственно создавать в воздухе легкие аэроионы той или иной по-

лярности. Некоторые специалисты предлагают оборудовать различные помещения установками для ионизации. Однако по этому вопросу нет еще единого и авторитетного мнения ученых-физиологов, поэтому в настоящее время для закрытых помещений не существует каких-либо норм содержания аэроионов в воздушной среде.

§ 2.2. Требования к газовому составу воздуха

Приведенный в табл. 1.1 состав атмосферного воздуха претерпевает в закрытых помещениях различные изменения. Во-первых, меняется процентное содержание отдельных обязательных компонентов, и, во-вторых, появляются дополнительные, не свойственные чистому воздуху примеси. В настоящем параграфе речь пойдет об изменениях газового состава и о допустимых отклонениях его от нормального.

Важнейшими для жизнедеятельности человека газами являются кислород и углекислый газ, участвующие в газообмене человека с окружающей средой. Этот газообмен осуществляется главным образом в легких человека в процессе дыхания. Газообмен, происходящий через поверхность кожи, примерно в 100 раз меньше, чем через легкие, так как поверхность тела взрослого человека составляет приблизительно 1,75 $м^2$, а поверхность альвеол легких – около 200 $м^2$. Процесс дыхания сопровождается образованием в организме человека теплоты в количестве от 4,69 до 5,047 (в среднем 4,879) *ккал* на 1 *л* поглощенного кислорода (перешедшего в углекислоту). Следует заметить, что поглощается только незначительная часть содержащегося во вдыхаемом воздухе кислорода (приблизительно 20%). Так, если в атмосферном воздухе находится примерно 21% кислорода, то в выдыхаемом человеком воздухе его будет около 17%. Обычно количество выдыхаемой углекислоты меньше количества поглощенного кислорода. Отношение объемов выделяемой человеком углекислоты и поглощенного кислорода носит название дыхательного коэффициента (ДК), который обычно колеблется от 0,71 до 1. Однако если человек находится в состоянии сильного возбуждения или выполняет очень тяжелую работу, ДК может быть даже больше единицы.

Количество кислорода, необходимое человеку для поддержания нормальной жизнедеятельности, в основном зависит от интенсивности выполняемой им работы и определяется степенью нервного и мускульного напряжения. Усвоение кровью кислорода происходит лучше всего при парциальном давлении около 160 *мм рт. ст.*, что при атмосферном давлении 760 *мм рт. ст.* соответствует нормальному процентному содержанию кислорода в атмосферном воздухе, т. е. 21%.

Благодаря способности человеческого организма приспособляться, нормальное дыхание может наблюдаться и при меньших количествах кислорода. Если сокращение содержания кислорода в воздухе происходит за счет инертных газов (например, азота), то возможно значительное уменьшение количества кислорода – вплоть до 12%.

Однако в закрытых помещениях уменьшение содержания кислорода сопровождается не нарастанием концентрации инертных газов, а накоплением углекислого газа. В этих условиях предельно допустимое минимальное содержание кислорода в воздухе должно быть намного выше. Обычно в качестве нормы такой концентрации принимается содержание кислорода, равное 17% по объему. Вообще говоря, в закрытых помещениях процентное содержание кислорода никогда не снижается до этой нормы, так как гораздо раньше достигает предельного значения концентрация углекислого газа. Поэтому практически важнее установить предельно допустимые нормы содержания в закрытых помещениях не кислорода, а углекислого газа.

Углекислый газ CO_2 представляет собой бесцветный газ со слабым кислым вкусом и запахом; он в 1,52 раза тяжелее воздуха, слегка ядовит. Накопление углекислого газа в воздухе закрытых помещений приводит к появлению головной боли, головокружению, слабости, потере чувствительности и даже потере сознания.

Считается, что в атмосферном воздухе количество углекислого газа составляет 0,03% по объему. Это справедливо для сельских местностей. В воздухе крупных промышленных центров его содержание обычно больше. Для расчетов принимают концентрацию, равную 0,04%. В воздухе, выдыхаемом человеком, содержится примерно 4% углекислого газа.

Без каких-либо вредных последствий для человеческого организма в воздухе закрытых помещений могут быть допущены концентрации углекислого газа, значительно более высокие, чем 0,04%. Величина предельно допустимой концентрации углекислого газа зависит от продолжительности пребывания людей в том или ином закрытом помещении и от рода их занятий. Например, для герметизированных убежищ, при размещении в них здоровых людей на срок не более 8 часов, может быть принята в качестве предельно допустимой концентрации CO_2 норма в 2%. При кратковременном пребывании людей эта норма может быть увеличена. Возможность пребывания человека в среде с повышенными концентрациями углекислого газа обусловлена способностью человеческого организма приспосабливаться к различным условиям. При концентрации CO_2 выше, чем 1%, человек начинает вдыхать значительно больше воздуха. Так, при концентрации CO_2 в 3% дыхание удваивается даже в состоянии по-

коя, что само по себе не вызывает заметных отрицательных последствий при сравнительно кратковременном пребывании в таком воздухе человека. Если же человек будет находиться в помещении с концентрацией CO_2 в 3% достаточно долго (3 и более суток), ему грозит потеря сознания.

При длительном пребывании людей в герметизированных помещениях и при выполнении людьми той или иной работы величина предельно допустимой концентрации углекислого газа должна быть существенно меньше 2%. Допускается колебание ее от 0,1 до 1%. Содержание углекислого газа 0,1% может считаться допустимым и для обычных негерметизированных помещений зданий и сооружений различного назначения. Более низкая концентрация углекислого газа (порядка 0,07–0,08) должна назначаться лишь для помещений лечебных и детских учреждений.

Как будет ясно из дальнейшего, требования в отношении содержания углекислого газа в воздухе помещений наземных зданий обычно легко удовлетворяются, если источниками его выделения являются люди. Иначе стоит вопрос, когда углекислый газ накапливается в производственных помещениях в результате тех или иных технологических процессов, происходящих, например, в дрожжевых, пивоваренных, гидролизных цехах. В этом случае в качестве предельно допустимой концентрации углекислого газа принимают 0,5%.

§ 2.3. Требования к чистоте воздуха закрытых помещений

В воздухе различных по своему назначению помещений могут содержаться посторонние примеси в виде твердых и жидких частичек, паров и газов. Присутствие этих посторонних веществ наносит вред человеческому организму даже тогда, когда по своему составу они нейтральны. Поэтому такие примеси к воздуху закрытых помещений принято называть вредностями. Наибольшее количество вредностей накапливается в производственных помещениях в результате различных технологических процессов. При этом могут выделяться весьма токсичные ядовитые вещества, такие как хлор, сернистый газ, окись углерода, различные мышьяковистые соединения и т. д. Очень распространенной вредностью в различных промышленных предприятиях является пыль, которая может быть по своему химическому составу ядовитой. Но и тогда, когда пыль нейтральна, она вредна, так как, проникая в легкие человека, может вызывать различные профессиональные заболевания.

Полное устранение из воздуха закрытых помещений вредных для человека примесей не всегда возможно главным образом из-за ог-

ромных трудностей, связанных с совершенной очисткой воздуха. Поэтому приходится допускать некоторое содержание вредностей в воздухе различных помещений. В Советском Союзе предельно допустимые концентрации вредностей в воздухе закрытых помещений устанавливаются Государственной санитарной инспекцией на основе исследований специальных учреждений Министерства здравоохранения и институтов охраны труда ВЦСПС.

В качестве нормы предельно допустимой концентрации того или иного вида вредности принимается та максимальная ее концентрация, при которой даже после весьма длительного воздействия вредности не возникает каких-бы то ни было объективных признаков ухудшения самочувствия и здоровья людей. При кратковременном пребывании людей в помещениях допускаются более высокие концентрации вредностей.

Для тех производств, в которых известными методами обеспечить предельно допустимые содержания вредностей нельзя и в которых работающие подвергаются воздействию увеличенных концентраций вредных для здоровья веществ, законодательством предусматриваются мероприятия, обеспечивающие сохранение здоровья людей. К таким мероприятиям относятся: введение сокращенного рабочего дня (иногда до 4 часов в сутки), выдача нейтрализующих действие вредностей продуктов питания (например, молока), предоставление удлиненных отпусков, отправление в специальные санатории.

Значения предельно допустимых концентраций вредностей приводятся в соответствующей литературе [26].

Не останавливаясь подробно на описании вредностей, встречающихся в различных закрытых помещениях, дадим краткую характеристику наиболее распространенным из них.

Минеральная и органическая пыль представляет собой частный вид аэрозолей (под последними понимается смесь воздуха и находящихся в нем твердых или жидких частичек). Если твердые частички, образующие пыль, состоят из ядовитых веществ, то предельно допустимые концентрации следует брать из упомянутого перечня. Очень часто в пыли отсутствуют токсичные примеси, и тогда ее предельно допустимая концентрация назначается в зависимости от содержания в ней свободной кристаллической кремниевой кислоты SiO_2 (например, кварца) и асбеста. Если минеральная или растительная пыль не имеет указанных примесей, величина предельно допустимой концентрации принимается 10 *мГ/м*^{3}. При содержании в пыли SiO_2 более 10% и для асбестовой пыли величина составляет 2 *мГ/м*^{3}. Наконец, для пыли, у которой SiO_2 более 70%, предельно допустимая концентрация равна 1 *мГ/м*^{3}.

В таких помещениях, как машинные залы дизельных электростанций, котельные и гаражи, весьма часто находится окись углерода, или угарный газ, CO. Этот газ образуется в больших количествах при пожарах и при производстве взрывных работ.

Окись углерода – газ без цвета, вкуса и запаха. Удельный вес (по отношению к воздуху) 0,97. Очень слабо растворяется в воде (примерно 3 объема газа растворяются в 100 объемах воды). Взрывается в смеси с воздухом в количестве от 13–16% до 75%. Ядовита потому, что гемоглобин крови, содержащийся в красных кровяных шариках человека, имеет гораздо большее сродство с окисью углерода, чем с кислородом (в 250–300 раз). Если во вдыхаемом воздухе есть CO, то кровь ее усваивает вместо кислорода и по телу человека циркулирует карбоксигемоглобин (H_BCO) вместо оксигемоглобина (гемоглобин + кислород = H_BO_2); начинается кислородное голодание, которое при достаточном насыщении крови CO может вызвать смерть. Различают три степени острого (т. е. нехронического) отравления окисью углерода: слабое (шум в ушах, головная боль, головокружение, сердцебиение); сильное (ко всем вышеуказанным симптомам прибавляется потеря способности двигаться и притупление сознания); смертельное (потеря сознания, судороги, смерть). Эти степени отравления человека, находящегося в покое, вызываются следующими четырьмя категориями токсических концентраций:

- 0,2 *мГ/л* (200 *мГ/м*^{3}) – никаких или лишь слабые симптомы отравления через несколько часов;
- 0,6 *мГ/л* (600 *мГ/м*^{3}) – слабое отравление после воздействия до 1 часа;
- 1,6 *мГ/л* (1600 *мГ/м*^{3}) – тяжелое отравление;
- 5,0 *мГ/л* (5000 *мГ/м*^{3}) – смертельное отравление.

В качестве нормы предельно допустимой концентрации CO в воздухе закрытых помещений принимается 0,002 *мГ/л* (2,00 *мГ/м*^{3}). При длительности работы в воздухе, содержащем окись углерода, не более 1 часа предельно допустимая концентрация повышается до 0,005 *мГ/л*; при длительности 30 минут – до 0,01 *мГ/л*; 15 минут – до 0,02 *мГ/л*. При этом повторные работы в воздухе с повышенными концентрациями CO могут производиться с перерывом не менее чем 2 часа.

Акролеин (акриловый альдегид CH = CH – CH = 0) поступает в воздух дизельного машинного зала, являясь продуктом сгорания и разложения смазочного масла.

Акролеин бесцветен, имеет запах пригорелых жиров, почти в два раза тяжелее воздуха (удельный вес по отношению к воздуху 1,93); сильно раздражает слизистые оболочки, обладает некоторым общим токсическим действием. Порог восприятия запаха около 0,04 *мГ/л*.

Предельно допустимая концентрация акролеина в воздухе помещения 0,0007 *мГ/л* (0,7 *мГ/м*^{3}).

Туман серной кислоты (H_2SO_4) выделяется в аккумуляторных помещениях при зарядке кислотных аккумуляторов, когда пузырьки свободного водорода, вырываясь из электролита, уносят с собой и мельчайшие капельки серной кислоты. Раздражает верхние дыхательные пути, в особенности слизистую оболочку носа; затрудняет дыхание; вызывает спазм головной щели, жжение в глазах. При более высоких концентрациях может привести к кровавой мокроте, рвоте (иногда с кровью), а также тяжелым воспалительным заболеваниям бронхов и легких. Концентрации 0,003–0,004 *мГ/л* неприятны, а 0,006–0,008 *мГ/л* очень тягостны. Предельно допустимой является концентрация 0,001 *мГ/л* (1 *мГ/м*^{3}).

Если в производственном помещении выделяются радиоактивные вещества, то величины предельно допустимых концентраций этих веществ назначаются в зависимости от их активности в кюри на 1 *л* (или 1 *м*^{3}) воздуха. Подробную таблицу допустимых концентраций ряда радиоактивных элементов можно найти в специальной литературе [13, 24].

Все приведенные в настоящем параграфе сведения относятся к санитарно-гигиеническим требованиям, которые, если иметь в виду чистоту воздуха, как правило, значительно выше технологических. Однако в ряде случаев к чистоте воздуха предъявляются очень высокие технологические требования. Так, например, весьма высокие требования по запыленности воздуха предъявляются в цехах, производящих высокоточное оборудование, кино- и фотопленку, а также оптические приборы, так как наличие даже мельчайших пылевых частичек сказывается на качестве выпускаемой этими предприятиями продукции.

Помимо норм концентраций различных вредностей, назначаемых как предельно допустимые по санитарно-гигиеническим соображениям, для некоторых веществ имеются нормы взрывоопасных концентраций [34], которые, конечно, надо учитывать при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Следует, однако, помнить, что для всех взрывоопасных веществ предел допустимых концентраций, назначенных по санитарно-гигиеническим соображениям, во много раз (сотни и тысячи) ниже, чем нижний предел взрывоопасных концентраций.

В заключение этого параграфа остановимся на таком показателе чистоты воздуха, как его бактериальная загрязненность.

В воздухе закрытых помещений, предназначенных для длительного пребывания людей, всегда имеются различные микроорганизмы, возникающие в результате жизнедеятельности человека. Мно-

гие из этих организмов обитают в полости рта, в носоглотке, верхних дыхательных путях, легких. Все они легко попадают в воздух вместе с мельчайшими капельками слюны и мокроты при чихании, кашле и даже разговоре. Эти капельки являются первопричиной бактериального загрязнения воздуха. В дальнейшем, опускаясь на пол, одежду, оборудование, они оседают на пылинках, испаряются, а содержащиеся в них микробы вновь попадают в воздух помещений вместе с пылью. Многие микроорганизмы, находящиеся в воздухе помещений, служат источником заразных болезней, вот почему ряд заболеваний передается через воздух (такие заболевания носят название аэрогенных, или воздушных, инфекций).

В настоящее время принято оценивать бактериальную загрязненность воздуха по двум показателям: во-первых, по общему числу всех микроорганизмов, находящихся в 1 $м^3$ воздуха; во-вторых, по числу таких наиболее распространенных болезнетворных микробов, как гемолитический стрептококк. В помещениях жилых и предназначенных для длительного пребывания людей число микробов прямо пропорционально запыленности воздуха.

До сих пор мы не располагаем официальными нормами для оценки чистоты воздуха в отношении его бактериальной загрязненности. Воздух закрытого помещения можно считать относительно чистым, если общее число микроорганизмов в 1 $м^3$ не превышает 1500, а число гемолитических стрептококков не более 16.

§ 2.4. Требования к метеорологическим параметрам воздуха

Под метеорологическими параметрами воздуха закрытых помещений будем понимать его температуру, относительную влажность и подвижность (скорость движения). Создание и поддержание определенных наперед заданных метеорологических параметров воздушной среды в помещениях является одной из основных задач кондиционирования воздуха. К этим параметрам предъявляются как санитарно-гигиенические, так и технологические требования.

Рассмотрим вначале санитарно-гигиенические требования. Сущность этих требований к метеорологическим параметрам заключается в том, что окружающая человека воздушная среда должна создавать благоприятные условия для отвода вырабатываемого в организме человека тепла.

Тепловой баланс человека может быть представлен в общем виде следующим образом:

$$M = Q_к + Q_л + Q_и + Q_р + Q_н + S, \qquad (2.1)$$

где M – тепло, вырабатываемое в человеческом организме (теплопродукция);

$Q_к$ – тепло, отдаваемое в окружающую среду (или получаемое из нее) человеком конвекцией;

$Q_л$ – то же, излучением;

$Q_и$ – расход тепла на испарение влаги с поверхности кожи и легких;

$Q_р$ – расход тепла на работу, совершаемую человеком, и на функционирование внутренних органов;

$Q_и$ – тепло, необходимое для нагревания или охлаждения вдыхаемого воздуха;

S – избыток или недостаток тепла в организме.

$Q_и$ и $Q_р$ – всегда положительны, остальные члены правой части уравнения (2.1) могут быть положительными или отрицательными в зависимости от метеорологических условий в помещении.

Физиологическое состояние и самочувствие человека зависит от условий отведения тепла от организма. Обязательным условием удовлетворительного самочувствия является равенство нулю последнего члена уравнения. В случаях, когда $S \neq 0$, происходит нарастание или снижение температуры тела человека, что не может считаться допустимым. Но и тогда, когда $S = 0$, хорошее самочувствие наблюдается лишь при условии, если человеческому организму не приходится чрезмерно напрягать механизм терморегуляции. Этот механизм позволяет поддерживать температуру тела постоянной при достаточно широком диапазоне колебаний метеорологических параметров воздуха в помещении. Однако не все комбинации этих параметров отвечают хорошему самочувствию. Теплообмен человека с окружающей средой происходит на основании общих теплофизических законов, в соответствии с которыми могут быть оценены различные составные части теплового баланса.

Теплообмен конвекцией $Q_к$ зависит от разности температур между наружной поверхностью тела человека (включая обнаженные и одетые части) и воздухом, а также от скорости движения (или подвижности) воздуха.

Если считать, что температура поверхности тела постоянна, то можно сказать, что интенсивность теплообмена конвекцией человека с окружающей его средой зависит от температуры воздуха и его подвижности.

Теплообмен излучением $Q_л$ определяется разностью четвертых степеней температур поверхности тела человека и поверхностей ограждений помещения, а также предметов и оборудования, находящихся в нем. Кроме того, на величину $Q_л$ влияет характер этих по-

верхностей, оцениваемый соответствующими коэффициентами излучения. Если считать температуру тела постоянной, можно принимать интенсивность теплообмена излучением зависящей от значений температур поверхностей ограждений и оборудования.

Теплообмен испарением, или отвод тепла от человеческого организма за счет испарения влаги, тем интенсивнее, чем меньше парциальное давление водяного пара в окружающем воздухе $P_п$ и чем больше подвижность воздуха. Поскольку $P_п = \varphi P''_п$, то при одной и той же температуре интенсивность испарения будет тем больше, чем ниже относительная влажность воздуха. Из этого достаточно схематичного рассмотрения следует, что одинаковое тепловое ощущение человека можно сохранить при нескольких комбинациях из метеорологических параметров. Так, например, при повышении температуры воздуха для сохранения первоначального теплового ощущения можно повысить скорость движения или понизить температуру ограждающих конструкций (применить радиационное охлаждение).

Естественно, что на тепловые ощущения человека влияют одежда, питание и другие факторы; но если эти факторы одинаковы, ощущение тепла или холода зависит от комбинации параметров окружающей среды.

Таким образом, мы приходим к выводу о необходимости учета комплексного влияния параметров, характеризующих окружающую человека среду[1]. Для иллюстрации в табл. 2.1 приводятся некоторые комбинации температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, соответствующие одинаковой эффективной температуре, равной 18° (ЭТ=18°).

Таблица 2.1

Комбинации метеорологических параметров воздуха, соответствующие эффективной температуре 18° (ЭТ = 18°)

Температура t, °С	18	20	18,9	21,1	20,0	22,2	20,0	21,1	22,2	21,1	23,3	24,0
Относительная влажность φ, %	100	49	70	30	69	17	84	55	31	80	25	9
Скорость движения (подвижность воздуха) w, *м/сек*	0	0	0	0	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0

[1] Впервые к такому выводу еще в 1884 году пришел ныдающийся русский инженер И. И. Флавицкий [37], далеко опередив ученых Европы и США.

Эффективной температурой называются все бесчисленные комбинации из температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, вызывающие одинаковые тепловые ощущения у человека, причем такие, которые возникают в неподвижном, полностью насыщенном влагой воздухе при температуре, численно равной эффективной.

На рис. 2.1. приведена номограмма, позволяющая находить значения ЭТ для различных сочетаний температуры по сухому, мокрому термометрам и скорости движения воздуха.

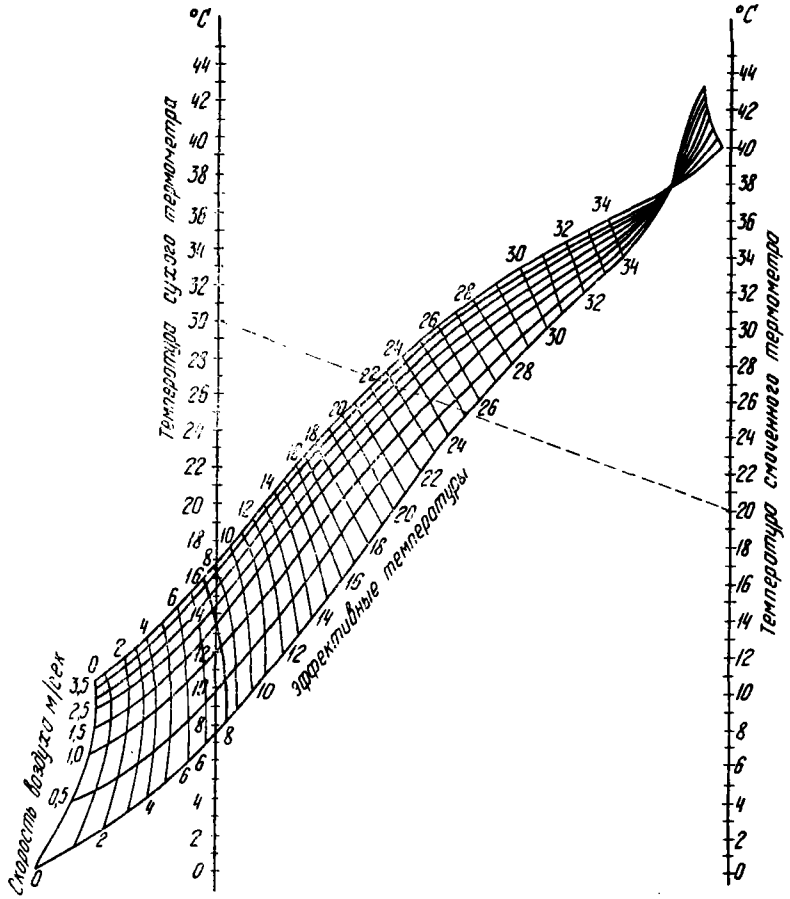


Рис. 2.1. Номограмма для определения эффективных температур (ЭТ)

Поясним пользование номограммой на следующем примере.

Требуется определить значение ЭТ для воздушной среды помещения, если температура воздуха $t = 30$ °С, а относительная влажность $\varphi = 40\%$, для двух случаев: при неподвижном воздухе ($w = 0$) и при скорости движения воздуха $w = 3{,}5$ *м/сек*.

Находим на $I - d$ диаграмме температуру смоченного термометра $t' = 20$ °С. Соединяем прямой линией значения $t = 30$ °С и $t' = 20$ °С (на рис. 2.1 линия проведена пунктиром), получаем для неподвижного воздуха ЭТ = 25,1°, для воздуха, имеющего скорость движения $w = 3{,}5$ *м/сек*, ЭТ = 22,4°.

Принято различать эффективную (ЭТ) и эквивалентно-эффективную (ЭЭТ) температуры. Это связано с тем, что шкала эффективных температур распространяется лишь на неподвижный воздух, т. е. учитывает два фактора, а шкала эквивалентно-эффективных температур учитывает еще и влияние скорости движения воздуха. Но мы не станем делать этого различия, а будем пользоваться одним понятием эффективная температура.

По табл. 2.1 и номограмме (рис. 2.1) легко проследить, как отдельные метеорологические параметры влияют на тепловое ощущение человека. Например, чем выше температура воздуха по сухому термометру, тем ниже должна быть его относительная влажность для создания одного и того же теплового ощущения, так как усиленное испарение пота компенсирует уменьшение теплоотдачи конвекцией и излучением. Если температура воздуха продолжает повышаться, то для сохранения постоянства в тепловом ощущении необходимо увеличить скорость движения воздуха. Однако эти закономерности справедливы до известных пределов. Как видно из номограммы, при достаточно низких температурах воздуха (ниже 7÷10 °С) относительная влажность оказывает обратное влияние на тепловое ощущение. При таких температурах потоотделение незначительно и основная часть тепла отдается человеком конвекцией и излучением, на которых колебания относительной влажности не сказываются. В то же время повышение влажности воздуха вызывает увеличение теплопроводности одежды, и теплоотдача от тела усиливается. Поэтому при высоких влажностях воздух, имеющий довольно низкую температуру, кажется холоднее, чем сухой воздух при той же температуре (нижняя часть номограммы, расположенная левее шкалы температуры по сухому термометру).

Верхняя часть номограммы иллюстрирует очевидный факт – если температура воздуха выше температуры тела человека (т. е. выше 36 °С), то скорость движения воздуха оказывает на тепловое ощущение обратное действие, так как увеличивает теплоотдачу конвекци-

ей от воздуха к человеку. Шкала эффективных температур имеет несомненные достоинства и интересна в том отношении, что позволяет комплексно учитывать метеорологические параметры воздуха. Она составлена на основании обработки статистических данных по испытаниям достаточно многочисленных групп людей.

Однако следует отметить, что эта шкала обладает существенными недостатками. Главный из них заключается в том, что эффективная температура не оценивает различий в условиях теплообмена излучением между телом человека и окружающими поверхностями, а также не учитывает климатических особенностей и характера одежды людей.

Недоучет различий в условиях теплообмена излучением (или радиационного фактора) существенно сказывается на полноте оценки метеорологических условий, возникающих в закрытых помещениях, так как доля тепла, теряемого в таких помещениях радиацией, очень велика. По данным различных исследователей относительные количества теплоотдачи взрослого нормально одетого человека в состоянии покоя и с хорошим тепловым ощущением составляют: конвекцией – от 15 до 33%, радиацией – от 44 до 59,7%, испарением – от 20,7 до 29%.

Человек очень тонко реагирует даже на небольшие изменения температуры ограждений и предметов, расположенных в помещении. Так, например, во время исследований люди, находившиеся в метеорологической камере, оценивали условия, при которых температура стен и воздуха равнялась 22 °С, словами «приятно тепло». При увеличении температуры стен на 1 °С (23 °С вместо 22 °С при неизменной температуре воздуха 22 °С) оценка была «жарко», «неприятно тепло».

Соответственно при снижении температуры ограждений сильно возрастают теплопотери человека излучением. При одной и той же температуре воздуха и температуре стен 17,7° эти теплопотери составили 56,5 *ккал/час*, при температуре стен 14,3° – 66,5 *ккал/час*, при температуре 12,9° – 71 *ккал/час*. В то же время известно, что уже небольшое повышение теплопотерь излучением (с 2,7 до 3,3 *ккал/см²·час*) вызывает у человека ощущение холода и снижение температуры кожи на 1,6–2°.

Итак, при оценке метеорологических условий в помещении необходимо учитывать радиационный фактор, определяющий величину теплопотерь человека излучением. Поскольку эти теплопотери зависят от четвертой степени температуры ограждений и оборудования, учет радиационного фактора должен производиться с помощью так называемой средней лучистой температуры (СЛТ):

$$\text{СЛТ} = \sqrt[4]{\frac{\sum_{1}^{n} F_i T^4{}_i}{\sum_{1}^{n} F_i}}, \qquad (2.2)$$

где F_i – площади ограждений и оборудования, имеющие одинаковую среднюю температуру;

T_i – средняя температура площадей ограждений и оборудования.

С достаточной для практической цели степенью точности можно СЛТ заменять средней температурой поверхностей ограждений и оборудования:

$$\vartheta_{ср} = \frac{\sum_{1}^{n} F_i \vartheta_i}{\sum_{1}^{n} F_i}. \qquad (2.3)$$

Комплексное действие на человеческий организм температуры воздуха и средней температуры поверхностей ограждений учитывается с помощью радиационно-эффективной температуры (РЭТ). Номограмма для определения радиационно-эффективных температур приведена на рис. 2.2. На оси абсцисс отложены значения температуры воздуха, а на оси ординат – значения средних температур поверхностей ограждений. Пунктирные прямые линии представляют собой геометрические места сочетаний температур воздуха и поверхностей ограждений, дающих одинаковые значения радиационно-эффективной температуры.

Таким образом, радиационно-эффективной температурой можно назвать все комбинации из температуры воздуха и температуры поверхностей ограждений, создающие одинаковые тепловые ощущения у человека, причем такие, которые возникают в помещении с равными значениями этих температур, численно совпадающими с РЭТ.

Шкала радиационно-эффективных температур не учитывает влияния таких существенных компонентов метеорологического фактора, как относительная влажность и скорость движения воздуха. Этой шкалой можно пользоваться для оценки условий, создающихся в помещениях с относительно неподвижным воздухом и различными значениями температур воздуха и поверхностей ограждений.

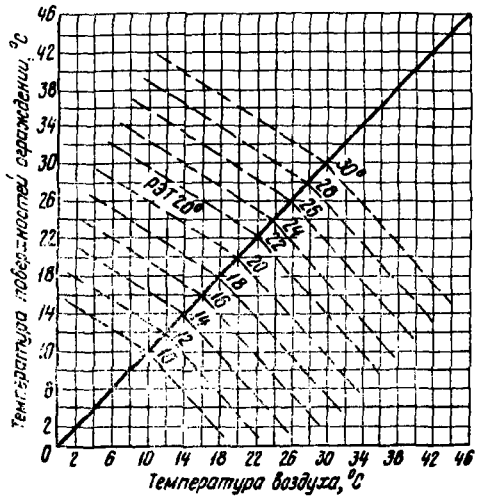


Рис. 2.2. Номограмма для определения радиационно-эффективных температур (РЭТ)

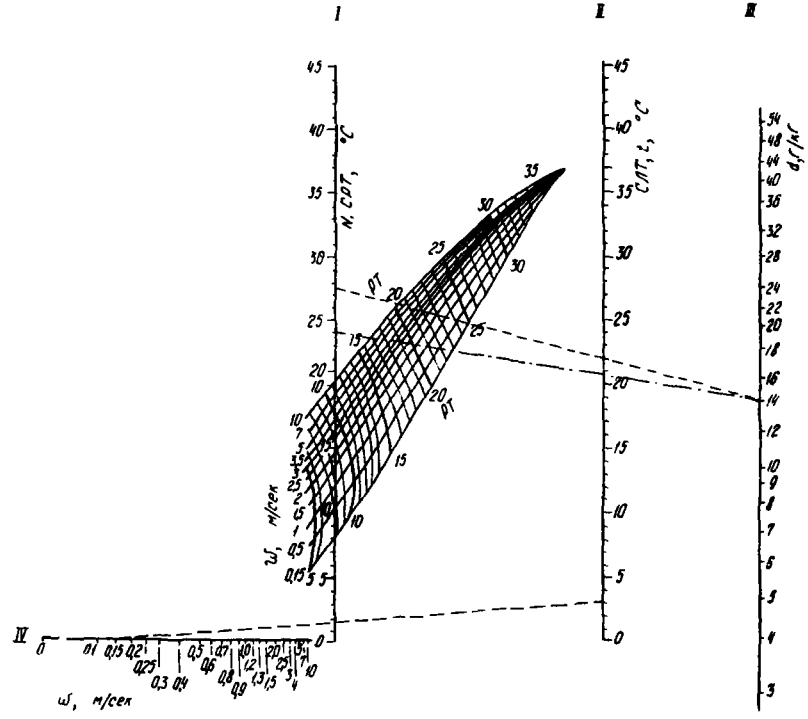


Рис. 2.3. Номограмма для определения результирующих температур РТ

Для полного учета всех метеорологических параметров предложен комплексный параметр, называемый результирующей температурой (РТ).

На рис. 2.3 приведена номограмма, позволяющая определять результирующую температуру. Как видим, оиа отличается от номограммы эффективных температур: во-первых, в нее добавлены две шкалы: влагосодержание воздуха в *Г/кГ* сухого воздуха, или упругость водяного пара в воздухе в *мб* (шкала *III*), и скорость движения воздуха в *м/сек* (шкала *IV*); во-вторых, шкала *I* используется для нахождения вспомогательной величины *N*, позволяющей вычислять «сухую» результирующую температуру (СРТ), а на шкале *II* откладываются абсолютные значения (независимо от знака) разности между значениями средней лучистой температуры (СЛТ), которая может быть заменена температурой поверхностей ограждений, и температуры воздуха по сухому термометру (СЛТ – t).

Поясним пользование номограммой на следующих примерах.

1. Температура воздуха в помещениях t = 26 °С, средняя лучистая температура СЛТ = 29 °С, относительная влажность воздуха φ = 65%, скорость движения (подвижность) воздуха w = 0,15 *м/сек*.

Определить значение результирующей температуры. Найдем по температуре и относительной влажности воздуха на $I - d$ диаграмме величину влагосодержания d = 14 *Г/кГ*. Определим разность СЛТ – t = 29 – 26 = 3°С. Отложив на шкале *II* СЛТ – t = 3° и на шкале *IV* w = 0,15 *м/сек*, на шкале *I* найдем вспомогательную величину N = 1,8 °С. Определим «сухую» результирующую температуру СРТ = $t + N$ = 26 + 1,8 = 27,8°. Отложив на шкале *I* СРТ = 27,8° и на шкале *III* d = 14 *Г/кГ*, при w = 0,15 *м/сек*, получим на шкале для РТ искомое значение РТ = 25°.

Соответствующее построение выполнено на рис. 2.3 пунктирными линиями.

2. В помещении сохраняются те же условия, за исключением температур поверхностей ограждений, которые соответствуют СЛТ = 23 °С. В этом случае порядок решения задач остается прежним, но величина N получает отрицательное значение: N = –1,8, поэтому СРТ = 26 – 1,8 = 24,2. Отложив эту величину на шкале *I*, по тем же значениям d и w получим (штрихпунктирная линия) на шкале для РТ новое значение РТ = 23°.

Таковы существующие методы учета комплексного воздействия на человека метеорологических параметров воздушной среды закрытых помещений.

Сущность санитарно-гигиенических требований к метеорологическим параметрам воздуха заключается в том, что эти параметры должны обеспечивать наилучшие условия для отвода тепла, вырабатываемого в человеческом организме. Таким условиям отвода тепла соответствует наилучшее тепловое ощущение человека. Поэтому обыч-

но их называют комфортными. В комфортных условиях наблюдается хорошее самочувствие и высокая работоспособность человека. Комфортные условия различны для людей, занятых трудом разной интенсивности.

Если использовать шкалу эффективных температур, то, по данным США, для людей, не совершающих физической работы, зона комфорта лежит в области ЭТ = 17÷21°, при этом наилучшей является ЭТ = 18°. Естественно, что эти величины не могут быть распространены для всех климатических районов СССР. Для средней полосы Европейской части Советского Союза зона комфорта для людей, занятых умственным трудом, лежит в пределах ЭТ = 14÷18°. Для людей, занятых физической работой, зона комфорта иная – ЭТ = 12÷16°.

Комфортные условия зависят не только от климата, но и от времени года. Если использовать шкалу результирующих температур, то можно рекомендовать следующие значения РТ, соответствующие зоне комфорта: для южных районов СССР летом РТ = 24°, зимой РТ = 20,5°; для умеренных широт и севера летом РТ = 22°, зимой РТ = 19,5°.

Поскольку приведенные величины ЭТ и РТ могут быть получены при весьма значительных колебаниях отдельных метеорологических параметров, в том числе и при таких значениях этих параметров, которые сами по себе могут вызывать неприятные ощущения у человека, на них накладываются некоторые ограничения. Так, считается, что значение относительной влажности воздуха для зоны комфорта должно находиться в пределах 30–60%. Низкая относительная влажность (чрезмерная сухость воздуха) усиливает испарение влаги со слизистых оболочек дыхательных путей, что вызывает неприятные субъективные ощущения и ухудшает фильтрационные свойства слизистой оболочки верхних дыхательных путей по отношению к пыли и микрофлоре. При высокой относительной влажности воздуха нарушается влагообмен человека с окружающей средой; заметно увлажняется одежда, что может вызвать неприятные ощущения.

В отношении подвижности воздуха также есть ограничения. Совершенно неподвижный застойный воздух неудовлетворителен, так как способствует развитию инертности сосудистых реакций на термические раздражители и затрудняет испарение влаги с поверхности кожи. В таком воздухе часто возникает ощущение общей подавленности.

Всем известно приятное охлаждающее действие, испытываемое человеком на открытом воздухе даже тогда, когда физические приборы показывают полное отсутствие его движения. Это объясняет-

ся наличием токов воздуха, постоянно циркулирующих в атмосфере. Поэтому и для закрытых помещений необходимо ставить требование о подвижности воздуха, не допуская вместе с тем превышения этой подвижностью определенного предела. Таким пределом движения воздуха, если люди находятся в покое и не заняты физической работой, считается скорость w = 0,1÷0,15 *м/сек*. Если люди заняты тяжелым физическим трудом и вынуждены работать в условиях повышенных температур воздушной среды, могут быть назначены значительно большие скорости движения воздуха. Наконец, для помещений жилых и предназначенных для длительного пребывания людей, находящихся в относительном покое, рекомендуется ограничивать разность между температурой воздуха и средней температурой поверхностей наружных ограждений и принимать ее не более 5–6 °С.

Подводя итог, следует сказать. Что в настоящее время наметилось дальнейшее развитие этого раздела физиолого-гигиенических исследований на основе привлечения методов теплофизического анализа [33]. Новый подход позволяет – если имеются объективные данные о физиологическом состоянии организма и субъективная оценка самочувствия человека – при определенных сочетаниях метеорологических параметров воздуха, характеризующих отвод тепла от поверхности тела, находить на основе теплофизического расчета ряд других сочетаний этих параметров для отведения того же количества тепла. Это дает возможность существенно сократить объем исследований по разработке научно обоснованных комплексных метеорологических параметров.

Наряду с имеющимися методами нормирования на основе комплексных метеорологических параметров, таких как ЭТ, РЭТ, РТ, широко применяется менее совершенный, но более простой метод нормирования метеорологических условий воздушной среды по отдельным параметрам, например по температуре или по температуре и относительной влажности воздуха. Естественно, что такой метод применим в тех случаях, когда остальные параметры (скорость движения воздуха и температуры поверхностей ограждений) сохраняют постоянные значения или изменяются в незначительных пределах.

Так, например, в СНиП 41-01-2003 даются оптимальные значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха для рабочей зоны различных производственных помещений, а также приводятся метеорологические параметры для помещений зданий и сооружений различного назначения.

Как указывалось в начале настоящего параграфа, к метеорологическим параметрам воздушной среды предъявляются, кроме сани-

тарно-гигиенических, технологические требования. Эти требования чаще всего касаются температуры и относительной влажности воздуха и поэтому нередко называются требованиями к температурно-влажностным условиям.

В цехах ряда производств должны соблюдаться определенные температурно-влажностные условия, обеспечивающие качественное протекание технологического процесса. Так, в цехах некоторых текстильных предприятий не допускается слишком низкая относительная влажность воздуха, так как она способствует электризации волокон, их взаимному отталкиванию и притягиванию, что ведет к ухудшению качества ткани. Излишне высокая влажность воздуха может повлечь за собой снижение прочности волокон.

Определенных температурно-влажностных условий требует производство точных оптических устройств, при этом колебания значений температуры и влажности должны быть минимальны.

Весьма жесткие требования предъявляются также и к условиям хранения различной техники, особенно такой чувствительной к внешним воздействиям, как радиоэлектронная аппаратура. Следует помнить, что от температуры зависит скорость старения материалов, применяемых для ее изготовления. Металлы стареют в меньшей степени при низких температурах. Для ряда синтетических материалов и резины скорость старения растет при понижении температуры. Высокая относительная влажность воздуха способствует атмосферной коррозии, ухудшает электроизоляционные свойства изоляционных материалов. Очень низкая относительная влажность может вызвать потерю связанной влаги из молекул многих синтетических материалов, что нарушает их физико-химические свойства. Поэтому оптимальные условия хранения для аппаратуры должны быть: температура 20–25 °С, относительная влажность 60–80%.

Глава 3

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 3.1. Общие положения

Задачи, решаемые с помощью систем вентиляции и кондиционирования воздуха, заключаются (в самой общей формулировке) в создании в помещениях сооружений различного назначения таких параметров воздушной среды, которые бы удовлетворяли изложенным выше требованиям.

Методы и возможности решения этих задач различны для систем вентиляции и систем кондиционирования воздуха.

При оборудовании сооружения системами вентиляции решение указанных задач в общем случае достигается путем подачи в помещения определенных, найденных расчетом количеств наружного воздуха и удаления испорченного воздуха, негодного для дальнейшего использования. Поступающий в помещение наружный воздух может подвергаться обработке: очищаться от пыли, нагреваться зимой, охлаждаться летом и т. д. Однако, как правило, в системах вентиляции охлаждение воздуха не делается, точно так же, как не делается тепловлажностная обработка, позволяющая создавать строго определенные температурно-влажностые параметры обрабатываемого воздуха.

В системах кондиционирования предусматривается большой комплекс процессов обработки воздуха, с помощью которых могут быть удовлетворены самые высокие и разнообразные требования к параметрам воздушной среды закрытых помещений. При этом состояние воздушной среды помещения перестает быть зависимым от параметров наружного (атмосферного) воздуха. Поэтому в системах кондиционирования широко применяются такие сложные и дорогостоящие процессы тепловлажностной обработки воздуха, как охлаждение, сопровождаемое осушкой, что достигается обычно с помощью холодильных установок. Для создания заданных параметров воздуха в помещениях широко используется как подача наружного воздуха, специальным образом приготовленного, так и обработка воздуха, находящегося в помещениях. В системах кондиционирования воздуха всегда предусматривается автоматическое регулирование для поддержания заданных параметров воздушной среды.

Следует заметить, что монтаж и эксплуатация системы вентиляции, особенно системы кондиционирования воздуха, нередко связаны с затратой значительных средств. Поэтому прежде чем принять решение об устройстве этих систем в том или ином сооружении, нужно очень глубоко изучить возможности, позволяющие или совсем обойтись без вентиляции и кондиционирования воздуха, или значительно сократить объемы этих систем и мощности установленного в них оборудования.

Перечислим некоторые важнейшие мероприятия, которые дают возможность существенно сократить объемы систем вентиляции и кондиционирования воздуха и облегчают решение основных задач, стоящих перед ними.

1. Применение технологических процессов, при которых в воздух помещения не выделяется вредностей или их выделение сведено к минимуму.

2. Устройство для выделяющего вредности оборудования герметизированных укрытий с целью недопущения распространения выделяющейся вредности в объеме помещения.

3. Правильный выбор строительных (ограждающих) конструкций. Эти части зданий и сооружений должны быть такими, чтобы влияние наружной среды не затрудняло, а облегчало решение вентиляционных задач. Так, например, в жарком климате нельзя рекомендовать проектирование зданий с большими площадями остекления, так как такое остекление способствует поступлению излишних количеств тепла инсоляций.

В отделке подземных сооружений необходимо предусматривать совершенную гидро- и пароизоляцию, препятствующую проникновению влаги из окружающего грунта. Это объясняется тем, что создание температурно-влажностного режима в условиях, когда в воздух помещений сооружений поступает грунтовая влага, чрезвычайно усложняется. Экономически выгоднее производить дополнительные капитальные затраты, связанные с устройством высококачественной изоляции, чем расходовать большие средства на системы вентиляции и кондиционирования воздуха, которые, во-первых, должны быть рассчитаны на поглощение выделяющихся количеств влаги и, во-вторых, должны эксплуатироваться без перерывов.

4. Рациональное архитектурно-планировочное решение строительной части зданий и сооружений, целесообразная компоновка помещений объекта. При решении этих вопросов следует учитывать возможности использования для вентилирования производственных помещений таких естественных сил, как ветер. Помеще-

ния, требующие для вентиляции наибольших количеств воздуха, не должны располагаться далеко от мест для забора и выброса воздуха, чтобы не возникало необходимости устраивать протяженные воздуховоды. Помещения, в которых размещено оборудование, выделяющее большое количество вредностей («грязные» помещения), должны отделяться от помещений, имеющих небольшие выделения вредностей («чистых» помещений), изолирующими перегородками для предотвращения распространения вредностей в больших объемах.

Естественно, что в каждом конкретном случае могут быть найдены и другие способы, облегчающие выполнение задач системами вентиляции и кондиционирования воздуха или способствующие сокращению объемов этих систем.

Наиболее целесообразное решение, как правило, может быть найдено только в результате совместной работы инженеров ряда специальностей. Кроме участия специалистов по вентиляции и кондиционированию воздуха, обычно необходимо участие технологов и строителей. От первых зависит выбор оборудования, его рациональная компоновка и размещение, от вторых – целесообразные конструктивно-строительные и архитектурно-планировочные решения объекта.

§ 3.2. Классификация систем вентиляции

Системы вентиляции могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

а) по способу побуждения движения воздуха – системы с естественным побуждением, или системы естественной вентиляции, и системы с искусственным побуждением (чаще всего механическим), или системы механической вентиляции;

б) по способу снабжения помещений воздухом – системы, через которые в помещения подается воздух, или системы приточной вентиляции (приточные системы), и системы, с помощью которых воздух удаляется из помещений, или системы вытяжной вентиляции (вытяжные системы);

в) по методу организации вентиляции помещения – системы, действие которых распространяется на часть объема помещения, или местные системы, и системы, действие которых распространяется на весь объем помещения, или общеобменные системы.

В свою очередь каждая из этих систем может иметь разновидности.

Рассмотрим основные особенности систем вентиляции, отнесенных к различным группам в соответствии с приведенными принципами классификации.

Системы естественной и механической вентиляции

В системах естественной вентиляции вентилирование помещений производится под действием естественных сил. К числу их относятся тепловой (или гравитационный) и ветровой напоры. Под тепловым напором понимается то давление, которое возникает вследствие разности плотностей (или объемных весов) воздуха, имеющего разную температуру.

Величина гравитационного напора систем вентиляции находится так же, как и гравитационных систем отопления, т. е. по разности весов столбов воздуха наружного (температура $t_н$ и объемный вес $\gamma_н$) и удаляемого из помещения (температура $t_в$ и объемный вес $\gamma_в$).

Величина гравитационного напора H_i различна для помещений, расположенных на разных этажах:

$$H_i = h_i(\gamma_н - \gamma_в), \tag{3.1}$$

где h_i – расстояние от центра вентиляционного отверстия в помещении до центра воздуховыпускного отверстия, *м*.

Ветровым напором называется давление, оказываемое ветром на поверхности различных предметов (в том числе и строительных конструкций). Величина ветрового напора $H_в$ отсчитывается от барометрического давления и находится из выражения

$$H_в = k_в \frac{\gamma w^2}{2g}, \tag{3.2}$$

где $\kappa_в$ – коэффициент, показывающий, какая часть кинетической энергии ветра переходит в потенциальную; $\kappa_в$ может быть больше нуля (+), и тогда возникает давление больше атмосферного, и меньше нуля (–), тогда наблюдается разрежение;

γ – объемный вес движущегося воздуха, *кГ/м*^{3};

w – скорость ветра, *м/сек*;

g – ускорение свободного падения, *м/сек*^{2}.

Воздух, поступающий в помещения или удаляемый из них, в системах естественной вентиляции может передвигаться по специальным каналам-воздуховодам (в этом случае системы называются канальными).

В системе естественной вентиляции помещений, расположенных в разных этажах 5-этажного дома (рис. 3.1), вентилирование производится благодаря удалению из помещений воздуха через вентиляционные каналы, проложенные в стене.

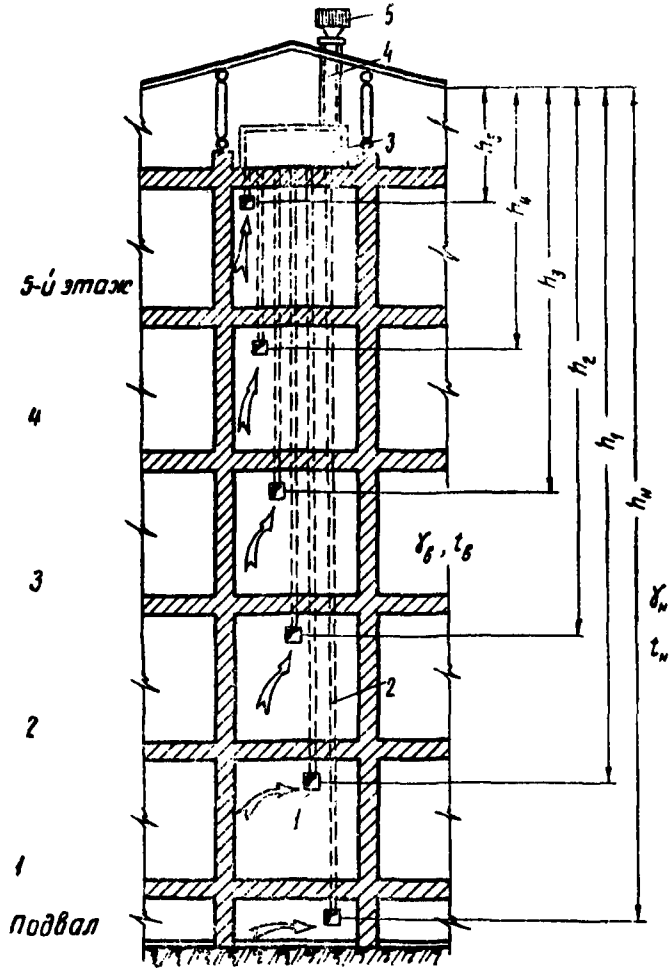


Рис. 3.1. Схема естественной вентиляции помещений 5-этажного дома под действием теплового напора:

1 – вытяжное отверстие; *2* – вертикальный канал; *3* – сборный канал; *4* – вытяжная шахта; *5* – дефлектор

В системе естественной вентиляции производственного здания (рис. 3.2) используется ветровой напор. Ветер обдувает специальное устройство – дефлектор, позволяющее создавать разрежение при любых направлениях ветра. К отверстию дефлектора присоединена сеть воздуховодов, через которую из различных точек производственного помещения удаляется воздух, содержащий те или иные вредности.

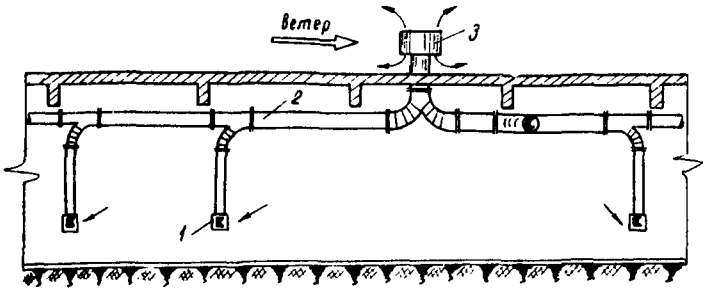


Рис. 3.2. Схема естественной вентиляции производственного здания под действием ветрового напора:

1 – вытяжное отверстие; *2* – воздуховод; *3* – дефлектор

Радиус действия (по горизонтали) канальных систем ограничен из-за небольших величин действующих напоров. Обычно он не превышает 20–25 *м*.

В бесканальных системах воздуховоды отсутствуют и воздух входит в помещения или уходит из них через специальные отверстия в строительных ограждениях. Такую систему естественной вентиляции называют аэрацией. Аэрация широко применяется для вентиляции производственных зданий с большими избыточными тепловыделениями.

Схема аэрации однопролетного производственного здания под действием теплового напора представлена на рис. 3.3. Как было указано, тепловой напор различен для отверстий, расположенных на разных отметках. Поэтому в верхних отверстиях создается давление ниже атмосферного, а в нижних — выше атмосферного, в результате чего может осуществляться схема движения воздуха, изображенная на рисунке. С помощью аэрации при использовании ветрового напора может быть решена и более сложная задача, например вентилирование многопролетного производственного здания, как это показано на рис. 3.4.

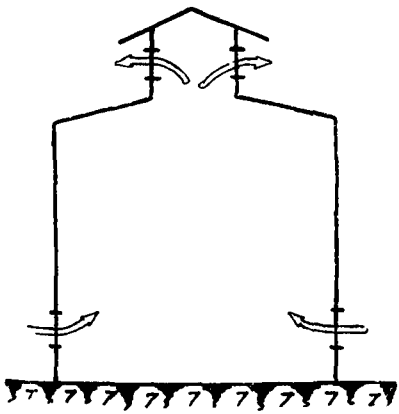


Рис. 3.3. Схема аэрации однопролетного производственного здания под действием теплового напора

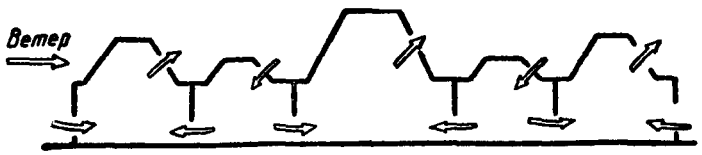


Рис. 3.4. Схема аэрации многопролетного производственного здания

В отличие от систем естественной вентиляции, в системах механической вентиляции для передвижения воздуха используются специальные машины, называемые вентиляторами.

Системы механической вентиляции также могут быть канальными и бесканальными. Чаще всего применяются канальные системы. Радиус действия систем механической вентиляции может быть весьма большим. Он зависит от величины давления, создаваемого вентилятором. Известны системы, в которых расстояния от вентилятора (обычно центробежного) до наиболее удаленных точек сети воздуховодов составляют сотни метров. Однако применяются и бесканальные системы, использующие, как правило, для передвижения воздуха осевые вентиляторы.

Схемы систем механической вентиляции, имеющих разветвленную сеть воздуховодов, изображены на рис. 3.5 и 3.6. Схема системы без сети воздуховодов (бесканальная) показана на рис. 3.7.

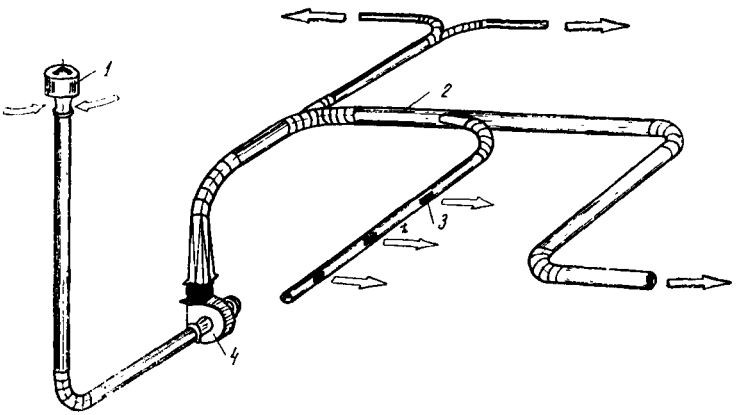


Рис. 3.5. Схема системы приточной механической вентиляции с разветвленной сетью воздуховодов:

1 – воздухозабор; *2* – воздуховоды; *3* – приточное отверстие; *4* – вентилятор

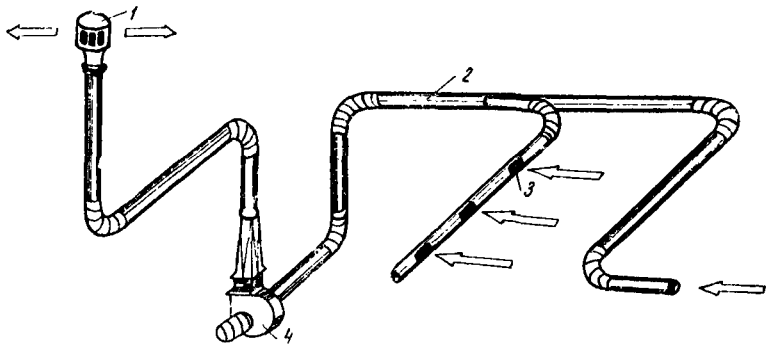


Рис. 3.6. Схема системы вытяжной механической вентиляции с разветвленной сетью воздуховодов:

1 – воздуховыбросное устройство; 2 – воздуховоды; *3* – вытяжное отверстие; *4* – вентилятор

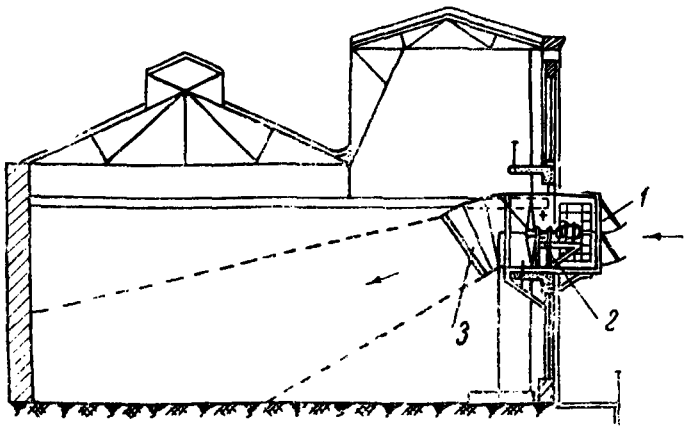


Рис. 3.7. Схема механической бесканальной вентиляции:

1 – воздухозабор; 2 – вентилятор; 3 – приточный патрубок

Системы приточной и вытяжной вентиляции

Помещения могут быть оборудованы только системами приточной вентиляции (рис. 3.5). В этих случаях в помещения организованным путем подается определенное расчетом количество воздуха. Удаление воздуха может происходить неорганизованно через неплотности в строительных ограждениях или через специально устраиваемые для этой цели отверстия. Естественно, что в установившемся состоянии количество приточного воздуха всегда равно ко-

личеству удаляемого воздуха независимо от суммарной площади неплотностей или отверстий в строительных ограждениях.

Суммарная площадь неплотностей ограждений влияет на величину давления воздуха в помещении. При этом существует зависимость, получаемая по известной из гидроаэромеханики формуле истечения жидкости через отверстие. На основании этой зависимости давление воздуха (Δp в *кГ/м*^{2}) в помещении и часовое количество подаваемого воздуха (G в *кГ/час*) связаны следующим образом:

$$\Delta p = \left(\frac{G}{3600 \sum_{1}^{n} \mu_i F_i} \right)^2 \frac{1}{2g\gamma}, \qquad (3.3)$$

где F_i – площадь той или иной неплотности, *м*^{2};

μ_i – коэффициент расхода при прохождении воздуха через неплотность.

Для обычного в строительных ограждениях типа неплотностей в виде щелей, зазоров и т. д. может быть принята средняя величина коэффициента расхода, равная $\mu_{ср} = 0{,}7$.

Если количество воздуха L выражено и *м*^{3}*/час*, то данная зависимость приобретает вид

$$\Delta p = \left(\frac{L}{3600 \mu_{ср} \sum_{1}^{n} F_i} \right)^2 \frac{\gamma}{2g}. \qquad (3.4)$$

Если воздух из помещения удаляется через специально устраиваемые отверстия, то характер зависимостей (3.3) и (3.4) не меняется. Нередко эти отверстия оборудуются особыми клапанами, носящими название клапанов избыточного давления (КИДы).

На рис. 3.8 показана схема устройства такого клапана, из которой видно, что усилия, необходимые для открытия клапана, зависят от положения противовеса. Это позволяет с помощью КИДов регулировать давление в помещении (Δp), что используется для перетекания воздуха из одного помещения в другое (рис. 3.9). Для этой же цели, кроме КИДов, могут быть применены и другие устройства.

Системами приточной вентиляции оборудуются наиболее «чистые» помещения, так как согласно рис. 3.9 воздух движется из этих помещений, а не наоборот.

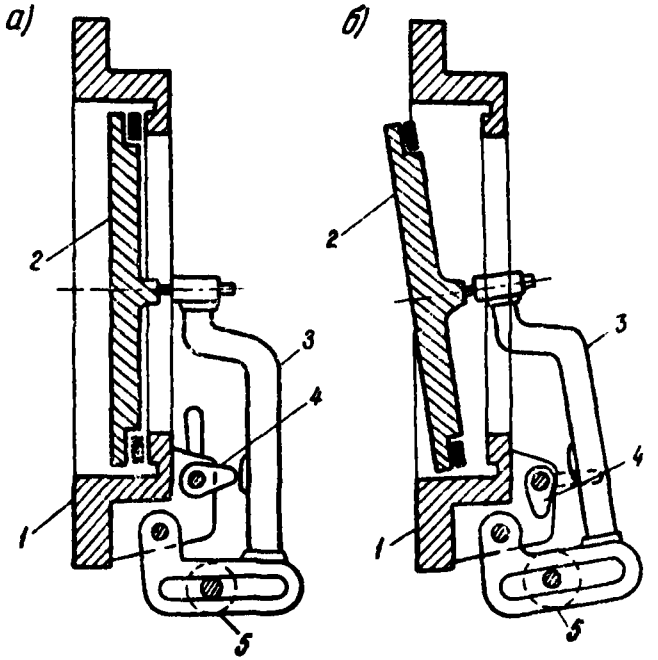


Рис. 3.8. Клапан избыточного давления:

а – в закрытом положении; *б* – в открытом положении:
1 – корпус; *2* – тарель; *3* – рычаг; *4* – стопорное устройство;
5 – перемещающийся груз

В случае оборудования помещений только системами вытяжной вентиляции (рис. 3.6) организованно производится удаление воздуха из помещений. Приток осуществляется неорганизованно либо через неплотности в строительных ограждениях, либо через специально устраиваемые для этой цели отверстия. В отличие от рассмотренных выше систем приточной вентиляции, в помещениях, имеющих лишь систему вытяжной вентиляции, давление устанавливается ниже атмосферного (или ниже, чем в соседних помещениях). Величина разрежения (по отношению к атмосферному давлению) может быть определена по тем же формулам (3.3) и (3.4).

При оборудовании помещений только системой вытяжной вентиляции может быть, так же как и в случае приточной вентиляции, использовано перетекание воздуха. И тогда в помещение, присоединенное к системе вытяжной вентиляции, будет поступать воздух из соседнего помещения. Этим исключается или затрудняется движение

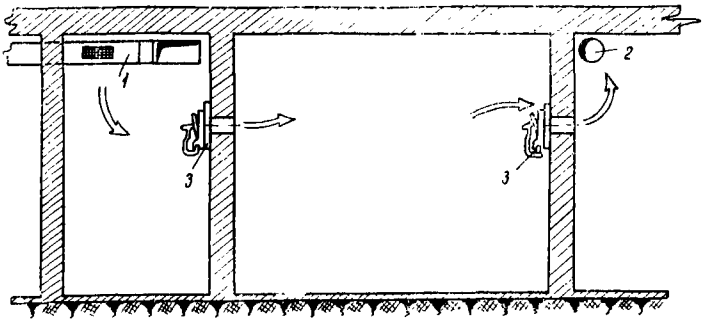


Рис. 3.9. Схема приточной вентиляции помещений с применением клапанов избыточного давления:

1 – приточный воздуховод; *2* – вытяжной воздуховод; *3* – клапан избыточного давления

воздуха в обратном направлении. Поэтому системами вытяжной вентиляции оборудуются наиболее «грязные» помещения, когда надо предотвратить распространение из них воздуха в соседние помещения.

Помещения могут быть оборудованы системами приточной и вытяжной вентиляции (рис. 3.10). В этих случаях в помещениях также может устанавливаться повышенное или пониженное давление воздуха согласно зависимостям (3.3) и (3.4). Естественно, что в эти формулы вместо G и L надо поставить разность количеств подаваемого и удаляемого воздуха (разность между притоком и вытяжкой). Если наблюдается превышение притока над вытяжкой, указанная разность имеет знак плюс, и наоборот. Знаку плюс соответствует превышение давления ($\Delta p > 0$), а знаку минус – понижение давления ($\Delta p < 0$) по сравнению с атмосферным или с давлением в соседних помещениях.

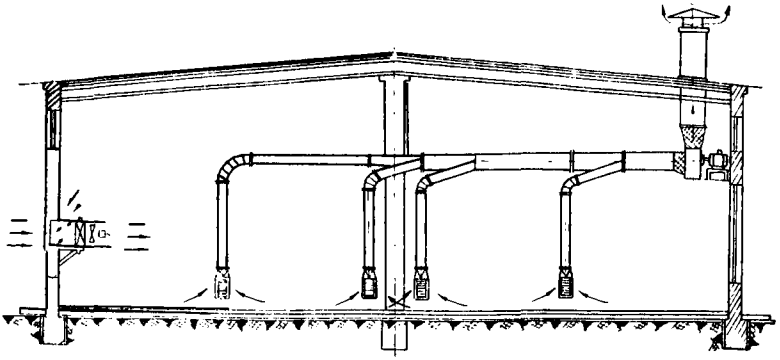


Рис. 3.10. Схема общеобменной механической вентиляции производственного здания

Местные и общеобменные системы вентиляции

Местные системы вентиляции могут быть приточными и вытяжными. Последние получили весьма широкое распространение в производственных помещениях, так как позволяют решать задачи создания заданных условий воздушной среды наиболее экономичным путем. Местные вытяжные системы вентиляции, или местные отсосы, предназначены для улавливания выделяющихся вредностей в месте их образования. Этим предотвращается распространение вредностей во всем объеме помещения.

Местные приточные системы вентиляции осуществляют подачу воздуха в определенную зону помещения (чаще всего на рабочее место, а иногда в место, отведенное для отдыха). В зоне действия подаваемого воздуха создаются условия, отличающиеся от условий во всем объеме помещения и удовлетворяющие поставленным требованиям.

При конструктивном оформлении местных вытяжных и приточных систем вентиляции необходимо учитывать аэродинамические свойства той зоны движущегося воздуха, которая непосредственно примыкает к всасывающему и нагнетательному (приточному) отверстию. Эти зоны носят соответственно названия в с а с ы в а ю щ е г о и п р и т о ч н о г о ф а к е л а. Как известно из курса аэродинамики, свойства того и другого резко отличны.

Структура всасывающего факела схематически изображена на рис. 3.11. Из рисунка видно, что скорости движения воздуха в зоне этого факела весьма быстро затухают. На расстоянии от плоскости сечения круглого отверстия, равном одному диаметру, скорость воздуха меньше 0,1 величины скорости в начальном сечении. Подтекание воздуха вблизи всасывающего отверстия происходит со всех сторон.

Структура приточного факела (свободной затопленной струи) показана на рис. 3.12.

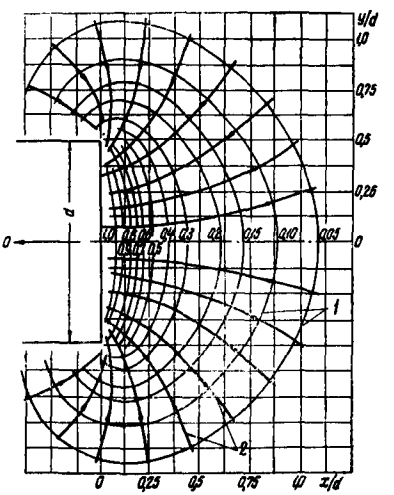


Рис. 3.11. Структура всасывающего факела в зоне действия круглого отверстия:

1 – линии постоянных относительных скоростей движения воздуха;
2 – линии тока воздуха

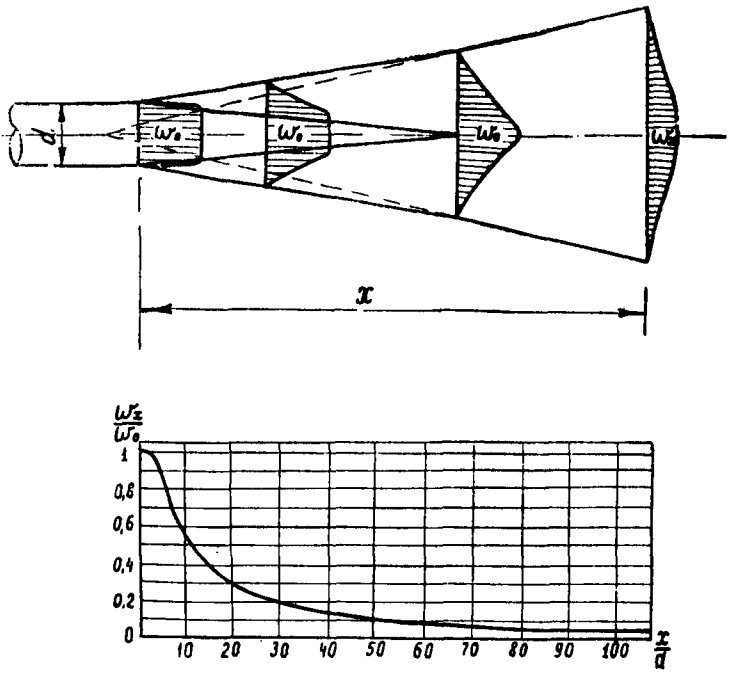


Рис. 3.12. Структура приточного факела в зоне действия круглого отверстия

Этот факел весьма дальнобоен. Осевая скорость уменьшается медленно и значения 0,1 от начальной величины достигает на расстоянии примерно $50d$ от приточного отверстия.

Местные вытяжные системы вентиляции или местные отсосы подразделяются в зависимости от конструктивного оформления воздухоприемного устройства на следующие основные разновидности: вытяжные зонты; вытяжные шкафы и кожухи; бортовые отсосы.

Вытяжным зонтом называется такая разновидность местного отсоса, когда воздухоприемное устройство (приемник) находится на некотором расстоянии от источника выделения вредности и окружающий воздух может свободно поступать в зону действия отсоса.

Различные типы вытяжных зонтов представлены на рис. 3.13.

Зонты не являются совершенными местными отсосами, так как требуют удаления вместе с выделяющейся вредностью больших количеств воздуха и могут использоваться для удаления не слишком токсичных вредностей при обязательном наличии соответствующего конвективного потока, т. е. при попутных тепловыделениях.

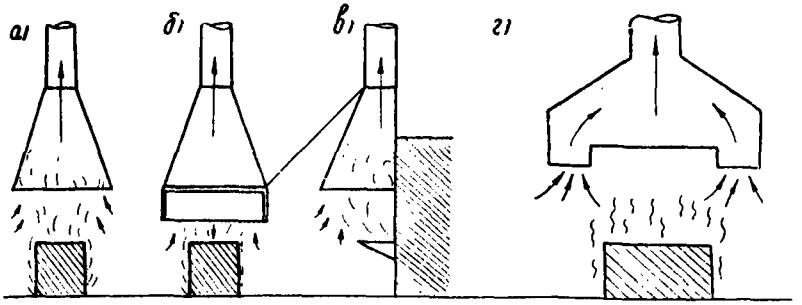


Рис. 3.13. Типы вытяжных зонтов:

а – индивидуальный зонт; *б* – зонт с откидным свешивающимся фартуком; *в* – зонт (козырек) над загрузочным окном печи; *г* – кольцевой отсос

Возможно применение зонтов с естественной вытяжкой, если у выделяющейся вредности имеется достаточная подъемная сила и помещение обеспечено организованным притоком (во избежание опрокидывания тяги).

Высота расположения зонта над уровнем пола должна быть 1,8–2,0 *м*, чтобы обслуживающий персонал не задевал его головой. Для обеспечения равномерности всасывания угол при вершине зонта не должен превышать 60°.

В последнее время кроме зонтов нашли довольно широкое применение так называемые кольцевые отсосы. Схема кольцевого отсоса представлена на рис. 3.13, *г*.

Вытяжными шкафами и кожухами называются такие местные отсосы, в которых источник выделения вредности находится внутри воздухоприемного устройства (приемника). Окружающий воздух из помещения может поступать к источнику выделения вредности лишь через специальные, сравнительно небольшие отверстия, предназначенные для работы или контроля.

Разница между вытяжными шкафами и кожухами заключается в том, что последние имеют обычно фигурную форму и применяются главным образом для отсоса вредностей, выделяющихся от различных станков (деревообрабатывающих, шлифовальных, заточных и т. д.).

Вытяжные шкафы и кожухи являются более совершенным, чем зонты, видом местных отсосов. Размещение источника выделения вредности внутри шкафа или кожуха способствует лучшему удалению вредности и препятствует распространению ее в объеме помещения.

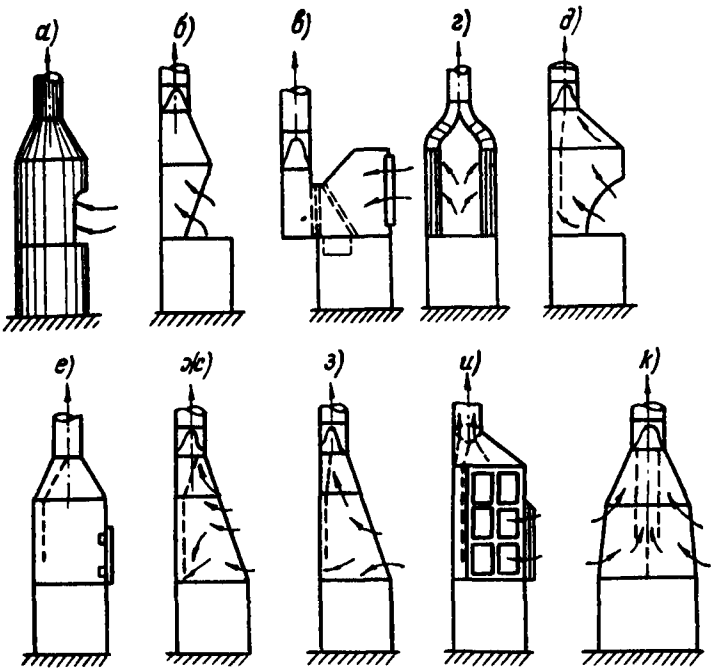


Рис. 3.14. Конструкции вытяжных шкафов:

а и *б* – с верхним отсосом; *в* и *г* – с нижним отсосом;
д, *е*, *ж*, *з*, *и*, *к* – с комбинированным верхним и нижним отсосом

Объем воздуха, отсасываемого через рабочие отверстия, меньше, чем объем воздуха, удаляемого через зонт, и зависит от конструктивного выполнения шкафа или кожуха, характера и особенностей выделяющихся вредностей, а также от степени их токсичности.

Поступление вредностей из шкафа или кожуха в помещение в общем случае вызывается образованием повышенного давления внутри приемника (чаще всего из-за разности температуры по сравнению с температурой воздуха помещения), циркуляцией струй внутри шкафа или кожуха, движением воздуха в помещении и, наконец, диффузией вредности из шкафа или кожуха в помещении.

Все многообразие этих конструкций сводится к трем типам: вытяжные шкафы с верхним отсосом (рис. 3.14, *а*, *б*), применяемые для улавливания восходящих потоков (в том числе и тепловых); с нижним отсосом, используемые при процессах, сопровождающихся выделением пыли или тяжелых газов (рис. 3.14, *в*, *г*); с комбинированным отсосом из верхней и нижней зоны (рис. 3.14, *д*, *е*, *ж*, *з*, *и*, *к*).

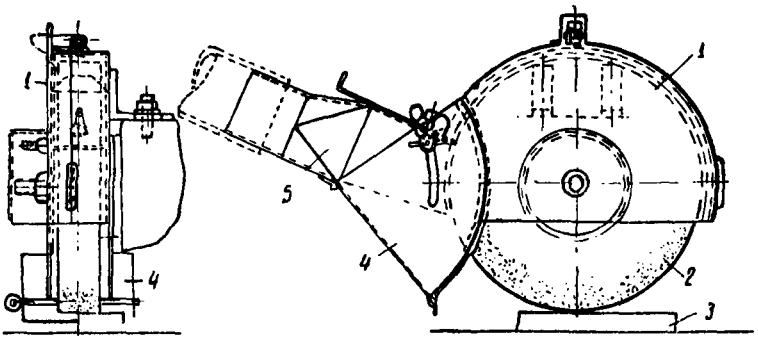


Рис. 3.15. Вытяжной кожух для плоскошлифовального станка:

1 – кожух с откидной крышкой; *2* – абразивный круг;
3 – обрабатываемая деталь; *4* – козырек;
5 – патрубок с металлическим гибким шлангом для отсоса воздуха

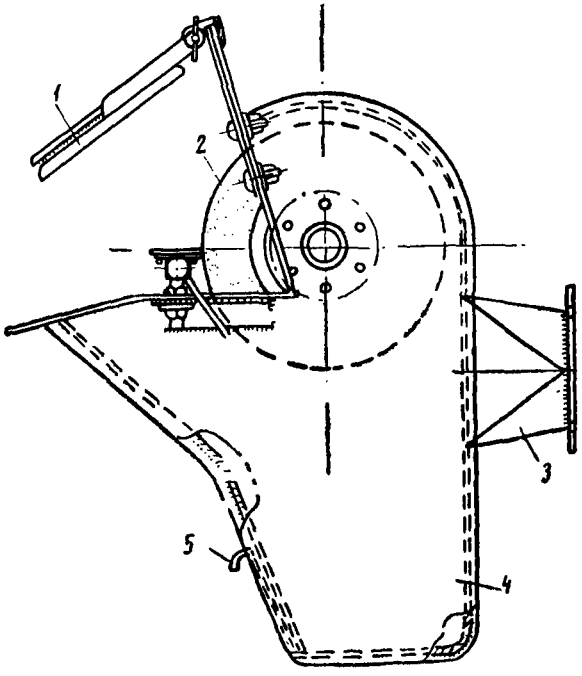


Рис. 3.16. Защитно-обеспыливающий вытяжной кожух для станков ручной заточки инструмента:

1 – защитный экран; *2* – абразивный круг; *3* – отсасывающий воздуховод;
4 – пылеотстойник-уловитель; *5* – задвижка

Фасонные приемники, называемые кожухами, применяются главным образом для улавливания пыли, образующейся при обработке различных материалов при помощи быстро вращающихся режущих инструментов. При конструировании приемника следует учитывать характер пылевых потоков, возникающих при работе на том или ином станке.

Некоторые типы кожухов, сконструированные с учетом свойств пылевых потоков, образующихся при вращении режущего инструмента станка, показаны на рис. 3.15, 3.16 и 3.17.

Приведенные воздухоприемные устройства предназначены и для приема твердых частиц (пыль, деревянная стружка, опилки и т. д.). Поэтому скорости воздуха в подводящих воздуховодах должны быть достаточны для транспортирования этих частиц. Сами установки в этом случае называются системами пневматического транспорта. Величина скорости в воздуховодах пневматического транспорта колеблется от 6–8 *м/сек* для легкой пыли до 30 *м/сек* и более для тяжелой пыли и крупных частиц.

Иногда не представляется возможным поместить источники выделения вредностей в укрытие типа шкафа или кожуха и нельзя использовать менее совершенное устройство в виде зонта. В таких случаях прибегают к менее экономичным решениям и устраивают так называемые бортовые отсосы.

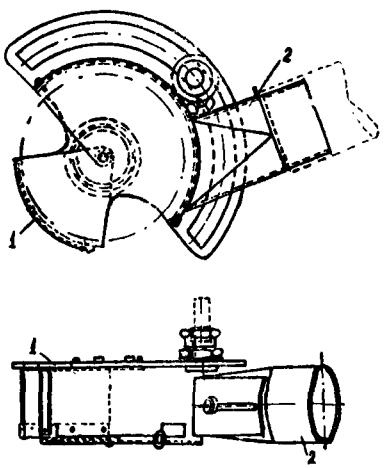


Рис. 3.17. Защитно-обеспыливающий вытяжной кожух для универсально-шлифовального станка:

1 – задняя стенка отсоса;
2 – отсасывающий патрубок для присоединения отсоса при помощи гибкого шланга

Бортовые отсосы применяются в промышленных ваннах, которые должны быть открыты сверху для погружения в них деталей с помощью подъемно-транспортных средств.

Промышленные ванны используются для защитного металлического покрытия различных деталей такими металлами, как цинк, кадмий, свинец, олово, никель, медь, алюминий и хром. Чаще всего покрытие производится гальваническим способом. При этом могут выделяться весьма токсичные вредности, ядовитое

действие которых усиливается, если процесс ведется при повышенной температуре раствора.

Бортовые отсосы могут быть подразделены на три группы: простые, у которых плоскость всасывающего отверстия (щели) вертикальна (рис. 3.18, *а*); опрокинутые, с плоскостью отверстия горизонтальной, обращенной в сторону зеркала ванны (рис. 3.18, *б*), и с передувкой, в которых помимо всасывающего отверстия имеется приточное, служащее для выпуска плоской струи, сдувающей вредность с поверхности ванны к отсосу (рис. 3.18, *в*).

К местным приточным системам вентиляции относятся воздушные души и воздушные завесы.

Воздушный душ представляет собой местный, направленный на человека поток воздуха. В зоне действия воздушного душа создаются условия, отличные от условий во всем объеме помещения. С помощью воздушного душа могут быть изменены следующие параметры воздуха в месте нахождения человека: подвижность, температура, влажность и концентрация той или иной вредности. Обычно зоной действия воздушного душа являются: фиксированные рабочие места, места наиболее длительного пребывания рабочих и места отдыха. На рис. 3.19 схематически изображен воздушный душ, используемый для создания необходимых условий на рабочем месте.

Наиболее часто воздушные души применяются в горячих цехах на рабочих местах, подверженных влиянию теплового излучения.

В зависимости от категории работы (легкая, средней тяжести, тяжелая), времени года и интенсивности облучения (от 300 до 1800 *ккал/м²·час*) скорость воздуха в потоке душа колеблется от 0,5 до

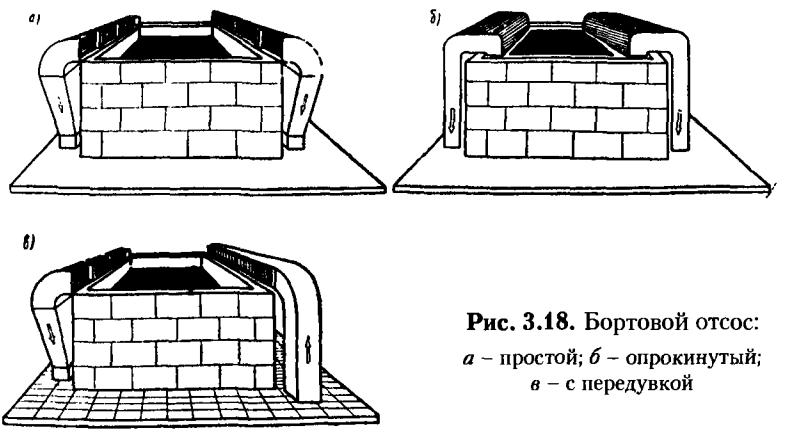


Рис. 3.18. Бортовой отсос:
а – простой; *б* – опрокинутый; *в* – с передувкой

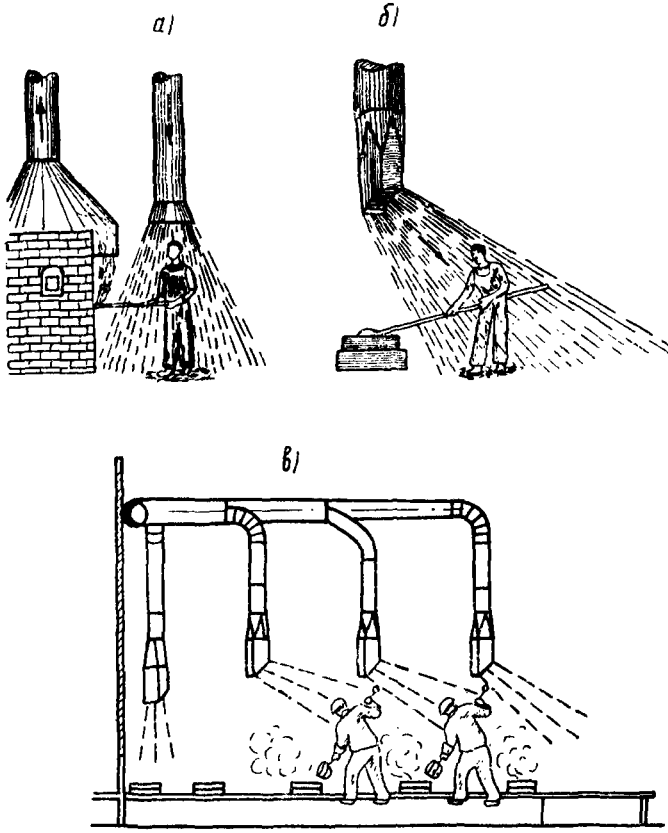


Рис. 3.19. Воздушный душ:
а – вертикальный; *б* – наклонный; *в* – групповой

3,0 *м/сек*, температура может изменяться от 16 до 24 °С. Если воздушный душ используется для борьбы с пылью, скорость воздуха не должна быть выше 0,5–1,5 *м/сек*, чтобы не допускать поднятия пыли, осевшей на пол.

Большое влияние на эффективность работы воздушного душа оказывает конструкция воздуховыпускного патрубка (приточная насадка). Целесообразно иметь это устройство поворотным и при этом предусмотреть возможность изменять угол наклона оси потока введением поворотных лопаток. На рис. 3.20 изображены приточные насадки конструкции В. В. Батурина, выполненные с учетом этих двух требований.

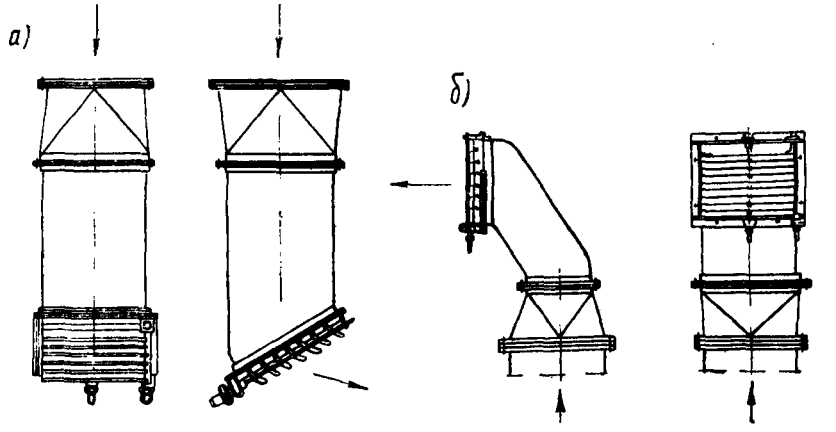


Рис. 3.20. Приточные насадки конструкции В. В. Батурина:
а – при верхнем подводе; *б* – при нижнем подводе воздуха

Для воздушного душа может использоваться наружный воздух или воздух, забираемый из помещения. Последний, как правило, проходит соответствующую обработку (чаще всего охлаждение). Наружный воздух также может быть обработан для придания ему необходимых параметров.

Душирующие установки могут быть стационарными или передвижными. В передвижных установках используется воздух из помещения, обрабатываемый нередко с помощью распыливания воды в потоке выходящего воздуха. Испаряющаяся адиабатно вода позволяет снижать температуру воздуха. На рис. 3.21 и 3.22 показаны водовоздушные души этого типа конструкции Московского и Свердловского институтов охраны труда.

В воздушных завесах, так же как и в воздушных душах, используется основное свойство приточного факела – его относительная дальнобойность. Воздушные завесы устраиваются с целью предотвратить поступление воздуха через технологические проемы или ворота из одной части здания в другую или наружного воздуха в производственные помещения. На рис. 3.23 изображены схемы воздушных завес, предназначенные для предотвращения или резкого уменьшения проникания через ворота холодного наружного воздуха в цех. Воздух, подаваемый для завесы, может предварительно подогреваться, и тогда завесы называются воздушно-тепловыми.

Воздушные завесы, рассчитанные на предотвращение проникания холодного воздуха, следует предусматривать у ворот, которые открываются чаще пяти раз или не менее чем на 40 минут в смену, а также у технологических проемов отапливаемых зданий, распо-

ложенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха для проектирования системы отопления – 15 °С и ниже, когда исключена возможность устройства шлюзов. Если снижение температуры воздуха в помещениях (по технологическим или санитарно-гигиеническим соображениям) недопустимо, завесы могут быть запроектированы при любой продолжительности открывания и любой расчетной температуре наруж-

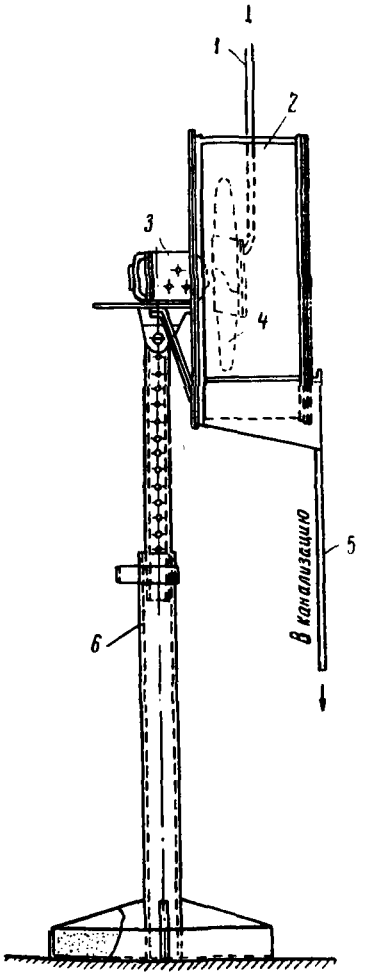


Рис. 3.21. Водовоздушный душ типа МИОТ малой модели:

1 – трубопровод для подачи воды от водопровода; *2* – кожух; *3* – электродвигатель; *4* – осевой вентилятор; *5* – сливная труба; *6* – подставка

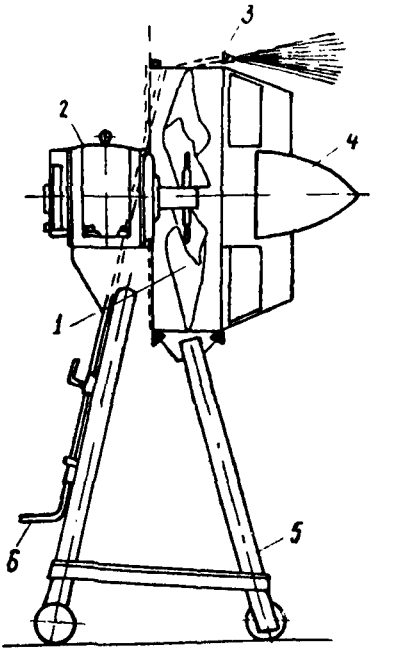


Рис. 3.22. Передвижной веерный агрегат СИОТ-3:

1 – осевой вентилятор; *2* – электродвигатель; *3* – форсунки; *4* – металлический обтекатель; *5* – подставка на колесах; *6* – трубопровод для подачи воды из водопровода

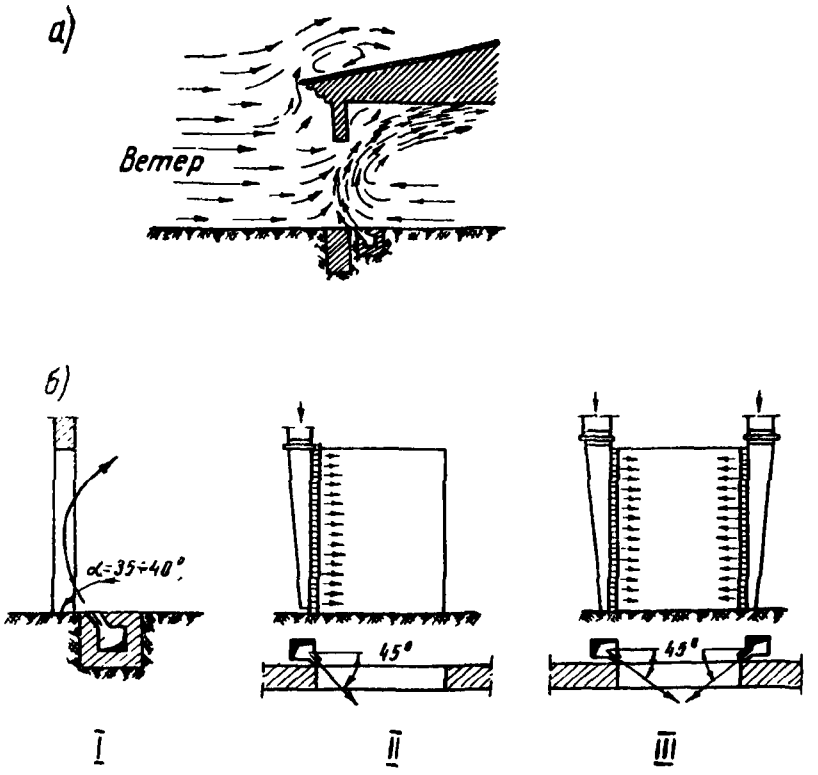


Рис. 3.23. Воздушные завесы: *а* – принцип действия; *б* – различные способы подачи воздуха:
I – подача воздуха снизу; II – боковая подача воздуха с одной стороны; III – то же с двух сторон

ного воздуха. При этом необходимо технико-экономическое обоснование данного решения.

В случае кратковременного (до 10 минут) открытия ворот, как правило, допускается снижение температуры воздуха на рабочих местах, защищенных от обдувания воздухом, врывающимся через ворота, ширмами или перегородками. Степень снижения зависит от характера выполняемой работы: при легкой физической работе – до 14 °С, работе средней тяжести – до 12°, тяжелой работе – до 8°. Если постоянных рабочих мест в районе ворот нет, допускается снижение температуры в рабочей зоне этого района до +5°.

Очень близкими к воздушно-тепловым завесам по своему назначению являются так называемые воздушные буфера, создаваемые

путем подачи теплого воздуха в тамбуры зданий общественного назначения (магазины, клубы, театры и т. д.).

В настоящее время необходимые условия воздушной среды на рабочем месте довольно часто создаются с помощью устройства специальных вентилируемых кабин. В таких кабинах поддерживаются условия, отличные от условий во всем объеме производственного помещения. Это достигается чаще всего подачей в кабины специальным образом приготовленного воздуха: в горячих цехах – охлажденного, в холодных, неотапливаемых помещениях – подогретого. Вентилируемые кабины могут быть отнесены к местным системам вентиляции. Естественно, что их применение возможно, когда рабочее место строго фиксировано, например у пульта управления. На рис. 3.24 изображена вентилируемая кабина для поста управления краном, разработанная Ленинградским институтом охраны труда.

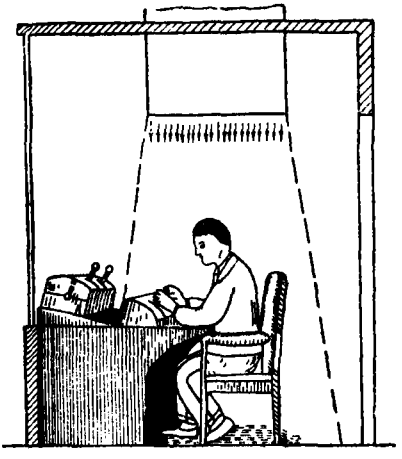


Рис. 3.24. Вентилируемая кабина

Общеобменные системы вентиляции могут быть приточными и вытяжными (рис. 3.5, 3.6, 3.9). При использовании общеобменных систем ставится задача создать необходимые условия воздушной среды во всем объеме помещения или в объеме рабочей зоны. В отличие от местных систем, в данном случае все выделяющиеся в помещении вредности распространяются во всем объеме. Следовательно, основная задача, которая должна быть решена при проектировании рассматриваемых систем, заключается в том, чтобы содержание в воздухе помещения той или иной вредности не превосходило величины предельно допустимой концентрации, а значения метеорологических параметров отвечали соответствующим требованиям.

Нередко помещение оборудуется приточной и вытяжной общеобменными системами вентиляции (рис. 3.10).

Общеобменный метод создания заданных условий воздушной среды имеет широкое распространение и в сочетании с системами кондиционирования воздуха.

В настоящем курсе этому методу уделено весьма большое внимание, так как он является основным для объектов МО.

§ 3.3. Классификация систем кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха подразделяются на несколько разновидностей:

а) по степени использования наружного воздуха – на системы прямоточные, в которых воздух используется однократно, системы рециркуляционные, предусматривающие многократное использование одного и того же воздуха, и системы с частичной рециркуляцией;

б) по степени централизации – на системы центральные, обслуживающие из одного центра несколько помещений, и местные, устраиваемые для отдельных помещений и располагающиеся, как правило, в самих обслуживаемых помещениях;

в) по автономности – на системы, в большей или меньшей степени зависящие от условий снабжения теплом, холодом и электроэнергией;

г) по способу комплектации узла для обработки воздуха – на системы с агрегированными кондиционерами, в которых этот узел представляет собой один агрегат, составленный из нескольких аппаратов, и системы, в которых применяются самостоятельные аппараты для различных процессов обработки воздуха.

Кроме того, все разновидности систем кондиционирования наземных зданий в соответствии с действующими нормами (СНиП 41-01-2003) делятся на три класса в зависимости от возможности обеспечивать заданные условия воздушной среды в помещениях объекта.

Системы, рассчитываемые по параметрам наружного воздуха *А*, обладают наименьшими возможностями и допускают отклонения указанных условий в летнее время в среднем в течение 400 часов. Для систем, рассчитываемых по параметрам *Б*, число часов составляет 200, для систем *В* отклонения не допускаются.

Системы прямоточные и рециркуляционные

В прямоточных системах кондиционирования воздуха, принципиальная схема которых показана на рис. 3.25, предусматривается забор наружного воздуха, его обработка для получения необходимых параметров и подача в помещения объекта.

Из помещений воздух обычно удаляется с помощью систем вытяжной вентиляции.

Как видим, комплект аппаратов для обработки воздуха должен давать возможность обрабатывать воздух с различными параметрами, зависящими от времени года и климата.

Прямоточные системы кондиционирования воздуха обычно применяются в тех случаях, когда нельзя предусмотреть рециркуляцию

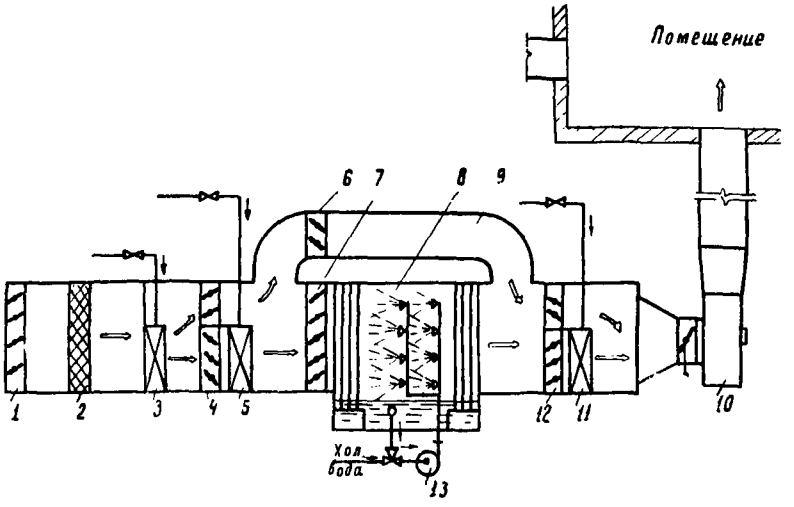


Рис. 3.25. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха:

1 – утеплительный клапан; *2* – фильтр; *3* и *5* – первая и вторая ступени калориферов первого подогрева; *4* и *12* – сдвоенные створчатые клапаны; *6* и *7* – створчатые клапаны; *8* – промывная камера; *9* – обходной канал; *10* – вентилятор; *11* – калорифер второго подогрева; *13* – насос

воздуха из помещения вследствие невозможности использования этого воздуха. Последнее может иметь место, если количество подаваемого в помещение воздуха определено из условия растворения токсичной вредности до величины предельно допустимой концентрации.

Такая же схема применяется для помещений, в воздухе которых содержатся болезнетворные микроорганизмы, резко выраженные неприятные запахи, а также для помещений с выделениями взрывоопасных и пожароопасных веществ.

Во всех случаях, когда допустимо многократное использование воздуха, применение прямоточной системы нецелесообразно, так как она, как правило, неэкономична и недостаточно гибка в эксплуатации.

Рециркуляционные системы кондиционирования воздуха, в отличие от прямоточных, предполагают многократное использование одного и того же воздуха. Как видно из рис. 3.26, изображающего схему такой системы, в аппараты для обработки воздуха поступает воздух из помещения. Пройдя обработку, он подается снова в помещение. Таким образом осуществляется полная рециркуляция возду-

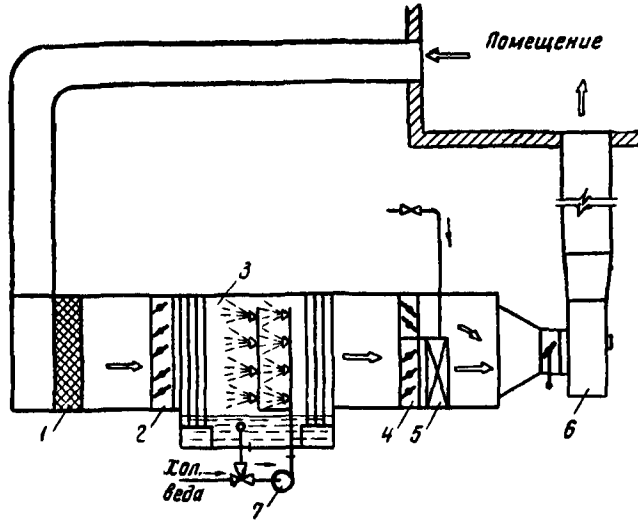


Рис. 3.26. Схема рециркуляционной системы кондиционирования воздуха:

1 – фильтр; *2* – створчатый клапан; *3* – промывная камера; *4* – сдвоенный створчатый клапан; *5* – калорифер; *6* – вентилятор; *7* – насос

ха, применение которой может быть целесообразным в таких помещениях, в которых отсутствуют выделения вредностей в виде газа, пара или пыли, а наблюдаются лишь тепло- или влаговыделения.

Если имеются выделения указанных вредностей, то применение системы с полной рециркуляцией воздуха возможно лишь при включении в комплект устройств по обработке воздуха аппаратов, предназначенных для его очистки от соответствующих вредностей, что весьма усложняет систему и обычно экономически нецелесообразно. К такому решению приходится прибегать тогда, когда нельзя использовать наружный воздух.

Наиболее распространенной системой кондиционирования является такая, в которой имеется прямоток и рециркуляция воздуха. На рис. 3.27 приведена схема системы кондиционирования воздуха, выполненной по этому принципу. Как видим, часть воздуха из помещений вновь возвращается для обработки, которой подвергается смесь наружного и рециркуляционного воздуха.

При использовании рециркуляции необходимо, чтобы подаваемый в помещения воздух содержал вредных примесей в количестве не более 30% предельно допустимых концентраций. Количество по-

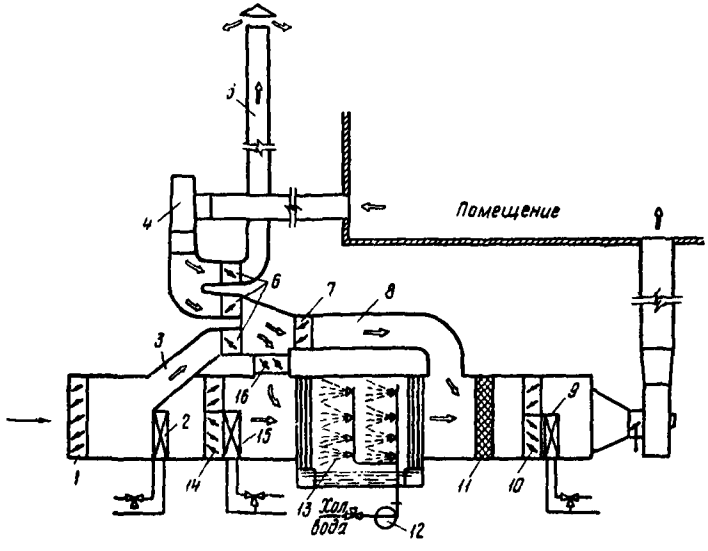


Рис. 3.27. Схема системы кондиционирования воздуха с частичной рециркуляцией:

1 – утепленный створчатый клапан для регулирования количества наружного воздуха; *2* и *15* – первая и вторая ступени калориферов первого подогрева; *3* – канал для подачи увелнченного объема наружного воздуха; *4* – вытяжной вентилятор; *5* – выхлопной канал для выброса воздуха наружу; *6*, *7*, *10*, *14* и *16* – створчатые клапаны; *8* – обходной канал; *9* – калорифер второго подогрева; *11* – фильтр; *12* – насос; *13* – промывная камера

даваемого наружного воздуха должно определяться по санитарно-гигиеническим соображениям; во всех случаях это количество не должно быть менее санитарной нормы.

Системы центральные и местные

В центральных системах кондиционирования снабжение нескольких, иногда многих, помещений приготовленным воздухом производится из одного центрального узла, внешнего по отношению к обслуживаемым помещениям. Для того чтобы иметь возможность осуществлять различные процессы обработки воздуха, зависящие от времени года и условий использования помещений, к центральному узлу приготовления воздуха подается тепло- и холодоноситель. Последним чаще всего является холодная вода. К этому же узлу подводится электроэнергия.

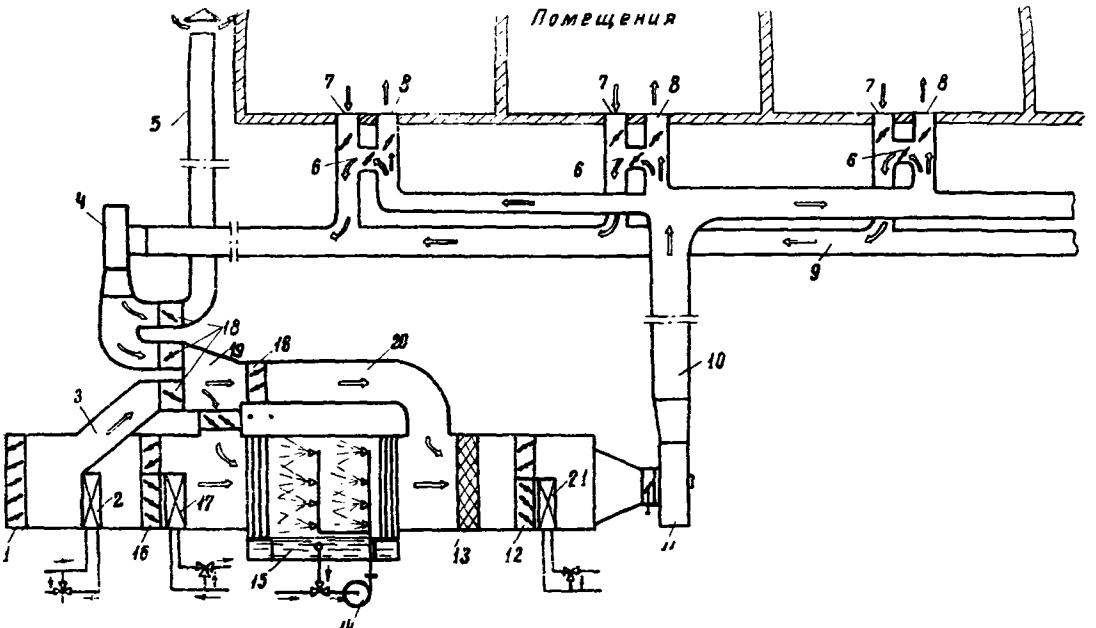


Рис 3.28. Схема центральной системы кондиционирования воздуха нескольких помещений:

1 – утепленный клапан наружного воздуха; *2* и *17* – первая и вторая ступени калориферов первого подогрева; *7* – канал для подачи увеличенного объема наружного воздуха; *4* – вытяжной вентилятор; *5* – выхлопная шахта; *6, 7* и *8* – створчатые клапаны для регулирования количества приточного рециркулируемого и пропускаемого в обход воздуха; *9* – рециркуляционные каналы; *10* – приточные каналы; *11* – приточный вентилятор; *12* и *16* – сдвоенные створчатые клапаны; *13* – фильтр; *14* – насос; *15* – промывная камера; *18* – створчатые клапаны; *19* – распределительная камера; *20* – обходной канал; *21* – калорифер второго подогрева

Схема центральной системы кондиционирования, обслуживающей несколько помещений, приведена на рис. 3.28.

Естественно, что такие системы могут применяться в тех случаях, когда во все помещения объекта допустимо подавать воздух одинаковых параметров, выполняя общее регулирование на выходе воздуха из узла воздухоприготовления.

Если требуется подавать в отдельные помещения или группы помещений воздух с различными параметрами, создаются зональные системы. В зональных системах предусматривается дополнительная обработка воздуха, поступающего из центрального узла приготовления. Эта дополнительная обработка может производиться в одном кондиционере для нескольких помещений или для отдельного помещения (рис. 3.29).

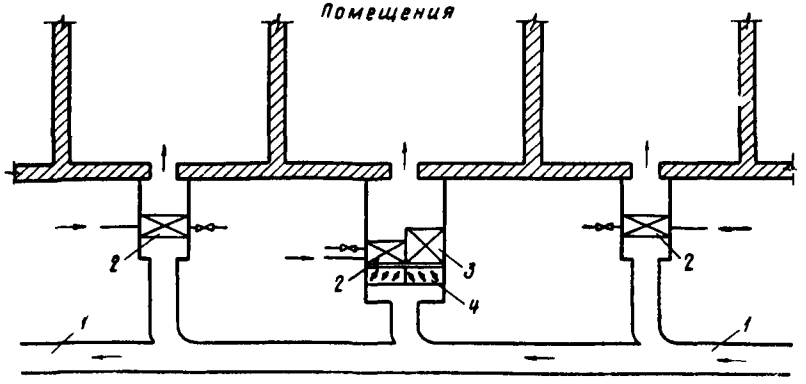


Рис. 3.29. Схема системы кондиционирования воздуха с местными доводчиками:

1 – приточный воздуховод от центрального кондиционера; *2* – калорифер; *3* – воздухоохладитель; *4* – сдвоенный створчатый клапан

Чтобы иметь возможность снабжать различные помещения воздухом с разными параметрами, нередко устраивают двухканальные или двухтрубные системы кондиционирования воздуха (рис. 3.30). В этих системах чаще всего приготавливается воздух различных состояний (например, подогретый и охлажденный) в двух центральных кондиционерах, который с помощью раздельных сетей воздуховодов подводится к помещениям. Установив с помощью регулировочных устройств

необходимые пропорции смеси, можно получить требуемые параметры воздуха.

Двухканальную систему можно применить и тогда, когда к помещениям объекта предъявляются различные требования с точки зрения их обеспечения наружным воздухом. В этом случае один из кондиционеров может работать по прямоточному принципу, а другой – по рециркуляционному. Получается как бы две центральные системы кондиционирования воздуха: прямоточная и рециркуляционная.

В настоящее время, кроме обычных центральных систем кондиционирования воздуха, выполняются системы высокого давления, или высоконапорные. Давление перемещаемого воздуха в них превышает 300 $кГ/м^2$, что позволяет существенно повысить скорость движения воздуха (до 50 *м/сек*) и соответственно сократить сечения воздухопроводов.

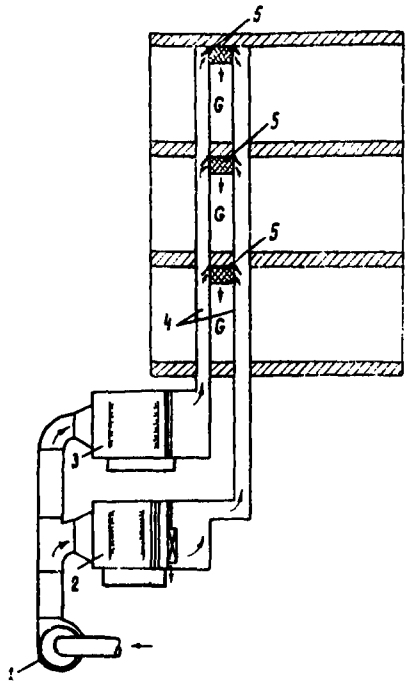


Рис. 3.30. Двухканальная система кондиционирования воздуха:

1 – вентилятор; *2* и *3* – кондиционеры с различным параметрами выходящего воздуха; *4* – разводящие воздуховоды; *5* – смесительные устройства

Системы высокого давления получили довольно широкое распространение в судостроении; ими оборудуются пассажирские и грузовые суда.

Находят применение эти системы и в общественных зданиях повышенной этажности. Так, например, высоконапорными системами оборудованы новое здание СЭВ, высотные здания на проспекте Калинина в Москве и некоторые другие. Очень часто применяется вариант системы высокого давления с эжекционными доводчиками, установленными в местах выпуска воздуха из системы и позволяющими осуществлять рециркуляцию за счет подсоса воздуха из помещения (рис. 3.31). Эжекционный доводчик конвекторного типа показан на рис. 3.32.

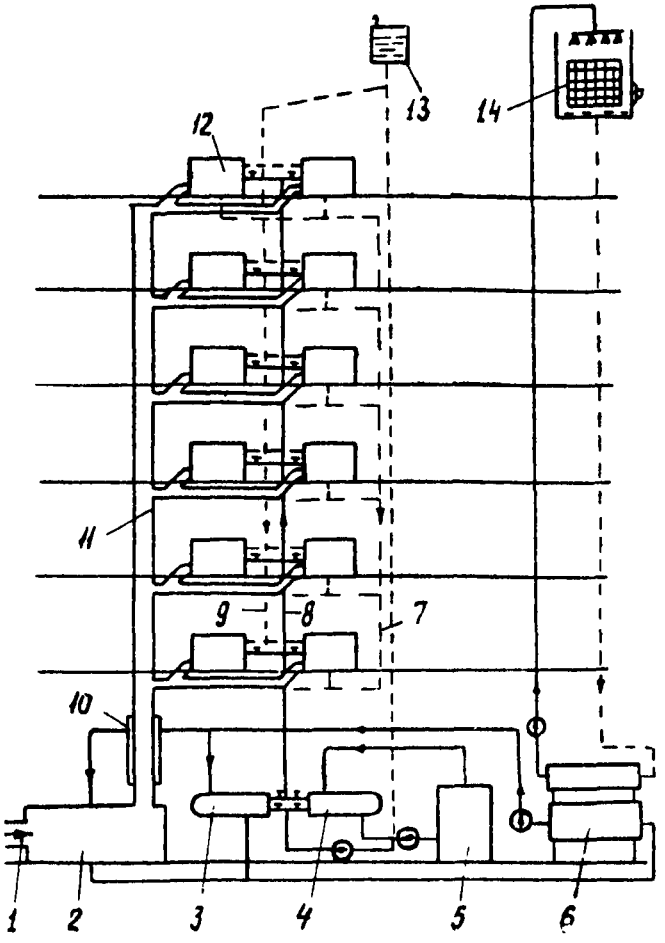


Рис. 3.31. Схема высоконапорной системы кондиционирования воздуха с местными эжекционными доводчиками:

1 – канал наружного воздуха; *2* – кондиционер; *3* – водоохладитель; *4* – водонагреватель; *5* – котел; *6* – холодильная машина; *7* – трубопровод для отвода конденсата; *8* и *9* – подающий и обратный трубопроводы для холодной или теплой воды; *10* – глушитель шума; *11* – приточный канал; *12* – эжекционный доводчик конвекторного типа; *13* – расширительный сосуд; *14* – градирня

Кроме эжекционных доводчиков, предусматривающих дополнительную обработку воздуха, используются эжекционные воздухораспределители, не имеющие устройств для обработки воздуха.

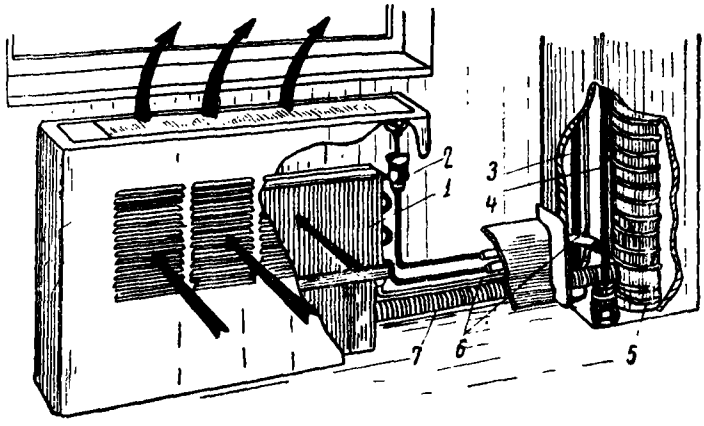


Рис. 3.32. Эжекционный доводчик конвекторного типа:

1 – теплообменник; *2* – регулировочный кран; *3* и *4* – подающий и обратный трубопроводы для холодной и теплой воды; *5* – магистральный канал высокого давления; *6* – труба для отвода конденсата; *7* – канал для подвода воздуха

Итак, центральные системы кондиционирования воздуха могут быть подразделены на следующие разновидности: без дополнительной обработки воздуха для отдельных помещений и групп помещений и с дополнительной обработкой в зональных кондиционерах-доводчиках и в местных доводчиках (зональные системы); одноканальные и двухканальные системы; низконапорные и высоконапорные системы.

В местных системах кондиционирования воздуха создание в помещении необходимых параметров производится с помощью аппаратов (местных кондиционеров), устанавливаемых, как правило, в самом помещении. На рис. 3.33 представлена схема установки местного кондиционера, позволяющего забирать наружный воздух и осуществлять частичную рециркуляцию воздуха из помещения. На рис. 3.34 показана установка местного кондиционера, работающего только на рециркуляционном воздухе. Этот вариант установки местных кондиционеров часто используется при устройстве центральных систем кондиционирования воздуха для дополнительной обработки воздуха в отдельных помещениях, например в случае, когда к центральной системе присоединены помещения с примерно равными тепловыделениями и отдельные помещения с тепловыделениями, значительно превышающими средний уровень.

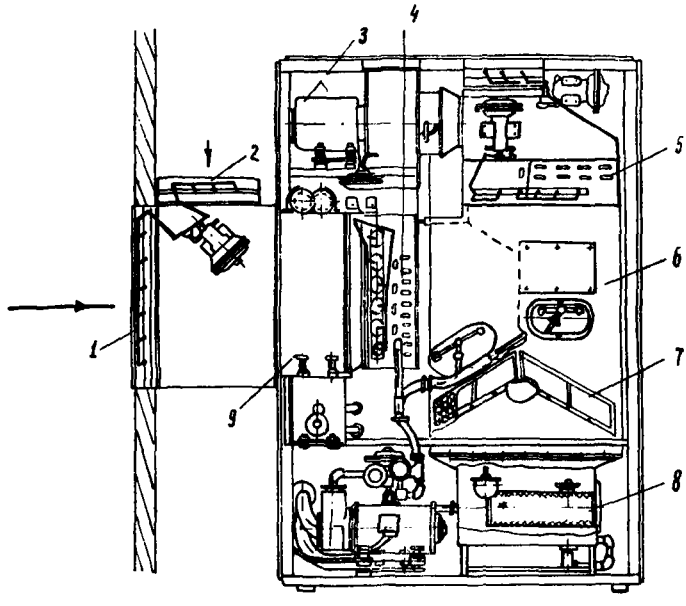


Рис. 3.33. Схема местного кондиционера с частичной рециркуляцией воздуха:

1 – клапан наружного воздуха; *2* – клапан рециркуляционного воздуха; *3* – вентилятор; *4* – калорифер первого подогрева; *5* – калорифер второго подогрева; *6* – промывная камера; *7* – орошаемые воздухоохладители; *8* – фильтр; *9* – масляный самоочищающийся фильтр

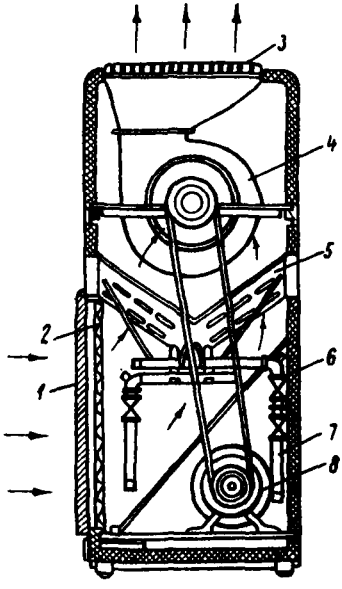


Рис. 3.34. Схема местного кондиционера с полной рециркуляцией воздуха:

1 – воздухозаборная решетка; *2* – масляный фильтр; *3* – проточная решетка; *4* – центробежный вентилятор; *5* – теплообменник из латунных трубок; *6* – корпус; *7* – водоподводящая труба; *8* – электродвигатель

Системы кондиционирования воздуха различной степени автономности

Для работы системы кондиционирования воздуха необходимо снабжение соответствующих аппаратов электроэнергией и теплом. Кроме того, от некоторых устройств следует предусмотреть отведение тепла. Этот отвод тепла нередко называют снабжением холодом.

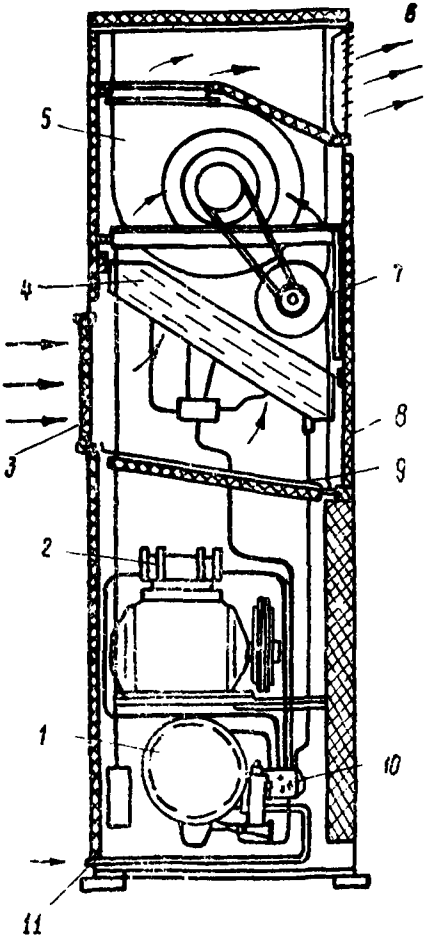


Рис. 3.35. Кондиционер с водяным охлаждением:

1 – водяной конденсатор; *2* – фреоновый компрессор; *3* – воздухозаборная решетка; *4* – поверхностный теплообменник; *5* – центробежный вентилятор; *6* – приточная решетка; *7* – электродвигатель вентилятора; *8* – корпус; *9* – поддон; *10* – электродвигатель компрессора; *11* – водоподающая труба

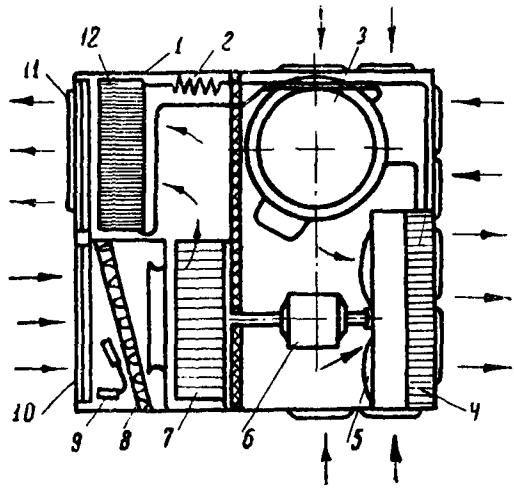


Рис. 3.36. Кондиционер с воздушным охлаждением:

1 – корпус; *2* – капиллярная трубка; *3* – фреоновый компрессор; *4* – воздушный конденсатор; *5* – осевой вентилятор конденсатора; *6* – электродвигатель вентилятора; *7* – центробежный вентилятор испарителя; *8* – фильтр; *9* – терморегулятор воздуха; *10* – воздухозаборная решетка; *11* – приточная решетка; *12* – пластинчатый теплообменник

Полностью автономных систем кондиционирования воздуха нет, так как снабжение электроэнергией производится всегда от внешнего по отношению к системе источника.

Снабжение системы кондиционирования воздуха теплом осуществляется двумя способами: 1) тепло подается вместе с теплоносителем (обычно горячей водой) извне – от котельной или ТЭЦ; 2) используется подогрев воздуха в электронагревательных элементах. В последнем варианте имеем автономную по теплу систему кондиционирования.

В отношении автономности систем кондиционирования воздуха по холоду следует сказать, что они делятся на системы, использующие кондиционеры, укомплектованные холодильными машинами, которые вырабатывают холод, необходимый для основных процессов обработки воздуха, и системы, снабжаемые средой, охлаждающей воздух (чаще всего холодной водой) извне.

Учитывая особую важность процессов охлаждения воздуха, принято называть кондиционеры, включающие холодильные машины, автономными, хотя степень автономности у разных типов кондиционеров с встроенными холодильными машинами различна.

Если для отведения тепла от конденсатора холодильной машины используется вода, автономность кондиционера по холоду ограничена. Для работы такого кондиционера необходимо предусмотреть снабжение его водой из внешнего источника и отвод воды в канализацию.

Наиболее полной степенью автономности по холоду обладают местные кондиционеры оконного или подоконного типа, у которых конденсатор холодильной машины располагается снаружи и омывается атмосферным воздухом, снимающим тепло.

В настоящее время промышленностью выпускается несколько типов местных кондиционеров, укомплектованных холодильными машинами.

На рис. 3.35 представлен кондиционер, имеющий конденсатор с водяным охлаждением и требующий подвода и отвода воды. На рис. 3.36 изображен кондиционер, обладающий большей автономностью благодаря установленному в нем конденсатору воздушного охлаждения.

Системы кондиционирования воздуха с агрегированными и неагрегированными кондиционерами

Современные системы кондиционирования (центральные и местные) выполняются преимущественно с кондиционерами, которые укомплектованы всеми необходимыми для обработки воздуха аппаратами, собранными в одном агрегате. На рис 3.37 показан общий вид центрального кондиционера, выполненного по этому принципу. К числу агрегированных кондиционеров относятся и все выпускаемые в данное время местные кондиционеры.

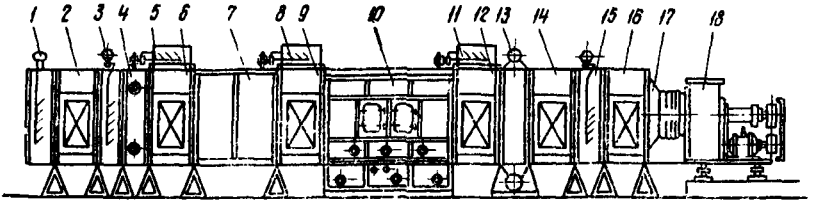


Рис. 3.37. Схема центрального горизонтального кондиционера из типовых секций:

1 – приемный клапан; *2*, *14* и *16* – промежуточные камеры; *3* – сдвоенный клапан; *4* – секция подогрева; *5*, *8* и *11* – проходные клапаны; *6*, *9* и *12* – смесительные камеры; *7* – поворотная секция; *10* – промывная камера; *13* – самоочищающийся масляный фильтр; *15* – секционный сдвоенный клапан; *17* – переходная секция; *18* – вентиляторная установка

Однако возможно выполнение системы кондиционирования воздуха, у которой приготовление воздуха производится в нескольких самостоятельных аппаратах.

Выбор той или иной системы кондиционирования зависит от ряда факторов и определяется, так же как и выбор системы вентиляции, конкретными условиями строительства и эксплуатации.

Как правило, надо стремиться к применению центральных систем кондиционирования воздуха. Все случаи, когда приходится прибегать к устройству местных систем, должны быть надлежащим образом обоснованы.

Следует, однако, заметить, что иногда использование местных систем заведомо предпочтительнее. Так, при наличии в сооружении различного технологического тепловыделяющего оборудования, работающего разновременно, обычно целесообразнее применять местные системы.

Довольно часто наибольший эффект дает совместное использование центральных систем кондиционирования и местных кондиционеров, устанавливаемых в помещениях, отличающихся специфичностью тепловлажностных нагрузок, требований к параметрам воздушной среды и иногда временем их использования по отношению к основным помещениям.

В некоторых зданиях и сооружениях следует отдавать предпочтение так называемым зональным системам кондиционирования. В случае применения таких систем помещения сооружения группируются по зонам, каждая из которых характеризуется определенной средней величиной удельной тепловлажностной нагрузки (количеством тепла, приходящегося на единицу объема или площади помещения), технологическими особенностями и местом расположения помещений в общем объемно-планировочном решении сооружения. В каждой из таких зон предусматривается та или иная из рассмотренных систем кондиционирования воздуха.

Глава 4

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 4.1. Содержание процессов кондиционирования

Как мы видели, состав воздуха и его метеорологические параметры под воздействием различных процессов, происходящих в помещениях, претерпевают те или иные изменения. Чтобы эти воздействия не приводили к нарушению заданных условий, должна быть организована соответствующая обработка рециркуляционного воздуха, *т. е. воздуха, многократно используемого в помещениях. Обработка* должна представлять собой совокупность процессов, обратных тем, которые имеют место в помещениях.

Наружный воздух, подаваемый в помещения, тоже может не удовлетворять требованиям и также нуждаться в обработке.

Операции, цель которых заключается в том, чтобы придать воздуху заданные свойства как по составу, так и по метеорологическому (или температурно-влажностному) состоянию, и составляют сущность различных процессов обработки воздуха в системах кондиционирования. К этим процессам относятся: нагревание; охлаждение; увлажнение; осушка; очистка от пыли, газов, бактерий; удаление нежелательных запахов, а иногда придание необходимого аромата; озонирование; ионизация. Поэтому перечисленные выше операции, весьма различные по содержанию и технике выполнения, можно называть процессами кондиционирования воздуха.

Однако из всего комплекса резко выделяются процессы, целью которых является изменение температуры, относительной влажности, влагосодержания и других метеорологических параметров воздуха. Они отличаются от остальных процессов обработки как теоретическими положениями, на которых они основаны, так и техническими средствами, служащими для их осуществления.

Совокупность такого типа операций обычно называют тепловлажностной обработкой, под которой мы в дальнейшем и будем понимать процессы кондиционирования воздуха.

За последние годы в нашей стране получила большое развитие теория процессов кондиционирования воздуха. Выполненные научно-исследовательские работы позволяют достаточно обоснованно произ-

водить расчеты весьма сложных процессов тепловлажностной обработки. В отечественной промышленности освоен выпуск ряда аппаратов для такой обработки, при этом степень их совершенства из года в год возрастает. Вместе с тем технический уровень производства аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха, и в частности автономных и неавтономных кондиционеров, все еще недостаточно высок. До сих пор имеет место определенное отставание производства оборудования для кондиционирования воздуха от теоретических разработок.

Все многочисленные виды аппаратов, предназначенных для изменения температурно-влажностного состояния воздуха, можно разбить на три основные группы:

- аппараты контактного типа, в которых тепловлажностная обработка воздуха производится благодаря непосредственному контакту его с водой. В аппаратах такого типа удается получать самые различные процессы, но чаще всего их используют для охлаждения воздуха, сопровождающегося осушкой или увлажнением;
- поверхностные теплообменники. В этих аппаратах теплообмен между обрабатываемым воздухом и тепло- или холодоносителем происходит через разделяющую их твердую (обычно металлическую) стенку. Поверхностные теплообменники применяются для нагревания (калориферы) и охлаждения воздуха. Последнее нередко сопровождается выпадением конденсата и, следовательно, осушкой воздуха;
- аппараты, основанные на применении химических поглотителей водяного пара. Эти аппараты используются для осушки воздуха. Вещества, служащие для поглощения водяного пара из воздуха, обычно называют сорбентами.

§ 4.2. Общая характеристика аппаратов контактного типа

Основные задачи, возникающие при создании аппаратов контактного типа, – это получение наибольшей поверхности взаимодействия между воздухом и водой и создание достаточно больших относительных скоростей движения той и другой среды.

Большие поверхности контакта воды с воздухом можно образовать, используя следующие методы:

- дробление воды на капли с помощью механических распылителей воды (обычно центробежных форсунок). В этом случае поверхность взаимодействия воздуха и воды представляет собой поверхность многочисленных капель, вылетающих из форсунок и двигающихся с различными скоростями в потоке воздуха. На

данном методе основано устройство форсуночных камер, являющихся самым распространенным аппаратом контактного типа;
- орошение водой слоя материала, имеющего многочисленные извилистые каналы для прохода воздуха. При этом поверхностью взаимодействия воздуха и воды служит поверхность движущейся по стенкам канала пленки воды, которую омывают струйки воздуха, проходящего через каналы орошаемого водой слоя материала. На этом методе основано устройство аппаратов с орошаемым слоем насадки;
- образование водовоздушной эмульсии или пены путем пропуска под давлением через слой воды потока воздуха. Поверхность взаимодействия воды с воздухом в этом случае имеет весьма сложную форму, которую приобретает вода, находящаяся в совместном движении с раздробленным (или диспергированным) потоком воздуха. На этом принципе основано устройство пенных аппаратов.

Отличительной чертой аппаратов контактного типа является возможность осуществлять в них самые различные процессы (например, процесс охлаждения с осушкой воздуха, процесс охлаждения и увлажнения, или процесс увлажнения при постоянной энтальпии, и, наконец, процесс нагревания и увлажнения воздуха). Как будет показано далее (§ 5.4), характер процесса в этих аппаратах целиком определяется температурой используемой воды. Универсальность аппаратов контактного типа – весьма положительное их качество, которое создает большие эксплуатационные удобства.

Другой положительной особенностью контактных аппаратов является очистка воздуха, сопровождающая процесс тепловлажностной обработки. Воздух после взаимодействия с водой освобождается от значительной части находящейся в нем пыли и гнездящихся на пылинках бактерий. Кроме того, часть посторонних газовых примесей растворяется в воде.

Надо отметить и такое дополнительное явление, наблюдаемое при обработке воздуха водой, как некоторая ионизация воздуха, происходящая вследствие так называемого баллоэлектрического эффекта. Эту умеренную ионизацию, ведущую к образованию легких отрицательных ионов, следует оценивать положительно.

§ 4.3. Основы теории тепло- и массообмена между воздухом и водой

Какова бы ни была форма поверхности массы воды, используемой для обработки воздуха в аппарате контактного типа, процессы взаи-

модействия между водой и воздухом подчиняются одним и тем же физическим законам. По своей природе эти процессы являются теплообменом и массообменом. Они происходят между массой обрабатываемого воздуха, находящегося в сложном движении, и поверхностью воды. В непосредственной близости от поверхности воды располагается пограничный слой воздуха, движущийся ламинарно. При дальнейшем рассмотрении будем исходить из того, что состояние массы обрабатываемого воздуха в каждый данный момент всюду одинаково и изменения происходят внутри пограничного слоя.

Чтобы можно было осуществить процесс теплообмена, необходима разность температур между обрабатываемым воздухом и поверхностью воды. Для массообмена нужна разность парциальных давлений водяного пара. В соответствии с принятой нами схемой явления обе эти разности должны приниматься отнесенными к граничным поверхностям раздела пограничного слоя воздуха. Иначе говоря, температура воздуха и давление водяного пара на границе между пограничным слоем и остальной массой воздуха характеризуют температуру t и давление водяного пара $P_п$ в обрабатываемом воздухе, а температура и давление водяного пара на границе между пограничным слоем и водой характеризуют температуру $t_ж$ и давление водяного пара $P''_п$ на поверхности воды. Последнее равно давлению насыщенного водяного пара при температуре воды.

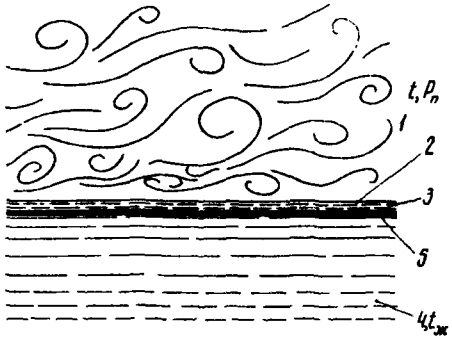


Рис. 4.1. Схема взаимодействия воздуха и воды:

1 – масса обрабатываемого воздуха (находится в турбулентном движении, имеет параметры t, $P_п$); *2* – граничащая поверхность между обрабатываемым воздухом и пограничным слоем воздуха (имеет параметры t, $P_п$); *3* – пограничный слой воздуха (движется ламинарно); *4* – масса воды (имеет температуру $t_ж$); *5* – граничащая поверхность между пограничным слоем воздуха и водой (имеет температуру $t_ж$, давление водяного пара соответствует состоянию насыщения при этой температуре $P''_п$)

Таким образом, сложные явления, наблюдаемые при взаимодействии воды и воздуха, можно рассматривать, используя схему, представленную на рис. 4.1.

Внутри пограничного слоя передача тепла происходит теплопроводностью. Можно считать, что в этом слое температура изменя-

ется линейно от t до $t_ж$. Парциальное давление водяного пара изменяется также по закону прямой линии от $P_п$ до $P''_п$. Молекулярные процессы переноса тепла и массы водяного пара, происходящие в пограничном слое, подчиняются аналогичным физическим законам.

Перенос тепла описывается уравнением закона Фурье:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}, \text{ или } q = -\lambda \operatorname{grad} t, \qquad (4.1)$$

где q – удельный тепловой поток, *ккал/м²·час;*

λ – коэффициент теплопроводности воздуха в пограничном слое, *ккал/м²·час·град;*

$\frac{\partial t}{\partial n} = \operatorname{grad} t$ – градиент температуры. Если процесс стационарен и известна толщина пограничного слоя δ, то $\operatorname{grad} t = \frac{t - t_ж}{\delta}$.

Молекулярный перенос массы (диффузия) описывается аналогичным уравнением закона Фика:

$$g_п = -k_\gamma \frac{\partial \gamma_п}{\partial n}, \text{ или } g_п = k \operatorname{grad} \gamma_п, \qquad (4.2)$$

где $g_п$ – удельный поток водяного пара, *кГ/м²·час;*

k_γ – коэффициент диффузии, *м²/час;*

$\gamma_п$ – концентрация водяного пара в воздухе, *кГ/м³;*

$\frac{\partial \gamma_п}{\partial n} = \operatorname{grad} \gamma_п$ – градиент концентрации водяного пара. Если процесс стационарен и известна толщина пограничного слоя, то $\operatorname{grad} \gamma_п = \frac{\gamma_п - \gamma''_п}{\delta}$.

Концентрация водяного пара и его парциальное давление связаны известным соотношением (1.21), на основании которого $\gamma_п = \frac{P_п}{R_п T}$, и поэтому уравнение (4.2) может быть записано иначе:

$$g_п = -k_р \frac{\partial P_п}{\partial n}, \text{ или } g_п = -k_р \operatorname{grad} P_п. \qquad (4.3)$$

В этом уравнении коэффициент диффузии отнесен не к разности концентраций, а к разности парциальных давлений, и поэтому размерность его *м/час*, если давление выражено в *кГ/м*^{2}.

Диффузия водяного пара в пограничном слое воздуха сопровождается фазовыми превращениями. Если $P_п > P''_п$, молекулы водяного пара переходят из воздуха в воду, что характеризует процесс конденсации. При $P''_п > P_п$ наблюдается обратный переход молекул, или испарение воды.

Для первого процесса характерно выделение скрытого тепла, второй процесс, наоборот, связан с затратами тепла на испарение.

Отмеченная аналогия между молекулярными процессами тепло- и массообмена распространяется на молярные переносы, происходящие с помощью конечных масс движущихся сред (воды и воздуха). Можно записать дифференциальные уравнения переноса тепла и вещества в наиболее простой форме для условий стационарного состояния процесса (первые производные от температуры и концентрации по времени равны нулю):

$$(w,\ \mathrm{grad}\, t) = a\nabla^2 t\,; \tag{4.4}$$

$$(w,\ \mathrm{grad}\, \gamma_п) = k\nabla^2 \gamma_п\,, \tag{4.5}$$

где w – скорость движения одной среды по отношению к другой (в данном случае воздуха по отношению к воде);

a – коэффициент температуропроводности влажного воздуха;

κ – коэффициент диффузии водяного пара в воздухе.

Эти уравнения включают физические константы воздуха a и κ, которые влияют на интенсивность явлений переноса и имеют одинаковую размерность. Если удастся решить уравнения (4.4) и (4.5) с соответствующими граничными условиями, то можно получить поля температур и концентраций. В случае, когда $a = \kappa$, рассматриваемые поля подобны, если подобны граничные условия. Как известно, для идеальных газов и тот и другой коэффициент (точно так же, как и коэффициент кинематической вязкости ν) приблизительно равен произведению средней скорости движения на среднюю длину свободного пробега молекул. Воздух в процессах, с которыми приходится иметь дело в системах кондиционирования, рассматривается как идеальный газ. Как мы видели, эта же предпосылка лежит в основе построения $I - d$ диаграммы. Таким образом, можно считать, что распределения температур и концентраций водяного пара в воздухе и процессы тепло- и массообмена между воздухом и водой в аппаратах контактного типа подобны.

Указанные процессы интересуют нас главным образом в связи с расчетом аппаратов кондиционирования воздуха контактного типа. Основной задачей при этом является нахождение количеств тепла и вещества (водяного пара), которыми обмениваются воздух и вода. Получение соответствующих количественных зависимостей основано на использовании коэффициентов переноса, входящих в основные уравнения тепло- и массообмена. С помощью этих коэффициентов удельные количества тепла и водяного пара, определяемые уравнениями (4.1), (4.2) и (4.3), могут быть найдены из выражений:

$$q = \alpha(t - t_{ж}) \tag{4.6}$$

$$g_{п} = \beta_{\gamma}(\gamma_{п} - \gamma''_{п}) \quad \text{или} \quad g_{п} = \beta_{p}(P_{п} - P''_{п}), \tag{4.7}$$

где α – коэффициент теплообмена между воздухом и поверхностью воды. В общем случае величина коэффициента теплообмена α состоит из конвективной $\alpha_{к}$ и лучистой $\alpha_{л}$, составляющих: $\alpha = \alpha_{к} + \alpha_{л}$.

Лучистый теплообмен в контактных аппаратах происходит в основном между поверхностями воды, находящимися в одном и том же сечении аппарата (капли, пленки, водная часть пены). Эти поверхности имеют равные или весьма близкие температуры, поэтому долей лучистого тепла можно пренебречь и считать, что $\alpha \approx \alpha_{К}$;

$\beta_{\gamma}, \beta_{p}$ – коэффициенты массообмена между воздухом и поверхностью воды; при этом β_{γ} отнесен к разности концентраций, а β_{p} – к разности парциальных давлений пара на граничащих поверхностях пограничного слоя.

Будем считать направление процессов тепло- и массообмена положительным, если потоки тепла и массы направлены от воздуха к воде.

Для элементарных количеств тепла и вещества (водяного пара) могут быть написаны следующие уравнения:

$$dQ_{я} = \alpha(t - t_{ж})dF; \tag{4.8}$$

$$dG_{п} = \beta_{p}(P_{п} - P''_{п})dF, \tag{4.9}$$

где $dQ_{я}$ – количество явного тепла, отдаваемого воздухом воде; *ккал/час*;

$dG_{п}$ – количество водяного пара, переходящего от воздуха к воде; *кГ/час*.

Уравнение (4.9) можно написать в другом виде, если использовать коэффициент массообмена, отнесенный не к разности парциальных давлений водяного пара, а к разности влагосодержаний d:

$$dG_{\text{п}} = \sigma\left(\frac{d-d''}{1000}\right)dF\,, \qquad (4.10)$$

где d – влагосодержание обрабатываемого воздуха;

d'' – влагосодержание воздуха, находящегося в пограничном слое (на границе воздух – вода);

σ – коэффициент массообмена, отнесенный к разности влагосодержаний.

Вместе с водяным паром из воздуха к воде передается тепло, затраченное на испарение пара и теперь выделяющееся в процессе конденсации. Это тепло обычно называется «скрытым». Количество скрытого тепла Q' можно найти из равенства

$$dQ' = r dG_{\text{п}} = r\sigma\left(\frac{d-d''}{1000}\right)dF\,, \qquad (4.11)$$

где r – теплота испарения, выделяющаяся при конденсации водяного пара.

Так как конденсация происходит при температуре воды $t_{\text{ж}}$, теплота испарения в соответствии с (1.16) определяется из выражения

$$r = 595 - 0{,}54t_{\text{ж}}\,. \qquad (4.12)$$

Имея в виду дальнейшие преобразования, эту формулу целесообразно представить так:

$$r = 595 - t_{\text{ж}} - 0{,}46t_{\text{ж}}\,. \qquad (4.13)$$

Таким образом, полное количество тепла, которым обмениваются воздух и вода, составляет

$$dQ' = dQ_{\text{я}} + dQ' = \alpha\left(t - t_{\text{ж}}\right)dF + r\sigma\left(\frac{d-d''}{1000}\right)dF\,. \qquad (4.14)$$

Введем очень важное соотношение, справедливое для условий подобия процессов тепло- и массопереноса, которое было получено еще в 1922 г. Льюисом:

$$\frac{\alpha}{\sigma} = c_p'\,, \qquad (4.15)$$

где $c_{\text{р}}'$ – удельная теплоемкость влажного воздуха,

$$c_p' = 0{,}24 + 0{,}46\frac{d}{1000}\,. \qquad (4.16)$$

Справедливость соотношения Льюиса неоднократно подвергалась сомнению из-за того, что при делении полученного в результате экс-

периментальных исследований значения коэффициента явной теплоотдачи α на коэффициент массообмена σ равенство (4.15) не соблюдалось. На этом основании делался вывод об отсутствии подобия процессов тепло- и массообмена при взаимодействии воздуха и воды. Как показано в нашей работе [28], получающиеся в опытах отклонения величины α/σ от c_p' объясняются не отсутствием подобия процессов, а особенностями методики обработки экспериментальных данных. Поэтому в дальнейшем будем считать, что для каждого элемента dF поверхности контакта воздуха и воды справедливо принятое Льюисом соотношение.

С учетом всего сказанного можно преобразовать равенство (4.14), выразив в нем α через $\sigma c_p'$ и подставив вместо c_p' и r их значения из (4.16) и (4.13):

$$dQ = \sigma\left[\left(0{,}24 + 0{,}46\frac{d}{1000}\right)(t - t_ж) + (595 - t_ж + 0{,}46t_ж)\frac{d - d''}{1000}\right]dF\,. \quad (4.17)$$

Проделав несложные преобразования, нетрудно убедиться, что полное количество тепла dQ может быть представлено в следующем виде:

$$dQ = \sigma\left(I - I'' - t_ж\frac{d - d''}{1000}\right)dF\,, \quad (4.18)$$

где I – энтальпия обрабатываемого воздуха;

I'' – энтальпия воздуха на границе вода – воздух.

Выражение, стоящее в скобках, отличается от разности энтальпий на величину, представляющую собой количество явного тепла, заключенного в конденсате. Эта величина в процессах кондиционирования воздуха весьма мала и ею можно пренебречь. Тогда

$$dQ = \sigma(I - I'')dF\,. \quad (4.19)$$

Из уравнения (4.19) можно сделать вывод, что коэффициент σ является одновременно коэффициентом массообмена, отнесенным к разности влагосодержаний обрабатываемого воздуха и воздуха, находящегося в тонкой пленке на границе воздух – вода, и коэффициентом полного теплообмена, отнесенным к разности энтальпии тех же двух состояний воздуха.

§ 4.4 Изображение на $I - d$ диаграмме процессов обработки воздуха водой

Как мы видели, элементарные количества полного тепла и водяного пара, передаваемые воздухом воде, определяются с помощью зависимостей (4.10) и (4.19). В результате тепло- и массообмена проис-

ходит уменьшение энтальпии и влагосодержания воздуха соответственно на dI и $d(d)$. Поэтому эти же количества тепла и влаги можно найти из выражений

$$dQ = -G_{\text{гс}} dI \; ; \tag{4.20}$$

$$dG_{\text{п}} = -G_{\text{гс}} d(d) \, . \tag{4.21}$$

Разделив (4.10) на (4.19), а (4.20) на (4.21) и приравняв результаты, получим

$$\frac{I - I''}{d - d''} = \frac{dI}{d(d)} \, . \tag{4.22}$$

Отсюда вытекает чрезвычайно важный вывод: если температура воды в процессе взаимодействия остается постоянной (а значит, будут постоянны I'' и d''), то изменение параметров воздуха происходит по прямой линии, соединяющей на $I - d$ диаграмме точку состояния воздуха (I, d) с точкой, характеризующей состояние воздуха в тонкой пленке над поверхностью воды (I'', d'').

Как известно, воздух в тонкой пленке находится в состоянии полного насыщения, а его температура равна температуре воды. Поэтому температура воды однозначно определяет точку с параметрами I'' и d''. Следовательно, если на $I - d$ диаграмме состояние воздуха задано точкой A, имеющей параметры I, d, и известно, что этот воздух взаимодействует с водой, у которой температура равна $t_{\text{ж}}$, то процесс изменения состояния воздуха будет изображаться прямой линией AR (рис. 4.2). Направление процесса – от точки A к точке R.

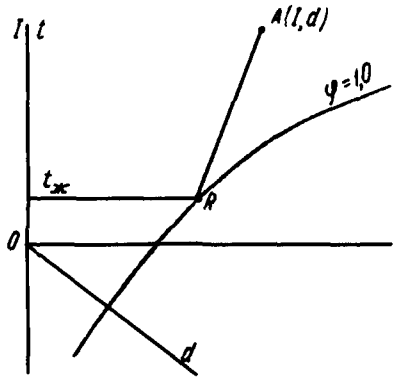


Рис. 4.2. Процесс взаимодействия воздуха и воды, имеющей постоянную температуру

Таким образом, характер изменения воздуха данного состояния при обработке его водой определяется только температурой воды.

Вся область возможных изменений воздуха какого-либо состояния, заданного точкой на $I - d$ диаграмме (например, точкой A), ограничивается прямыми, проведенными из точки A касательно к пограничной кривой $\varphi = 1$ (рис. 4.3). При этом в зависимости от температуры

воды вся область возможных изменений состояния воздуха делится на следующие зоны:

1-я зона. Температура воды ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха: $t_ж < t''_A$. Из рассмотрения рис. 4.3 видно, что в результате взаимодействия воздуха с водой такой температуры уменьшаются: энтальпия, температура и влагосодержание воздуха. Следовательно, происходят процессы охлаждения и осушки воздуха.

2-я зона. Температура воды равна температуре точки росы: $t_ж = t''_A$. Естественно, под воздействием воды данной температуры уменьшается энтальпия и температура воздуха, иначе говоря, происходит охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании.

3-я зона. Температура воды выше температуры точки росы воздуха, но ниже его температуры по мокрому термометру: $t''_A < t_ж < t'_A$. При обработке воздуха увеличивается его влагосодержание, но уменьшается энтальпия и температура. Такие процессы называются процессами охлаждения и увлажнения.

4-я зона. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру: $t_ж = t'_A$. Процессы обработки воздуха в этой зоне характеризуются ростом влагосодержания, неизменной энтальпией и уменьшением температуры (по сухому термометру). Эти процессы принято называть процессами увлажнения при постоянной энтальпии, или процессами адиабатного увлажнения.

Так как энтальпия воздуха в данных процессах остается постоянной, нельзя говорить об охлаждении воздуха в теплотехническом смысле. Одна-

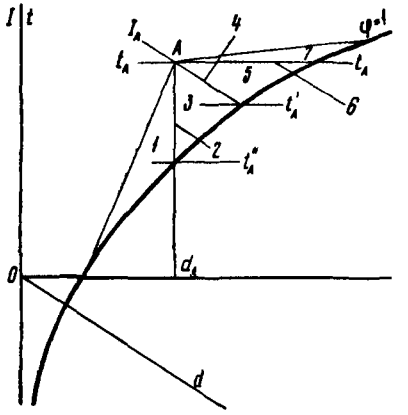


Рис. 4.3. Возможные процессы взаимодействия воздуха и воды:

1 – зона процессов охлаждения и осушки воздуха $t_ж < t''_A$; *2* – зона процессов охлаждеиия воздуха при постоянном влагосодержании $t_ж = t''_A$; *3* – зона процессов охлаждения и увлажнения воздуха $t''_A < t_ж < t'_A$; *4* – зона процессов адиабатного увлажнения воздуха $t_ж = t_A$; *5* – зона увлажнения воздуха при повышении энтальпии и понижении температуры $t_A' < t_ж < t_A$; *6* – зона увлажнения воздуха при повышении энтальпии и постоянной температуре $t_ж = t_A$; *7* – зона увлажнения и нагревания воздуха $t_ж > t_A$

ко в связи с уменьшением температуры воздух после обработки будет казаться человеку более холодным. Поэтому такие процессы в вентиляции и кондиционировании иногда называют процессами охлаждения и увлажнения.

5-я з о н а. Температура воды выше температуры воздуха по мокрому термометру, но ниже его температуры по сухому термометру: $t_A' < t_ж < t_A$. При использовании такой воды происходит увеличение влагосодержания и энтальпии воздуха и уменьшение его температуры (по сухому термометру) – процесс увлажнения, сопровождающийся ростом энтальпии, поэтому в теплотехническом смысле такой процесс является нагреванием. Что же касается воздействия на человека, то в нижней части 5-й зоны обработанный воздух будет ощущаться более холодным, а в верхней части более теплым, чем до обработки.

6-я з о н а. Температура воды равна температуре воздуха по сухому термометру: $t_ж = t_A$. При обработке воздуха в этом случае наблюдается рост влагосодержания и энтальпии, температура воздуха остается постоянной – процесс увлажнения, сопровождающийся увеличением энтальпии. Как указывалось ранее, этот процесс практически легко осуществить, если в воздух выпускать насыщенный водяной пар из парового котла низкого давления.

7-я з о н а. Температура воды выше температуры воздуха по сухому термометру: $t_ж > t_A$. В этом случае, по сравнению с предыдущим, также наблюдается рост температуры воздуха – процесс увлажнения и нагревания.

Из всех процессов обработки воздуха водой наибольшее практическое значение в технике кондиционирования имеют два: процесс охлаждения воздуха, сопровождающийся осушкой (1-я зона), и процесс адиабатного увлажнения (4-я зона).

Первый процесс (1-я зона) применяется при обработке наружного воздуха (летом) и рециркуляционного воздуха, используемого для создания температурно-влажностных условий в помещениях с тепло- и влагоизбытками. К таким помещениям относятся многочисленные разновидности помещений, в которых работают люди и установлено тепловыделяющее оборудование (электродвигатели и электрогенераторы, приборы радиосвязи, электроники и автоматики, счетно-решающие устройства, средства электрического освещения и т. д.). В эту же группу входят производственные помещения, в которых тепло и водяной пар выделяются от технологического и энергетического оборудования (пропарочные камеры, паровые котлы и т. д.).

Рассмотрим первый процесс более подробно. Для его осуществления, как было показано выше, нужно, чтобы температура воды была ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Это может

быть достигнуто при обработке воздуха холодной проточной водой либо водой, охлаждаемой в холодильных установках. Вода в результате взаимодействия с воздухом нагревается. Однако следует иметь в виду, что для процесса охлаждения и осушки воздуха необходимо, чтобы в течение всего взаимодействия имело место указанное неравенство: $t_ж < t''_A$.

Произведем построения, иллюстрирующие на $I - d$ диаграмме данный процесс с учетом изменения температуры воды и состояния воздуха при прохождении через тот или иной аппарат. Будем считать, что в аппарате наблюдается параллельный ток воздуха и воды (рис. 4.4).

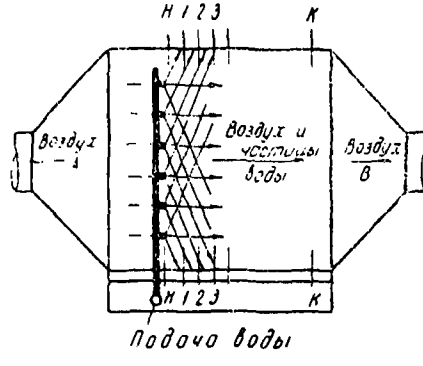


Рис. 4.4. Схема аппарата с движением воздуха и воды в одном направлении (параллельный ток)

В самом начале процесса (сечение $H–H$) воздух начального состояния (т. A) при параллельном токе воды и воздуха встречает воду также начального состояния ($t_{жн}$). Соответствующая этой стадии процесса линия соединяет точки A и $R_н$ – линия $AR_н$ (рис. 4.5). В результате взаимодействия с водой состояние воздуха изменяется, новое состояние характеризуется точкой B_1 на этой линии. О точке B_1 можно говорить как о точке смеси воздуха начального состояния и воздуха, находящегося в тонкой пленке над поверхностью воды начальной температуры. Температура воды увеличится, а следовательно изменится состояние воздуха в тонкой пленке над поверхностью воды. Новое состояние будет характеризо-

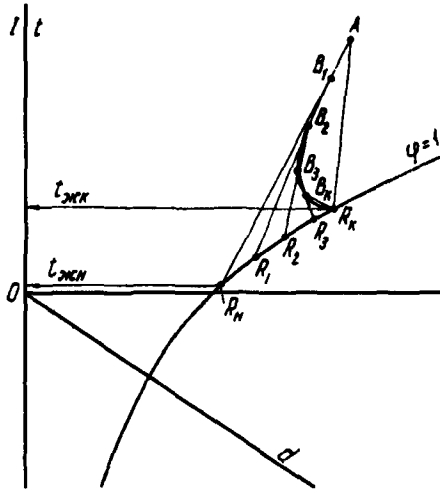


Рис. 4.5. Построение процесса охлаждения и осушки воздуха для условии параллельного тока воздуха и воды

ваться точкой R_1. Повторив эти рассуждения и перейдя постепенно от сечения $H-H$ к сечениям $1-1$, $2-2$, $3-3$ и, наконец, к сечению $K-K$, получим для последующих этапов процесса линии B_1R_1, B_2R_2, B_3R_3, $B_кR_к$. Рассмотрев бесконечно малые промежутки времени и отрезки пути совместного движения воздуха и воды, получим вместо ломаной линии $AB_1B_2B_3B_кR_к$ плавную кривую $AR_к$, соединяющую точку начального состояния обрабатываемого воздуха (т. A) и точку $R_к$, которая характеризует состояние воздуха в тонкой пленке над капельками воды конечной температуры ($t_{жк}$).

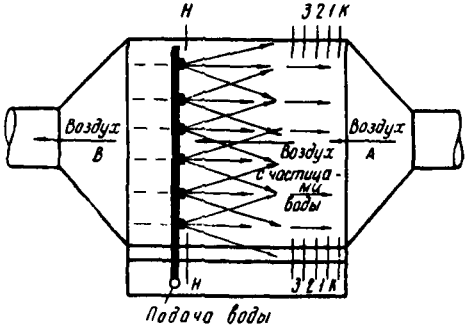


Рис. 4.6. Схема аппарата с движением воздуха и воды в противоположном направлении (противоток)

Конечное состояние воздуха после обработки будет находиться на кривой $AR_к$. Причем чем совершеннее аппарат, тем ближе точка конечного состояния ляжет к кривой полного насыщения воздуха ($\varphi = 1$).

Если в аппарате осуществляется противоток воды и воздуха (рис. 4.6), то с воздухом начального состояния встречается вода конечного состояния, и поэтому построение процесса начинается не с линии $AR_н$, а с линии $AR_к$ (рис. 4.7). В остальном способ построения не отличается от приведенного для случая параллельного тока. Ломаная линия $AB_1B_2B_3B_кR_н$, полученная в результате построения, заменяется плавной кривой, на которой будет находиться точка конечного состояния воздуха.

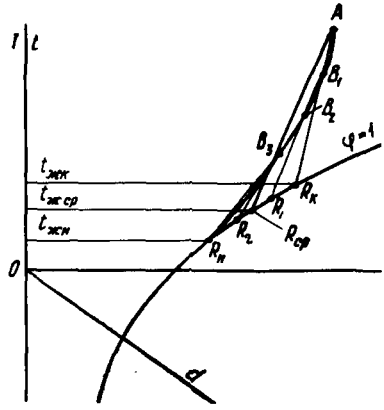


Рис. 4.7. Построение процесса охлаждения и осушки воздуха дли условий противотока воздуха и воды

Построенные таким способом кривые являются графической интерпретацией процессов охлажде-

ния и осушки воздуха водой и физически правильно иллюстрируют качественную сторону этих процессов. Получить какие бы то ни было количественные характеристики с помощью данных кривых нельзя. Поэтому они заменяются прямыми линиями, что вполне допустимо, так как кривизна весьма незначительна из-за малых температурных перепадов воды. Разность температур воды в конечном и начальном состояниях $\Delta t_{ж}$ для аппаратов, работающих в режиме охлаждения и осушки воздуха, составляет обычно 2–4°. Для пенных аппаратов она может быть больше. Замена кривой линии прямой в данном случае обосновывается тем, что воздух взаимодействует со смесью отработанной и свежей воды, а эта смесь имеет температуру, близкую к конечной.

Таким образом, процесс охлаждения и осушки воздуха водой будем изображать на $I - d$ диаграмме прямой линией, проведенной из точки начального состояния воздуха (т. *A*) и направленной на точку, характеризующую конечное состояние воды (рис. 4.8). Этот вывод, полученный для процесса охлаждения и осушки воздуха, справедлив для всех политропных процессов, в которых претерпевают изменения все параметры воздуха и температура воды. Местоположение точки конечного состояния воздуха (т. *B*) зависит от совершенства аппарата кондиционирования воздуха. Выше указывалось, что для современных аппаратов эта точка близка к линии полного насыщения. Обычно относительная влажность воздуха в конечном состоянии не менее 0,9–0,95.

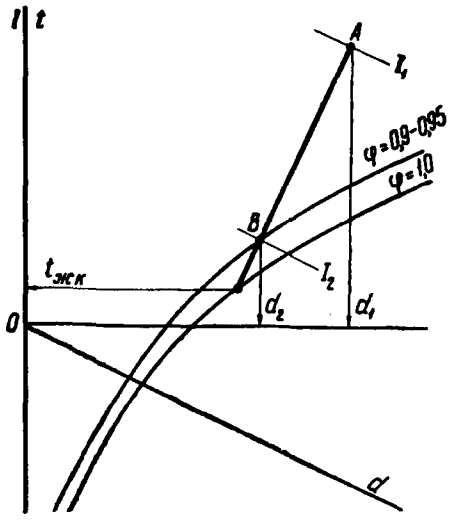


Рис. 4.8. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса охлаждения и осушки воздуха водой:

A – начальное состояние воздуха (I_1, d_1);
B – конечное состояние воздуха (I_2, d_2, φ^2 = 0,9÷0,95);
$t_{жк}$ – конечная температура воды

Как будет показано в дальнейшем, в реальных аппаратах линия процесса охлаждения и осушки может иметь отклонения по направлению.

Рассмотрим процесс обработки водой воздуха, рециркулирующего по замкнутой схеме. Допустим, что необходимо обрабатывать воздух, используемый для

вентиляции помещения, в котором имеется избыточное тепло $Q_{изб}$ и влаговыделения $G_п$. Естественно, что процесс обработки воздуха в этом случае должен заключаться в его охлаждении и осушке. При помощи воды от воздуха отнимается избыточное тепло и влага.

Примем, что перед началом работы системы параметры воздуха соответствуют точке A_1 (рис 4.9). Поступив с такими параметрами в аппарат для обработки, воздух встречает воду с расчетной температурой (было указано, что это конечная температура) $t_ж$, после чего с параметрами B_1 направляется в помещение, где параметры воздуха изменяются в соответствии с величиной $\varepsilon = \frac{Q_{изб}}{G_п}$. Достигнув состояния A_2, воздух из помещения направляется в аппарат, где встречается с проточной водой той же температуры $t_{жк}$ (линия $A_2R_к$) и вновь поступает в помещение с параметрами, отвечающими точке B_2. В помещении параметры воздуха изменяются под действием тепло- и влаговыделений $\left(\varepsilon = \frac{Q_{изб}}{G_п \cdot 1000}\right)$ до состояния точки A_3. Затем опять следует обработка в аппарате (линия $A_3R_к$) и т. д.

Нетрудно видеть, что установившееся состояние процесса изображается линией $AR_к$, параметры воздуха изменяются в помещении от точки B до точки A, а в аппарате – от точки B до точки A. Следовательно, одна и та же линия AB представляет собой процесс, происходящий и в помещении, и в аппарате: в первом случае направление процесса «снизу – вверх», во втором – «сверху – вниз».

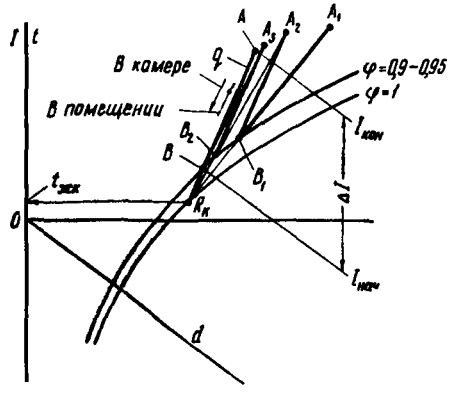


Рис 4.9. Построение процесса обработки рециркуляционного воздуха водой в случае вентиляции помещения с тепло- и влагоизбытками

Количество рециркулируемого воздуха, необходимое для поддержания в помещении заданных параметров (т. B), если известна расчетная температура воды $t_{жк}$, определяется без труда:

$$G_{\text{гс}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{I_{\text{к}} - I_{\text{н}}}. \qquad (4.23)$$

Так же легко определяется количество воды, если известна разность конечной и начальной температур воды $\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{жк}} - t_{\text{жн}}$:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{t_{\text{жк}} - t_{\text{жн}}}. \qquad (4.24)$$

Аналогичным образом может быть произведено построение процесса обработки рециркулируемого воздуха для случая вентиляции помещений, в которых выделяется только избыточное тепло, а влаговыделения отсутствуют. Характерными для этого типа помещений являются машинные залы дизельных электростанций, трансформаторные подстанции, компрессорные и т. д.

Рассматривая, как и в предыдущем случае, неустановившееся состояние (рис. 4.10), видим, что если в начале обрабатываемый воздух имеет параметры в точке A_1, то после обработки водой с температурой $t_{\text{жк}}$ он выходит из аппарата с параметрами B_1, а пройдя через помещение, приобретает параметры A_2, с которыми вновь направляется в аппарат, где обрабатывается водой той же температуры $t_{\text{жк}}$. Выйдя из аппарата с параметрами B_2, воздух опять поступает в помещение, где его параметры изменяются по линии B_2A_3, и т. д. Установившееся состояние процесса изображается линией AB. Направление «снизу – вверх» характеризует процесс изменения состояния воздуха в помещении, а «сверху – вниз» – в аппарате.

Количество рециркулируемого воздуха и потребный расход воды рассчитываются по тем же формулам (4.23) и (4.24).

Рассмотрим теперь другой процесс, имеющий важное практическое значение, – процесс обработки воздуха при рециркуляционного воздуха водой в случае вентиляции помещения с выделением избыточного тепла

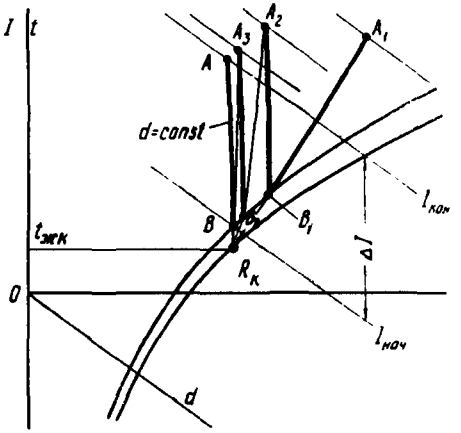


Рис. 4.10. Построение процесса обработки

ляции воды. Этот процесс получил наибольшее распространение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха производственных помещений, где по характеру технологического процесса требуется увлажнение воздуха (например, различные цеха предприятий текстильной и пищевой промышленности). Широко применяется этот процесс и для кондиционирования воздуха в сухом и жарком климате.

Посмотрим, что произойдет с воздухом, если вышедшую из аппарата воду направить не на сброс, а опять в аппарат для повторных процессов взаимодействия с воздухом. Допустим, что вода перед началом работы имеет температуру $t_ж < t''_A$ (рис. 4.11). Вначале наблюдается неустановившееся состояние. В этот период, до тех пор пока не наступит установившееся состояние, вода постепенно нагревается. Этот нагрев происходит под воздействием процессов явного и скрытого теплообмена в связи с конденсацией водяного пара из воздуха. Оба эти процесса идут в направлении от воздуха к воде. Воздух охлаждается и осушается, его параметры конечного состояния соответственно меняются. Когда температура воды становится равной точке росы обрабатываемого воздуха t''_A, имеет место только явный теплообмен, но все еще в том же направлении, т. е. от воздуха к воде.

При дальнейшем использовании воды будет наблюдаться явный теплообмен в направлении от воздуха к воде и скрытый теплообмен в обратном направлении (от воды к воздуху). Это произойдет потому, что температура воды станет выше t''_A, следовательно, парциальное давление пара в тонкой пленке воздуха над поверхностью воды превысит парциальное давление пара в обрабатываемом воздухе, а значит, вместо конденсации пара из воздуха начнется его испарение в воздух. Ввиду того что на испарение тратится тепло, появляется фактор, тормозящий теплообмен или нагревание воды.

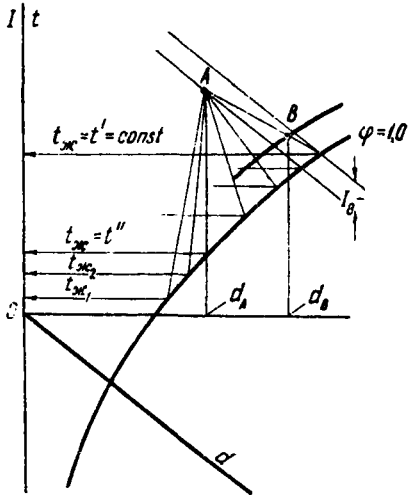


Рис. 4.11. Построение процесса обработки воздуха при рециркуляции воды

Через некоторый промежуток времени (очень

небольшой) температура воды перестает меняться, наступает установившееся состояние, для которого $t_ж$ = const (рис. 4.11). Очевидно, что эта установившаяся температура воды выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха $t_ж > t''_A$. Так как $t_ж$ = const, то тепло, затрачиваемое на испарение воды, берется только из воздуха, а не от воды. Тепло, взятое на испарение из воздуха, возвращается опять в воздух в виде теплосодержания испарившейся воды. Естественно, что установившаяся температура воды есть не что иное, как температура смоченного термометра (см. гл. 1).

Воздух, вступивший в контакт с водой, имеющей температуру $t_ж = t' =$ const, изменит свое влагосодержание на величину $d_B - d_A$ (т. *B* характеризует состояние воздуха после аппарата). Вместе с испарившейся водой каждый килограмм воздуха получит дополнительное количество тепла, которое содержалось в этой воде, и тогда можно написать, что

$$I_B = I_A + \frac{d_B - d_A}{1000} t' c_ж , \qquad (4.25)$$

где $c_ж$ – теплоемкость воды. Если $c_ж$ =1 *ккал/кГ·град*, то

$$I_B - I_A = \frac{d_B - d_A}{1000} t' . \qquad (4.26)$$

Как было указано ранее, для обычных в технике кондиционирования состояний воздуха величина $\frac{d_B - d_A}{1000} t'$ ничтожно мала, и можно принять, что $\frac{d_B - d_A}{1000} t' = 0$. Следовательно, $I_B - I_A = 0$, или $I_B = I_A$.

Таким образом, процесс обработки воздуха при рециркуляции воды может рассматриваться происходящим по линии I = const. Как и для предыдущего процесса, будем считать, что конечное состояние воздуха характеризуется относительной влажностью, близкой к 90–95%.

Нетрудно найти тот расход воды $G_{жн}$, который связан с необходимостью подпитки из-за постоянного испарения. Этот расход в *кГ* равен

$$G_{жи} = G_{гс} \frac{d_B - d_A}{1000} , \qquad (4.27)$$

где $G_{гс}$ – количество обрабатываемого воздуха.

Приведенные в параграфе описания способов построения процессов обработки воздуха водой на $I - d$ диаграмме еще не дают возможности производить расчет и проектирование аппаратов кондиционирования воздуха. Тем не менее они содержат все необходимые данные для решения ряда практически важных задач.

§ 4.5. Методы получения расчетных зависимостей, основанные на использовании коэффициентов переноса

Приведенные в предыдущем параграфе сведения помогают уяснить физическую сущность процессов обработки воздуха водой, так как позволяют весьма наглядно интерпретировать их с помощью $I - d$ диаграммы. Кроме того, материал, содержащийся в § 4.4, дает возможность ориентироваться при решении вопросов, связанных с выбором схемы обработки воздуха, в которой применяются аппараты контактного типа с взаимодействием воздуха и воды. Тем не менее этих данных совершенно недостаточно для проектирования и расчета аппаратов кондиционирования. Чтобы можно было осуществлять их расчет и проектирование, необходимо остановиться на методе получения основных расчетных зависимостей.

Уравнения (4.8), (4.9) и (4.19) не могут быть непосредственно использованы для расчета аппаратов кондиционирования воздуха, так как с их помощью определяются лишь элементарные количества тепла и водяного пара, приходящиеся на элемент поверхности контакта dF. При этом предполагается, что параметры воды и воздуха в течение контакта сохраняют постоянное значение.

Чтобы получить зависимости, с помощью которых можно было бы рассчитывать реальные аппараты, необходимо уравнения (4.8), (4.9), (4.19) проинтегрировать по поверхности тепло- и массообмена. Для этого надо знать:

а) форму и размеры истинной поверхности контакта F;

б) параметры воздуха и воды для каждого элемента поверхности, а также соответствующие разности $t - t_{ж}$, $P_{п} - P''_{п}$, $d - d''$, представляющие собой движущие силы процессов.

Обычно определить оба эти фактора не представляется возможным, и поэтому приходится вводить различные допущения. Так, вместо истинных значений разностей параметров воздуха и воды используется величина средней расчетной разности, которая позволяет получить интегральные количества тепла и водяного пара, если известна истинная поверхность:

$$Q_{я} = \alpha \Delta t_{р} F; \qquad (4.28)$$

$$G_{\text{п}} = \sigma \Delta d_{\text{р}} F ; \tag{4.29}$$

$$Q = \sigma \Delta I_{\text{р}} F , \tag{4.30}$$

где $\Delta t_{\text{р}}$ – средняя расчетная разность температур воды и воздуха;

$\Delta d_{\text{р}}$ – средняя расчетная разность влагосодержаний обрабатываемого воздуха и воздуха в пограничном слое;

$\Delta I_{\text{р}}$ – средняя расчетная разность энтальпий обрабатываемого воздуха и воздуха в пограничном слое.

Количества тепла и водяного пара могут быть найдены из рассмотрения теплового и влажностного балансов аппаратов, например по воздуху:

$$Q_{\text{я}} = G_{\text{гс}} (t_1 - t_2) c'_{\text{р}} ; \tag{4.31}$$

$$G_{\text{п}} = G_{\text{гс}} (d_1 - d_2) ; \tag{4.32}$$

$$Q = G_{\text{гс}} (I_1 - I_2) , \tag{4.33}$$

где t_1, d_1, I_1 – начальные температура, влагосодержание и энтальпия воздуха;

t_2, d_2, I_2 – конечные температура, влагосодержание и энтальпия воздуха.

Из (4.28) и (4.31) можно получить коэффициент переноса явного тепла (теплоотдачи) α, а из (4.29) и (4.32) – коэффициент переноса водяного пара (влагообмена) σ:

$$\alpha = \frac{G_{\text{гс}} (t_1 - t_2) c'_{\text{р}}}{F \Delta t_{\text{р}}} ; \tag{4.34}$$

$$\sigma = \frac{G_{\text{гс}} (d_1 - d_2)}{F \Delta d_{\text{р}}} . \tag{4.35}$$

Как было указано, коэффициент σ одновременно является коэффициентом полного теплообмена и поэтому может быть определен из уравнений (4.30) и (4.33):

$$\sigma = \frac{G_{\text{гс}} (I_1 - I_2)}{F \Delta I_{\text{р}}} . \tag{4.36}$$

Входящие в (4.34), (4.35), (4.36) значения средних расчетных разностей температур, влагосодержаний и энтальпий найдем, сопоставив уравнения (4.28), (4.29), (4.30) с уравнениями, ранее приведенными для элементарных количеств тепла и водяного пара. Получим выражение расчетной разности температур. Для этого рассмотрим зависимости (4.8) и (4.28). Из (4.8)

$$\frac{dQ_{\text{я}}}{t-t_{\text{ж}}}=\alpha d\text{F}. \tag{4.37}$$

Интегрируя по всей поверхности и от начального состояния процесса «н» до конечного «к», получаем

$$\int_{\text{н}}^{\text{к}}\frac{dQ_{\text{я}}}{t-t_{\text{ж}}}=\alpha F. \tag{4.38}$$

Но из формулы (4.28) следует, что

$$F=\frac{Q_{\text{я}}}{\Delta t_{\text{р}}}. \tag{4.39}$$

Отсюда

$$\Delta t_{\text{р}}=\frac{Q_{\text{я}}}{\int_{\text{н}}^{\text{к}}\frac{dQ_{\text{я}}}{t-t_{\text{ж}}}}. \tag{4.40}$$

Аналогичные выражения могут быть найдены для расчетных разностей влагосодержаний и энтальпий:

$$\Delta d_{\text{р}}=\frac{G_{\text{п}}}{\int_{\text{н}}^{\text{к}}\frac{dG_{\text{п}}}{d-d''}}; \tag{4.41}$$

$$\Delta I_{\text{р}}=\frac{Q}{\int_{\text{н}}^{\text{к}}\frac{dQ}{I-I''}}. \tag{4.42}$$

Заметим, что для реальных процессов определить значения расчетных разностей с помощью приведенных выражений почти невозможно, и поэтому на практике обычно пользуются среднелогарифмическими разностями.

Перепады температур воды в аппаратах кондиционирования воздуха малы, поэтому применение среднелогарифмических разностей обычно дает небольшую погрешность и в данном случае вполне оправдано. Для правильного определения величины среднелогарифмической разности необходимо знать характер совместного движения воды и воздуха в аппарате кондиционирования. Так, для форсуночной камеры преобладающим видом движения капелек воды и воздуха является параллельный ток. Соответствующая расчетная разность температур имеет вид

$$\Delta t_{\text{р}} = \frac{(t_1 - t_{\text{жн}}) - (t_2 - t_{\text{жк}})}{\ln \dfrac{t_1 - t_{\text{жн}}}{t_2 - t_{\text{жк}}}}, \qquad (4.43)$$

где t_1, $t_{\text{жн}}$ – начальные температуры воздуха и воды;

t_2, $t_{\text{жк}}$ – конечные температуры воздуха и воды.

В аппаратах со слоем орошаемой насадки наблюдается противоток воды и воздуха, поэтому

$$\Delta t_{\text{р}} = \frac{(t_1 - t_{\text{жк}}) - (t_2 - t_{\text{жн}})}{\ln \dfrac{t_1 - t_{\text{жк}}}{t_2 - t_{\text{жн}}}}. \qquad (4.44)$$

В аппаратах пенного типа воздух взаимодействует со смесью воды, в которой лишь сравнительно небольшая часть представляет собой свежую (подпиточную) воду. В связи с этим можно считать, что температура всей массы воды в течение процесса остается неизменной и равной $t_{\text{жк}}$. Соответствующая расчетная разность принимает вид

$$\Delta t_{\text{р}} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \dfrac{t_1 - t_{\text{жк}}}{t_2 - t_{\text{жк}}}}. \qquad (4.45)$$

Аналогичным образом находятся расчетные разности других параметров: парциальных давлений водяного пара, влагосодержаний, энтальпий.

Получив величины расчетных разностей, можно на основании результатов экспериментальных исследований определить значения соответствующих коэффициентов переноса по формулам (4.34) – (4.36). Пользование этими формулами предполагает знание величины поверхности тепло- и массообмена.

Как было указано, площадь истинной поверхности тепло- и массообмена в реальных аппаратах обычно найти невозможно, и поэтому приходится вводить в перечисленные формулы величину, заменяющую эту поверхность. От того, с какой степенью приближения удается заменить площадь истинной поверхности при условии, что заменяющая величина правильно отражает физическую картину процесса, зависит качество результатов расчета коэффициентов переноса по формулам (4.34), (4.35) и (4.36). Остальные величины, входящие в эти выражения, легко поддаются замеру при проведении эксперимента.

Экспериментальные исследования должны выполняться так, чтобы результаты, найденные при испытаниях того или иного аппарата, можно было распространить на все аппараты, ему подобные. Кроме того, эти результаты должны давать возможность получать обобщенные зависимости, справедливые для достаточно широких пределов условий использования аппарата.

Обрабатывать данные опытов целесообразно, используя основные положения теории подобия. Как известно, теория подобия позволяет вывести зависимости искомых коэффициентов переноса от величин, их определяющих, в виде так называемых критериальных уравнений. Критериальные уравнения представляют собой связи, в которых определяемые критерии (в них входят искомые коэффициенты переноса) даются в зависимости от определяющих. Такого вида уравнения получаются в результате рассмотрения всех дифференциальных уравнений, характеризующих обстановку, в которой протекают процессы тепло- и массообмена. В общем случае это означает необходимость рассмотрения уравнений движения, неразрывности, теплопроводности и диффузии в пограничном слое, осложненных некоторыми дополнительными эффектами, а также уравнений, характеризующих граничные условия.

Как правило, использование этого хорошо известного приема не позволяет довести задачу до конца, да в этом и нет необходимости, так как из общей теории тепло- и массообмена хорошо известны те критерии подобия, которые должны входить в уравнения.

Определяемыми критериями являются:

а) для процесса теплообмена – тепловой критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda};$$

б) для процесса массообмена – диффузионный критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu}' = \frac{\beta l}{k}.$$

Величина этих критериев зависит от критериев, определяющих обстановку протекания процесса, которая характеризуется гидродинамическими и термодинамическими условиями. При этом надо иметь в виду следующее.

1. Вода и воздух в тепло- и массообменных аппаратах кондиционирования воздуха находятся в чрезвычайно сложном движении. Основным гидродинамическим критерием, определяющим интенсивность тепло- и массообмена в этих условиях, является скорость относительного движения воздуха по отношению к поверхности воды. По своей природе это движение не свободное, а вынужденное. Поэтому, чтобы получить искомые зависимости и иметь возможность распространить полученные в опыте результаты, гидродинамическую обстановку процесса следует оценивать критерием Рейнольдса. При этом в расчетные зависимости нужно вводить два критерия Рейнольдса – для воздуха $\mathrm{Re}_г$ и воды $\mathrm{Re}_ж$: $\mathrm{Re}_г = \frac{w_г l}{\nu_г}$ и $\mathrm{Re}_ж = \frac{w_ж l}{\nu_ж}$. Очень часто на практике ограничиваются одним критерием Рейнольдса для воздуха и вводят в уравнения удельный расход воды, т. е. количество воды, приходящееся на единицу массы (или веса) воздуха, – $\mu = G_ж/G_г$.

2. Хотя гидродинамическая обстановка процесса в основном определяется характером вынужденного движения воздуха по отношению к поверхности воды, нельзя в ряде случаев не считаться с наличием свободного движения, возникающего из-за разностей плотностей воздуха в различных точках пространства аппарата, в котором происходят тепло- и массообменные процессы.

В теории подобия существует два критерия для оценки влияния свободного движения: критерий Грасгофа $\mathrm{Gr} = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{t - t_ж}{T}$ и критерий Архимеда $\mathrm{Ar} = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma'' - \gamma}{\gamma}$, где γ и γ'' – плотность обрабатываемого воздуха и воздуха, находящегося в пограничном слое над поверхностью воды. Учитывая, что различие в плотностях воздуха определяется не только разностью температур, но и разностью влагосодержаний влажного воздуха, предпочтительнее пользоваться критерием Ar. Однако, как показали наши исследования, в условиях, в которых обычно протекают процессы кондиционирования воздуха, разница между этими двумя критериями весьма мала. Поэтому при выводе расчетных зависимостей для аппаратов кондиционирования воздуха можно применять критерий Gr, хотя принципиально введение критерия Ar предпочтительнее.

Так обстоит дело с учетом гидродинамических факторов, которые в общем случае отражают влияние вынужденных и свободных сил. Мы пока не останавливаемся на форме учета и характере критериальных уравнений для тепло- и массообмена в обстановке одновременного действия вынужденной и свободной конвекции. Укажем, что для большинства типов установок кондиционирования воздуха влиянием свободной конвекции можно пренебречь.

3. К факторам, подлежащим учету, относятся также физические параметры паровоздушной смеси, определяющие тепловые и диффузионные процессы и оказывающие совместно с гидродинамическими факторами влияние на коэффициенты тепло- и массообмена. Это коэффициенты теплопроводности, теплоемкости, вязкости и диффузии бинарной смеси. Принято вводить два критерия, объединяющие перечисленные выше параметры: тепловой и диффузионный критерии Прандтля ($Pr = \nu/\alpha$ и $Pr' = \nu/\kappa$).

На основании приведенного анализа особенностей процессов тепло- и массообмена в аппаратах кондиционирования воздуха можно написать в общем виде критериальные уравнения, связывающие определяемые критерии (Nu и Nu′) с определяющими:

$$Nu = f(Re_г, Re_ж, Ar, Pr); \qquad (4.46)$$

$$Nu' = f'(Re_г, Re_ж, Ar, Pr'). \qquad (4.47)$$

Поскольку процессы теплообмена и массообмена подобны, вид функций f и f' должен быть вполне идентичен. Однако это не всегда бывает так, потому что при совместно протекающих процессах тепло- и массообмена наблюдается их взаимное влияние, в результате которого и возникают дополнительные эффекты. В связи с этим в правой части уравнений (4.46), (4.47) могут появиться дополнительные критерии, которые иногда удается получить из рассмотрения соответствующих аналитических зависимостей. Чаще дополнительные критерии получаются как результат обработки экспериментальных данных.

Явления, связанные с взаимным влиянием двух процессов переноса (тепла и вещества), можно разбить на две группы:

а) явления, происходящие в пограничном слое и таким образом влияющие на физическую природу процессов тепло- и массообмена. Сюда прежде всего относятся те дополнительные эффекты, которые определяются поперечным потоком вещества в пограничном слое. Можно считать, что для тех интенсивностей массообмена, с которыми приходится иметь дело в системах кондиционирования

воздуха, влияние этих эффектов ничтожно и они могут не учитываться;

б) явления, обусловленные молярными процессами. Эти явления обычно обнаруживаются при обработке экспериментальных данных, в связи с чем и вводятся дополнительные критерии. Из числа таких критериев следует назвать температурный параметр $\frac{t-t'}{T}$, названный критерием Гухмана (Gu) и полученный при изучении испарения жидкостей со свободной поверхности в вынужденный парогазовый поток. Из всех толкований физического смысла критерия Gu наиболее обоснованной является гипотеза А. В. Лыкова, согласно которой при движении воздуха вдоль поверхности влажного тела в пограничный слой вместе с паром попадают мельчайшие субмикроскопические частицы жидкости (молярное диспергирование) – испарение этих частиц и ведет к появлению критерия Gu.

В расчетных зависимостях, используемых в кондиционировании воздуха, нашли применение температурные параметры вида

$$T_0 = \frac{t_1 - t_1'}{t_1 - t_{\text{жн}}}; \tag{4.48}$$

$$M_1 = \frac{t_1'' - t_{\text{жн}}}{t_1 - t_1''}. \tag{4.49}$$

где t_1, t_1', t_1'' – температура воздуха по сухому, мокрому термометрам и точкам росы в начальном состоянии;

$t_{\text{жн}}$ – температура воды в начальном состоянии.

Как будет показано далее, появление параметров этого типа при обработке экспериментальных данных закономерно и связано не с взаимным влиянием процессов тепло- и массообмена, а с качественными различиями в протекании данных процессов в разных частях рабочего объема аппарата.

Таким образом, критериальные уравнения, используемые для определения коэффициентов тепло- и массообмена, приобретают вид

$$\text{Nu} = f(\text{Re}_\text{г}, \text{Re}_\text{ж}, \text{Ar}, \text{Pr}, T_0); \tag{4.50}$$

$$\text{Nu}' = f'(\text{Re}_\text{г}, \text{Re}_\text{ж}, \text{Ar}, \text{Pr}' T_0), \tag{4.51}$$

где T_0 – температурный параметр, зависящий от характера процесса кондиционирования.

Сравнительно небольшие пределы изменения параметров воздуха и воды в процессах кондиционирования позволяют для критериальных уравнений использовать простые степенные зависимости. Тогда уравнения (4.50) и (4.51) записываются следующим образом:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}_{\text{г}}^{m}\,\mathrm{Re}_{\text{ж}}^{p}\,\mathrm{Pr}^{n}\,\mathrm{Ar}^{k}\,T_0^{b}; \tag{4.52}$$

$$\mathrm{Nu}' = A_1\,\mathrm{Re}_{\text{г}}^{m_1}\,\mathrm{Re}_{\text{ж}}^{p_1}\,\mathrm{Pr}'^{n_1}\,\mathrm{Ar}^{k_1}\,T_0^{b_1} \tag{4.53}$$

Если бы имело место полное подобие процессов теплообмена и массообмена, то критериальные уравнения (4.52) и (4.53), как указывалось выше, должны были быть вполне идентичны. А это означает, что постоянные множители и показатели степени, в которые возводятся критерии, должны быть численно равны. Поэтому отношение определяемых критериев можно представить как

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}'} = \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}'}\right)^{n}. \tag{4.54}$$

Подставив в эту формулу выражения для критериев Nu, Nu′, Pr, и Pr′, найдем

$$\frac{\alpha k}{\lambda\beta} = \left(\frac{k}{a}\right)^{n}. \tag{4.55}$$

Полученное уравнение можно привести к виду

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\lambda}{k}\left(\frac{k}{a}\right)^{n}. \tag{4.56}$$

Если числитель и знаменатель правой части умножить на объемную теплоемкость влажного воздуха $\gamma_{\text{вл}} c_{\text{вл}} = c_{\text{г}}\gamma_{\text{г}} + c_{\text{п}}\gamma_{\text{п}}$ и вместо коэффициента температуропроводности подставить его значение $a = \dfrac{\lambda}{c_{\text{вл}}\gamma_{\text{вл}}}$, то зависимость (4.56) запишется так:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \gamma_{\text{вл}} c_{\text{вл}}\left(\frac{k}{a}\right)^{n-1}. \tag{4.57}$$

Как указывалось в § 4.3, $\alpha = \kappa$, и поэтому

$$\frac{\alpha}{\beta} = \gamma_{вл} c_{вл} . \qquad (4.58)$$

Если числитель и знаменатель левой части уравнения умножить на $\gamma_г$ и учесть, что $\gamma_г \beta = \sigma$, то после подстановки значения $\gamma_{вл} c_{вл}$ можно найти окончательно

$$\frac{\alpha}{\sigma} = \frac{c_г \gamma_г + c_п \gamma_п}{\gamma_г} = c_г + 0{,}46 \frac{d}{1000} c'_p . \qquad (4.59)$$

Таким образом, мы получили соотношение, известное как число Льюиса. Как видим, отношение коэффициентов тепло- и массопереноса равно теплоемкости влажного воздуха в том случае, когда наблюдается полное подобие процессов переноса. Это подобие имеет место для отдельных участков поверхности контакта воды и воздуха в каждый данный момент. Но когда речь идет о средних значениях коэффициента переноса для всего аппарата и всего времени контакта, могут происходить отклонения, которые приводят к нарушению соотношения средних значений коэффициентов переноса. Здесь необходимо подчеркнуть, что нарушение, выявленное в результате многих экспериментальных исследований, главным образом процесса охлаждения и осушки воздуха водой, не свидетельствует об отсутствии подобия процессов переноса тепла и вещества при взаимодействии воздуха и воды, а является результатом выбора методики обобщения экспериментальных данных.

Зависимости (4.52) и (4.53) могут быть подвергнуты дальнейшему упрощению.

Поскольку роль свободной конвекции в аппаратах кондиционирования воздуха ничтожна, зависимость от критерия Ar, как правило, установить не удается.

В большинстве случаев в критериальные уравнения критерии Pr и Pr′ можно не вводить, так как пределы изменения этих критериев в процессах кондиционирования воздуха обычно весьма малы, в связи с чем оба критерия могут считаться постоянными.

В итоге получаем критериальные уравнения более простого вида:

$$\mathrm{Nu} = A \mathrm{Re}_г^m \, \mathrm{Re}_ж^p \, T_0^b ; \qquad (4.60)$$

$$\mathrm{Nu}' = A_1 \mathrm{Re}_г^{m_1} \, \mathrm{Re}_ж^{p_1} \, T_0^{b_1} . \qquad (4.61)$$

Данные уравнения служат для определения коэффициентов теплообмена и массообмена.

Существует другой, более простой способ получения зависимостей для коэффициентов тепло- и массообмена. Он заключается в непосредственном замере толщины пограничного слоя, в котором перенос тепла и массы происходит молекулярным путем (теплопроводностью и диффузией). Распределение температур и парциальных давлений пара в пределах термодинамического и диффузионного пограничных слоев подчиняется линейному закону. Следовательно, в эксперименте могут быть замерены толщины того и другого слоев: δ_t и δ_p, что позволит найти значения коэффициентов тепло- и массообмена. В самом деле, поскольку

$$Q_{\text{я}} = \alpha(t - t_{\text{ж}})F \text{ и } G_{\text{п}} = \beta_p(P_{\text{п}} - P_{\text{п}}'')F ,$$

а с другой стороны,

$$Q_{\text{я}} = \frac{\lambda}{\delta_t}(t - t_{\text{ж}})F \text{ и } G_{\text{п}} = \frac{k}{\delta_p}(P_{\text{п}} - P_{\text{п}}'')F ,$$

то

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_t}; \qquad (5.62)$$

$$\beta_p = \frac{k}{\delta_p}. \qquad (4.63)$$

На рис. 4.12 показано распределение температур и парциальных давлений водяного пара в пограничном слое воздуха, полученных для случая адиабатного испарения.

К сожалению, в аппаратах кондиционирования воздуха замер толщины пограничного слоя обычно связан с большими трудностями, в связи с чем на практике не удается реализовать такой простой способ получения коэффициентов тепло- и массообмена.

В заключение необходимо указать, что при исследовании ряда современных аппаратов очень трудно, а иногда невозможно или возможно в очень ограниченной степени, применить положения теории подобия. Следовательно, нельзя получить критериальные уравнения вида (4.60) и (4.61), которые позволили бы создать наиболее надежный метод расчета, основанный на использовании зависимостей для коэффициентов тепло- и массообмена.

Первая и основная трудность заключается в том, что в ряде случаев невозможно определить истинную поверхность контакта между воздухом и водой. В связи с этим очень трудно выбрать и харак-

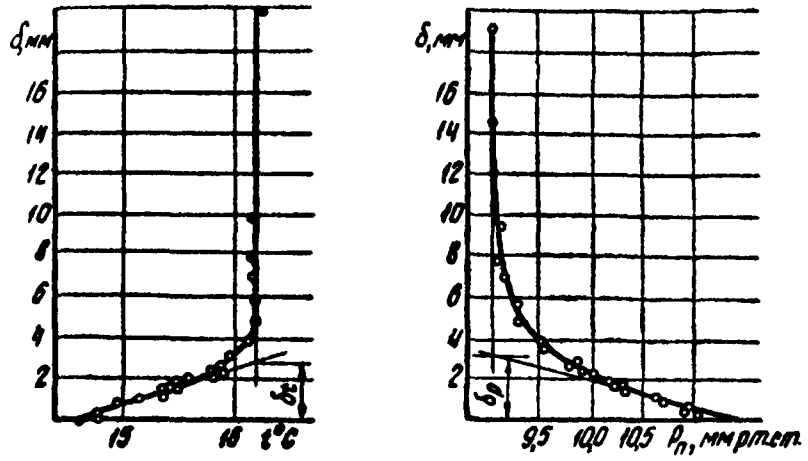


Рис. 4.12. Распределение температур и парциальных давлений водяного пара в пограничном слое воздуха

терный линейный размер, необходимый для определения критериев подобия, входящих в уравнения типа (4.60) и (4.61). Поэтому нередко рекомендуемые для расчета эмпирические зависимости носят частный характер, например:

$$\alpha = f(\gamma w,\ \mu,\ T_0); \tag{4.64}$$

$$\sigma = f_1(\gamma w,\ \mu,\ T_0). \tag{4.65}$$

Коэффициенты переноса в этих формулах чаще всего относятся к площади поперечного сечения аппарата. Естественно, что область применения этих формул ограничена. Их можно использовать для расчета аппаратов вполне определенной конструкции и в случаях, соответствующих условиям проведения эксперимента.

§ 4.6. Метод получения расчетных зависимостей, основанный на понятии о числах единиц переноса

Как указывалось, весьма трудно, а иногда невозможно получить зависимости для коэффициентов переноса применительно к расчету аппаратов кондиционирования воздуха с использованием непосредственного контакта воды и воздуха. Трудности возникают главным образом из-за того, что в большинстве случаев не представляется возможным найти численное значение для поверхности контакта между воздухом

и водой. Поэтому возникла идея пользования не коэффициентами переноса, а укрупненным показателем, в котором произведение соответствующего коэффициента переноса на площадь контакта отнесено к теплу или массе одной из сред (например, воздуха), участвующих в процессе тепло- и массообмена. Полученным таким образом величинам присвоено наименование числа единиц переноса.

Этот метод, применяемый для расчета процессов и аппаратов химической технологии, довольно широко используется в США. В системах кондиционирования воздуха он не нашел пока широкого применения, хотя, как показали проведенные в ВВИТКУ исследования, в ряде случаев это было бы весьма целесообразно.

В качестве чисел единиц переноса предлагается использовать два: число единиц переноса явного тепла ($NTU_я$) и число единиц переноса полного тепла (NTU):

$$NTU_я = \frac{\alpha F}{G_{гс} c'_p}; \tag{4.66}$$

$$NTU = \frac{\sigma F}{G_{гс}}, \tag{4.67}$$

где F – истинная поверхность тепло- и массообмена.

Как было доказано, коэффициент переноса σ является одновременно коэффициентом полного теплообмена и коэффициентом массообмена. Поэтому NTU может рассматриваться и как число единиц переноса полного тепла, и как число единиц переноса массы (водяного пара). Использовав выведенные ранее зависимости (4.8) и (4.19) для элементарных количеств тепла, получим выражения для $NTU_я$ и NTU. Эти же элементарные количества явного и полного тепла могут быть выражены иным образом – через те изменения температуры и энтальпии воздуха, которые происходят в связи с тепло- и массообменом. Считая направление процессов переноса от воздуха к воде для полного количества тепла, мы получили уравнение (4.20). Аналогичный вид имеет выражение для явного тепла:

$$dQ_я = -G_{гс} c'_p dt. \tag{4.68}$$

Приравняв правые части уравнений (4.8) и (4.68), можно найти следующую зависимость:

$$\frac{\alpha dF}{G_{гс} c'_p} = -\frac{dt}{t - t_ж}, \tag{4.69}$$

откуда

$$\frac{\alpha F}{G_{\text{гс}} c'_p} = -\int_{\text{н}}^{\text{к}} \frac{dt}{t - t_{\text{ж}}} = \int_{\text{к}}^{\text{н}} \frac{dt}{t - t_{\text{ж}}}. \qquad (4.70)$$

В формуле (4.70) «н» – начальное состояние процесса, «к» – конечное.

Если в подынтегральном выражении уравнения (4.70) вместо переменной величины разности температур воздуха и воды ввести постоянную величину средней расчетной разности этих температур Δt_p, то получим

$$\frac{\alpha F}{G_{\text{гс}} c'_p} = \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_p} = NTU_{\text{я}}, \qquad (4.71)$$

где t_1 и t_2 – начальная и конечная температуры воздуха. Аналогичным образом из (4.19) и (4.20) можно найти выражение для числа единиц переноса полного тепла:

$$\frac{\sigma F}{G_{\text{гс}}} = \frac{I_1 - I_2}{\Delta I_p} = NTU, \qquad (4.72)$$

В качестве средних расчетных разностей температур Δt_p и энтальпий ΔI_p используются приведенные в предыдущем параграфе выражения среднелогарифмических разностей.

Напишем отношение чисел единиц переноса явного и полного тепла:

$$\frac{NTU_{\text{я}}}{NTU} = \frac{\alpha}{c'_p \sigma}. \qquad (4.73)$$

Учитывая полученную ранее зависимость (4.59), можем заключить, что если бы соотношение Льюиса соблюдалось для средних значений коэффициентов тепло- и массообмена, то отношение чисел единиц переноса всегда было бы равно единице. Однако, как указывалось выше, при исследовании процессов, происходящих в аппаратах кондиционирования воздуха, было выявлено нарушение соотношения Льюиса. Дадим объяснение этому нарушению, имея в виду наиболее важный процесс кондиционирования воздуха – его охлаждение и осушку.

Отклонения в величине отношения коэффициента теплообмена α к коэффициенту массообмена σ, выявленные по результатам экспериментов, отражают наблюдаемые в реальных аппаратах количе-

ственные и качественные различия поверхности теплообмена по сравнению с поверхностью массообмена. Эти отклонения закономерны и могут являться характеристикой совершенства процесса обработки воздуха (охлаждения и осушки), происходящего в реальном аппарате. Поэтому для полной оценки тепло- и массообмена в реальных аппаратах кондиционирования, кроме чисел единиц переноса, следует ввести дополнительную характеристику, названную нами критерием совершенства процесса:

$$\zeta = \frac{NTU_{я}}{NTU}. \qquad (4.74)$$

Заметим, что эта характеристика внешне идентична критерию Льюиса $\left(\mathrm{Le} = \frac{\alpha}{\sigma c'_p}\right)$, применяемому при исследовании процессов сушки влажных материалов в воздухе. Однако, чтобы подчеркнуть различие в физическом смысле, мы назвали ее иначе, так как встречаются случаи, когда локальные величины Le всюду равны 1 и тем не менее $\zeta \neq 1$. В дальнейшем будем считать процесс охлаждения и осушки воздуха в аппаратах совершенным, если величина $\zeta = 1$.

Рассмотрим, по каким причинам при работе аппарата создаются условия, ведущие к отклонению отношения коэффициентов тепло- и массообмена, определенных экспериментально, от величины этого отношения по Льюису.

Основная причина возникновения рассматриваемого явления заключается в том, что в аппарате, предназначенном для осуществления процессов охлаждения воздуха и его осушки, возникают иные, качественно отличные процессы. Во время охлаждения и осушки воздуха происходит перенос тепла и вещества в одном направлении – от воздуха к воде. Но это направление, как мы видели, сохраняется до тех пор, пока температура поверхности воды не превышает температуры точки росы воздуха, после чего явление качественно видоизменяется. При этом процесс переноса тепла продолжается в прежнем направлении, а перенос вещества происходит в другом – от воды к воздуху.

В аппаратах кондиционирования воздуха создаются условия, когда часть воды, поступающей в аппарат, образует поверхность, на которой изменяется направление переноса водяного пара, в результате чего на основной части поверхности тепло и водяной пар передаются воздухом воде. На некоторой же части поверхности тепло переносится в прежнем направлении, а водяной пар – в обратном (испаряется, а не конденсируется).

Очень хорошо это можно наблюдать в форсуночной камере, где вода разбрызгивается форсунками с образованием капель разных размеров. Мельчайшие капельки весьма быстро перегреваются и создают поверхность испарения. Поверхность испарения может образовываться за счет таких участков поверхностей ограждений аппарата, на которые вода попадает эпизодически (спорадически).

Наконец, существует и третий путь образования рассматриваемой поверхности, о котором упоминалось выше. При омывании воздухом движущиеся пленки воды получают волнообразное движение, что приводит к срыву мельчайших частичек воды с поверхности. Эти частички практически мгновенно приобретают температуру смоченного термометра и полностью испаряются в воздух.

Итак, в аппаратах кондиционирования, предназначенных для охлаждения и осушки воздуха, возникают два качественно различных вида поверхности тепло- и массообмена. Поверхность 1-го вида F_1 обеспечивает протекание основного процесса охлаждения и осушки воздуха. Для поверхности 2-го вида F_2 характерен иной процесс: охлаждение и увлажнение воздуха.

Во всех случаях температура воды, образующей поверхность 2-го вида, достигает предельного значения, равного температуре мокрого термометра.

Анализ особенностей протекания процессов тепло- и массообмена в условиях раздвоения поверхности контакта позволил найти факторы, определяющие значение критерия совершенства. Оказалось, что этот критерий зависит от температурного фактора $T_0 = \dfrac{t_1 - t_1'}{t_1 - t_{жн}}$ и удельного расхода воды (коэффициента орошения) μ: $\zeta = f(T_0, \mu)$. При этом чем больше разность $t_1 - t_{жн}$ и удельный расход воды, тем в общем случае труднее возникнуть процессу массообмена обратного знака и тем ближе величина ζ к 1.

Для расчета аппаратов кондиционирования воздуха с применением методов, основанных на числах единиц переноса, используются зависимости NTU, $NTU_я$ и ζ от факторов, определяющих гидродинамическую и термодинамическую обстановку процесса тепло- и массообмена. В число этих факторов могут входить рассмотренные в предыдущем параграфе критерии, и тогда расчетные зависимости приобретают обобщенный характер, но могут использоваться и такие параметры, как относительная скорость движения воздуха и удельный расход воды, и тогда расчетные зависимости носят частный характер.

§ 4.7. Методы получения расчетных зависимостей, основанные на представлениях об идеальном процессе

Во всех методах, основанных на представлениях об идеальном процессе, используются построения на $I - d$ диаграмме. Поэтому эти методы можно назвать графоаналитическими.

В основу графоаналитических методов положен полученный в § 4.4 вывод, справедливый для всех политропных процессов обработки воздуха водой. В соответствии с этим выводом процесс взаимодействия воздуха и воды изображается на $I - d$ диаграмме прямой линией, проведенной из точки начального состояния воздуха к точке, характеризующей конечное состояние воды.

В качестве идеального процесса принимается такой результат обработки воздуха, при котором конечное его состояние совпадает с параметрами воздуха, находящегося в тонкой пленке над поверхностью воды. Иначе говоря, предполагается, что в идеальном процессе воздух, покидающий аппарат после тепловлажностной обработки, имеет температуру, равную конечной температуре воды, и относительную влажность, равную 1 (или 100%).

Если предположить, как это мы делали в § 4.4, что реальный процесс направлен на конечную температуру воды, то для производства расчетов аппаратов нужно определить точку конечного состояния воздуха на линии AR (рис. 4.13). Для нахождения этой точки необходимо иметь показатель, выявленный из экспериментальных исследований. Таким показателем обычно служит коэффициент эффективности E, показывающий (рис. 4.13), как далеко на линии AR точка конечного состояния воздуха в реальном процессе (т. B) отстоит от точки R, характеризующей то же состояние в идеальном процессе.

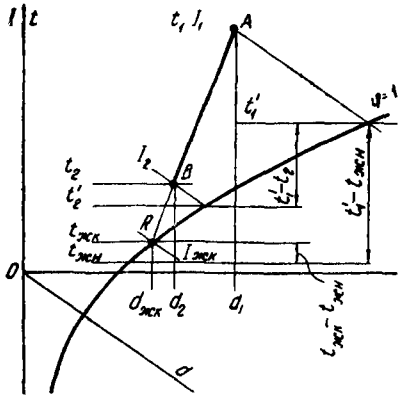


Рис. 4.13. Построение реального процесса при условии совпадения его направления с идеальным:
AR – идеальный процесс;
AB – реальный процесс

Следовательно, если направления идеального и реального процессов на $I - d$ диаграмме совпадают, для на-

хождения точки конечного состояния достаточно иметь один коэффициент эффективности, которым может быть одно из следующих отношений:

$$E = \frac{AB}{AR} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{\text{жк}}} = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_{\text{жк}}}. \qquad (4.75)$$

Нетрудно видеть, что коэффициент эффективности представляет собой отношение количества тепла или влаги, передаваемых воздухом воде в реальном процессе, к максимально возможному количеству тепла или влаги, которые могут быть переданы в идеальном процессе.

Линии I = const и t' = const практически совпадают. Кроме того, в диапазоне сравнительно небольших изменений параметров воздуха, которые обычно имеют место в установках кондиционирования, энтальпия воздуха численно может быть выражена через температуру смоченного термометра, причем оказывается, что $I = 0{,}7t'$. Поэтому коэффициент эффективности E может быть представлен и как отношение разностей температур воздуха по смоченному термометру (в идеальном процессе температура воздуха по смоченному термометру в конечном состоянии равна конечной температуре воды $t_{\text{жк}}$):

$$E = \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_{\text{жк}}}. \qquad (4.76)$$

А. А. Гоголин и Е. Е. Карпис предложили иное выражение для коэффициента эффективности:

$$E = 1 - \frac{t_2' - t_{\text{жк}}}{t_1' - t_{\text{жн}}}. \qquad (4.77)$$

Физический смысл этого соотношения лучше установить, если представить E в другом виде:

$$E = \frac{(t_1' - t_2') + (t_{\text{жк}} - t_{\text{жн}})}{t_1' - t_{\text{жн}}}. \qquad (4.77\text{а})$$

Из рис. 4.13 следует, что сумма разностей температур реального процесса, стоящая в числителе, превращается в идеальном процессе в разность $t_1' - t_{\text{жн}}$, т. е. в знаменатель. В случае адиабатного увлажнения воздуха направление процесса совпадает с изоэнтальпой. Поэтому в качестве коэффициента эффективности применяется отношение перепада температур воздуха по сухому термометру в реальном

процессе к предельно возможному перепаду этих температур, достигаемому в идеальном процессе (когда $t_2 = t_2' = t_1'$), т. е. $E = \dfrac{t_1 - t_2}{t_1 - t_1'}$.

Вычитая и прибавляя в числителе t_1', получаем

$$E = 1 - \frac{t_2 - t_1'}{t_1 - t_1'}. \qquad (4.78)$$

Для процессов изотермного увлажнения воздуха и увлажнения с нагреванием Е. Е. Карпис предложил следующее выражение коэффициента эффективности (аналогичное 4.77):

$$E = 1 - \frac{t_{жк} - t_2'}{t_{жн} - t_1'}. \qquad (4.77б)$$

Чтобы произвести расчеты аппаратов кондиционирования воздуха с помощью коэффициентов эффективности E, нужно получить зависимости последних от характеристик аппаратов и происходящих в них процессов (для форсуночных камер, например, найдены зависимости E от γw, μ, числа рядов форсунок, давления воды перед форсунками, диаметра сопла форсунок).

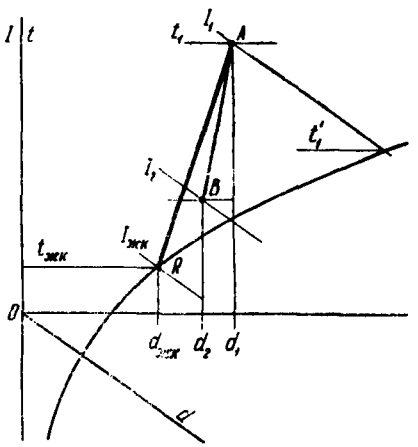


Рис. 4.14. Построение реального процесса с учетом отклонения его направления от идеального:
AR – идеальный процесс; *AB* – реальный процесс

Однако все методы расчета, основанные на использовании одного коэффициента эффективности и исходящие из предположения, что идеальный и реальный процессы совпадают по направлению (направлены на конечную температуру воды), обладают существенным недостатком, так как не учитывают отклонения линии реального процесса.

Линия реального процесса направлена не точно на конечную температуру воды. Для охлаждения и осушки воздуха она обычно отклоняется вправо,

т. е. в сторону некоторого увлажнения воздуха по сравнению с идеальным процессом. Линия *AB* на рис. 4.14 изображает реальный процесс. Укажем, что линии идеального и реального процессов совпадают по направлению лишь для адиабатного увлажнения и поэтому в данном случае достаточно использовать в расчете одну зависимость (4.78). Во всех остальных случаях кроме коэффициента эффективности, оценивающего реальный процесс обработки воздуха по теплообмену и являющегося поэтому количественным показателем процесса, необходимо вводить дополнительный коэффициент, позволяющий оценивать отклонение, или качественную сторону.

Такой коэффициент нами назван коэффициентом эффективности процесса обработки воздуха по направлению. Для получения соответствующей зависимости можно использовать отношение угловых коэффициентов реального и идеального процессов:

$$E_\varepsilon = \frac{\varepsilon_р}{\varepsilon_и} = \frac{\Delta I_р / \Delta d_р}{\Delta I_и / \Delta d_п} = \frac{I_1 - I_2}{I - I_{жк}} \cdot \frac{d_1 - d_{жк}}{d_1 - d_2} = E \frac{d_1 - d_{жк}}{d_1 - d_2}. \qquad (4.79)$$

Здесь $\frac{d_1 - d_{жк}}{d_1 - d_2}$ не равно $\frac{1}{E}$, как это следует из формулы (4.75), справедливой для построения рис. 4.13, но не рис. 4.14.

Для тех же целей можно использовать отношение коэффициентов влаговыпадания в реальном и идеальном процессах и получить иное выражение для коэффициента эффективности по направлению:

$$E_\xi = \frac{\xi_р}{\xi_и} = \frac{(I_1 - I_2)\, c'_p (t_1 - t_{жк})}{c'_p (t_1 - t_2)(I_1 - I_{жк})} = E \frac{t_1 - t_{жк}}{t_1 - t_2}. \qquad (4.80)$$

Наконец, следует привести выражение для универсального коэффициента эффективности, предложенного Е. Е. Карписом и выполняющего ту же роль, что E_ε и E_ξ:

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t'_2}{t_1 - t'_1}. \qquad (4.81)$$

Естественно, что для производства расчетов аппаратов кондиционирования воздуха значения приведенных коэффициентов эффективности E_ε, E_ξ и E' должны быть получены в зависимости от тех же величин, что и E. Обычно указанные зависимости в методах с использованием коэффициентов эффективности носят частный характер, они применимы для аппарата конкретного типа и для более или менее определенных условий процесса.

В заключение этого параграфа укажем на возможность уточнять направление процесса на $I - d$ диаграмме с помощью величины критерия совершенства процесса.

§ 4.8. Форсуночные камеры

Из всех существующих аппаратов контактного типа для тепловлажностной обработки воздуха наибольшее распространение в настоящее время получили форсуночные оросительные (или промывные) камеры. На основе этих камер в Советском Союзе выпускаются центральные кондиционеры различной производительности (от 10 до 240 тыс. $м^3/час$), широко применяемые в гражданском и промышленном строительстве, а также в специальном строительстве МО.

Принципиальная схема форсуночной камеры представлена на рис. 4.15, а схематическое изображение конструкции камеры дано на рис. 4.16. Воздух, поступающий в камеру по стрелке *А*, встречает в оросительном пространстве *1* капли воды, разбрызгиваемой форсунками *8*. Форсунки укреплены на стояках *2*. Вода к стоякам подается центробежным насосом *6*. В зависимости от процесса обработки вода

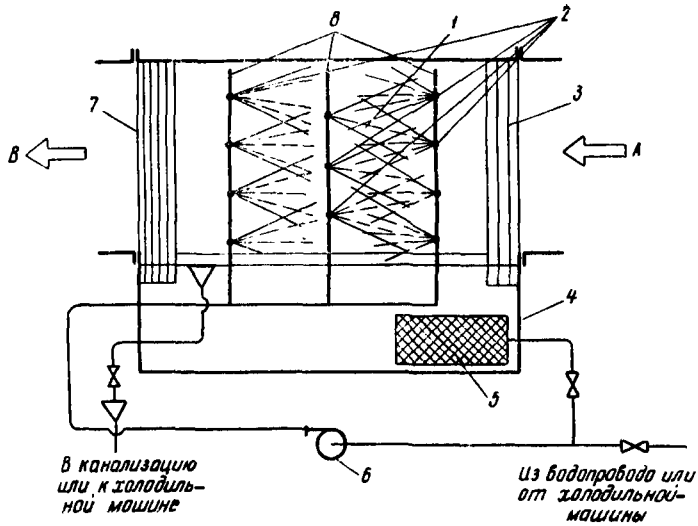


Рис. 4.15. Принципиальная схема форсуночной камеры: *А* – вход воздуха; *В* – выход обработанного воздуха:

1 – оросительное пространство; *2* – трубные стояки; *3* – входной сепаратор; *4* – поддон; *5* – фильтр для очистки воды; *6* – центробежный насос; *7* – выходной сепаратор; *8* – центробежные форсунки

в камеру может поступать с постоянной температурой из артезианской скважины, водопровода или после охлаждения в холодильных машинах. Вода может рециркулировать и без охлаждения – тогда после взаимодействия с воздухом она вновь забирается насосом из поддона *4*. В этом случае вода очищается в фильтрах *5*. Эти фильтры в форсуночных камерах современных кондиционеров устанавливаются непосредственно в поддоне. Чтобы предотвратить унос потоком воздуха мельчайших капелек воды, на выходе из оросительного пространства устанавливается каплеотделитель или сепаратор *7*. На входе в оросительное пространство также устанавливается сепаратор *3*, назначение которого заключается в том, чтобы исключить попадание капель воды на устройства, установленные до оросительной камеры. Кроме того, входной сепаратор обеспечивает равномерность распределения воздуха, поступающего в оросительное пространство.

Рассмотрим основные элементы форсуночной камеры (рис. 4.16). Корпус *1* камеры изготавливается из стальных листов толщиной 1–2 *мм*, соединяемых между собой на фланцах. Ребрами жесткости служат уголки 30×30×4 *мм*. Поддон *4* камеры делается из листовой стали толщиной 3–4 *мм*. В корпусе форсуночной камеры имеется

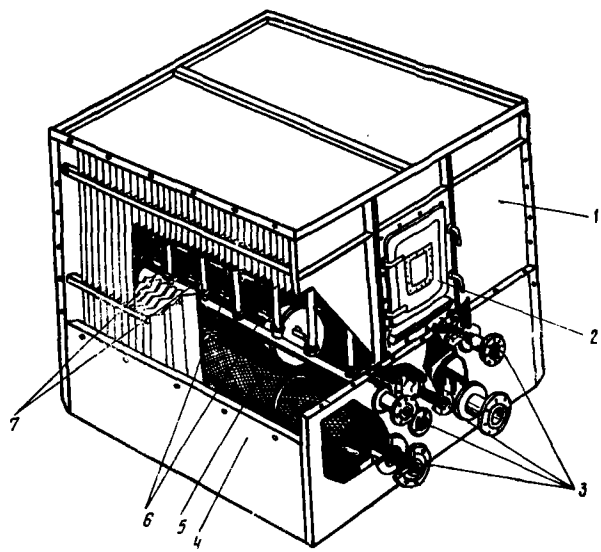


Рис. 4.16. Конструкция форсуночной камеры:

1 – корпус камеры; *2* – герметическая дверь; *3* – присоединительные патрубки; *4* – поддон; *5* – фильтр для очистки воды; *6* – центробежные форсунки; *7* – трубные стояки

герметическая дверь *2* со смотровым окном, через которую осуществляется доступ к оросительному пространству. К поддону камеры присоединяются патрубки *3* для подвода и отвода воды.

В оросительном пространстве размещаются ряды стояков из труб *7* диаметром 50 *мм*, служащих для крепления центробежных форсунок *6*.

По количеству рядов стояков, расположенных в форсуночной камере, различают камеры двухрядные и трехрядные. На каждом стояке центробежные форсунки монтируются в шахматном порядке (рис. 4.17) на расстоянии друг от друга от 200 до 450 *мм*. В типовых форсуночных камерах плотность расположения форсунок – 18 и 24 шт. на 1 $м^2$ поперечного сечения камеры. Выходной и входной сепараторы в типовых форсуночных камерах применяются инерционного типа и представляют собой стальные листы, установленные так, чтобы образовывать извилистые проходы (рис. 4.18). Капли, осевшие на поверхностях листов, составляющих сепаратор, стекают в поддон.

Центробежные форсунки, используемые для распыла воды в камерах, могут быть нескольких типов (рис. 4.19). В настоящее время применяется почти исключительно угловая форсунка Научно-исследовательского института санитарной техники.

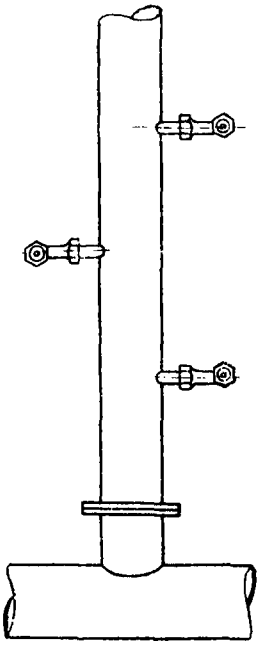


Рис. 4.17. Стояк с центробежными форсунками

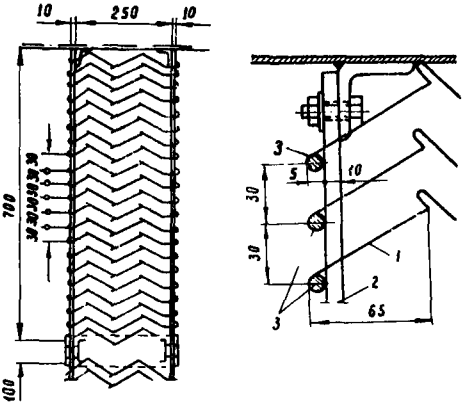


Рис. 4.18. Сепаратор из стальных листов:
1 – пластины; *2* – несущая планка; *3* – штыри

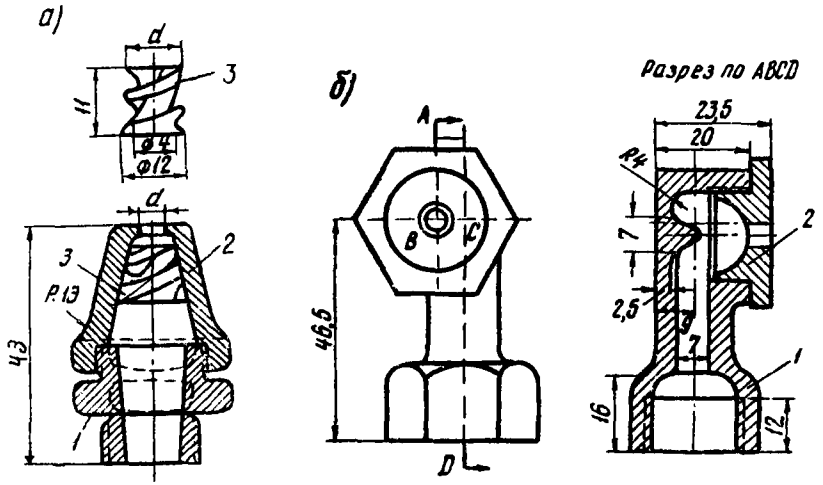


Рис. 4.19. Типы центробежных форсунок:

а – прямоточная; *б* – угловая:
1 – корпус; *2* – крышка; *3* – вкладыш

Давление воды перед форсунками назначается тем больше, чем мельче должны быть капли, которые необходимо получить в результате дробления воды. Величина давления может колебаться в пределах от 0,5 до 4 *атм*. Чаще всего в типовых камерах давление составляет 1,5–2,0 *атм*.

Принцип работы центробежной форсунки заключается в следующем. Вода, поступившая в полость форсунки по касательной к внутренней цилиндрической поверхности, приобретает вращательное движение и выходит из отверстия (или сопла) в виде полого конуса (рис. 4.20). Конус образован вращающейся пленкой воды, при этом толщина пленки по

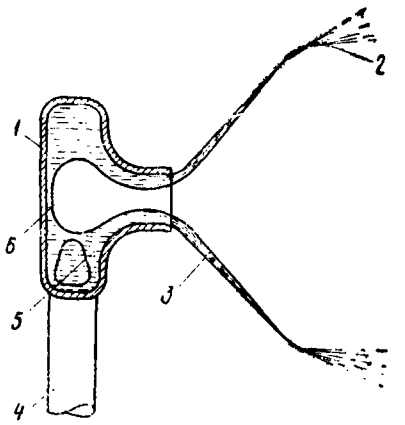


Рис. 4.20. Схема распыления воды в центробежной форсунке:

1 – корпус форсунки; *2* – область дробления пленки на капли; *3* – водяная пленка; *4* – труба; *5* – область вихреобразного движения воды; *6* – воздушный вихрь

мере расширения конуса быстро убывает. На весьма малом расстоянии от выходного отверстия (сопла) форсунки пленка разрывается на капли различных размеров.

Следует заметить, что не все сечение сопла заполнено выходящей из форсунки водой. Центральную часть этого сечения занимает воздушный вихрь, проникающий внутрь полости форсунки.

Теория движения идеальной жидкости в центробежной форсунке была создана Г. Н. Абрамовичем. Она получила дальнейшее развитие и уточнение в работах ряда советских и зарубежных ученых.

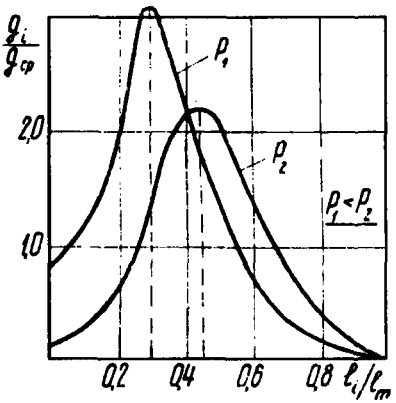


Рис. 4.21. Распределение расхода воды в сечении факела распыла центробежной форсунки

Необходимо указать, что проблема распыла различных жидкостей форсунками интересует исследователей, занятых в самых различных областях техники: в теплоэнергетике, ракетостроении, химической технологии, военной химии. Весьма полно закономерности, связанные с дроблением жидкости на капли в центробежных форсунках, освещены в работе коллектива авторов во главе с И. И. Палеевым [22].

Наиболее важными характеристиками центробежной форсунки являются: ее производительность (или расход разбрызгиваемой воды) в *кГ/час* (или *л/час*), распределение расхода воды по сечению факела и по размерам капель (или дисперсность распыла).

Производительность ($g_ж$ в *кГ/час*) центробежной угловой форсунки НИИ санитарной техники может определяться по формуле

$$g_ж = 38{,}5 d_c^{1{,}38} P^{0{,}48}, \qquad (4.82)$$

где d_c – диаметр сопла, *мм*; P – давление воды перед форсункой, *ати*.

Распределение расхода воды в сечении факела распыла на основании наших исследований может быть оценено по графикам рис. 4.21. На этих графиках по оси абсцисс отложены относительные расстояния от оси факела распыла l_i/l_m (l_m – расстояние от плоскости сопла форсунки до плоскости рассматриваемого сечения факела распыла; l_i – расстояние от оси факела до рассматриваемой точки), по оси ординат – относительные расходы $g_i/g_{ср}$ (g_i – расход

воды в данной точке факела распыла; $g_{ср}$ – средний по сечению факела расход воды).

Из рассмотрения графиков рис. 4.21 видно, что расход воды в факеле распределяется весьма неравномерно. Наибольшее количество воды наблюдается на относительном расстоянии 0,33–0,5 от оси факела распыла, где оно примерно в 10 раз превышает расход воды по оси.

Дисперсность обычно оценивается средним диаметром капель разбрызгиваемой воды, который может быть определен по одной из приводимых ниже формул:

среднеарифметический диаметр – по формуле

$$d_{ар} = \frac{\sum n_i d_i}{N}; \tag{4.83}$$

среднемассовый диаметр – по формуле

$$d = \frac{\sum g_i d_i}{G_ж}. \tag{4.84}$$

Средний диаметр по Заутеру – это размер капли, отношение объема которой к ее поверхности равно отношению суммарного объема всех капель к их поверхности:

$$d_s = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2}, \tag{4.85}$$

где n_i – число капель, имеющих диаметр d_i;

N – суммарное число всех капель;

$G_ж$ – вес всех капель.

Используют также так называемый медианный диаметр, т. е. такой, который делит весь объем (или массу) воды на две равные части. В одну часть входят капли, диаметр которых меньше медианного, а во вторую – капли с диаметром больше медианного.

Чаще других применяется формула (4.84), с помощью которой определяется среднемассовый диаметр капель. Однако для полной оценки дисперсности недостаточно знать только средний диаметр капли, так как при одном и том же среднем диаметре возможно различное распределение капель по размерам. Это распределение обычно устанавливается с помощью различных эмпирических формул. Так, например, если используется среднемассовый диаметр, широко применяется формула

$$\ln R_i = -\left[\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)\frac{d_i}{d}\right]^m, \qquad (4.86)$$

где R_i – весовая доля воды, состоящая из капель, размеры которых больше d_i;

m – эмпирическая константа;

$\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)$ – гамма-функция; $\Gamma(x)=\int_0^\infty e^{-t}t^{x-1}dt$, при $x > 0$.

Наиболее точно распределение капель по размерам можно определить, если исходить из логарифмически-нормального закона распределения, широко применяемого в теории вероятностей и в математической статистике. При этом в качестве среднего принимается медианный диаметр капель.

От размеров капель зависит характер их движения в оросительном пространстве форсуночной камеры. А так как тепло- и массообмен между каплями воды и воздухом в основном определяется скоростью относительного движения воды и воздуха, точные сведения о размерах капель имеют весьма большое значение.

Не рассматривая подробно характера движения капель разных размеров, заметим, что наблюдаемая в пределах форсуночной камеры картина весьма сложна, так как капли движутся по самым различным траекториям и с разными скоростями. Необходимо подчеркнуть, что на движение более крупных капель воды скорость воздушного потока влияет в меньшей степени, так как их кинетическая энергия достаточно велика. Чем мельче капли, тем в большей степени их движение зависит от скорости воздушного потока.

Очень важной характеристикой, позволяющей оценить поведение капли в воздухе, является скорость витания капли. Во всех случаях, когда скорость витания меньше скорости движущегося в камере воздушного потока, капли уносятся воздухом.

В табл. 4.1 приводятся значения скоростей витания в воздухе капель воды в зависимости от их размеров.

Таким образом, в типовых форсуночных камерах при скорости движения воздуха порядка 2,5 *м/сек* все капли, диаметр которых меньше 0,3 *мм*, уносятся потоком воздуха. Относительная масса наиболее мелких или мельчайших капель имеет весьма большое значение для оценки и характера процессов тепло- и массообмена, происходящих в камере.

Таблица 4.1

Скорости витания в воздухе капель воды различных размеров

d, *мм*	$w_{вит}$, *м/сек*	d, *мм*	$w_{вит}$, *м/сек*
0,01	0,47	2	6,62
0,05	1,06	3	8,12
0,10	1,48	4	9,35
0,20	2,10	5	10,50
0,30	2,57	7	12,40
0,50	3,32	8	13,30
0,80	4,20	9	14,10
1,00	4,70	10	14,80

На основании наших исследований факел распыла самой распространенной угловой форсунки с диаметром сопла d_c = 4 и 5 *мм* характеризуется данными, приведенными в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Характеристика распыла воды угловой центробежной форсункой (в % по отношению к массе распыляемой воды)

Диаметр сопла d_c и давление P	Размер капель, *мм*					
	0,04–0,1	0,12–0,2	0,21–0,3	0,31–0,4	0,41–0,5	более 0,5
d_c = 4 *мм*; P – 2,0 *атм*	2	6,2	8,5	9,6	9,4	64,3
d_c = 5 *мм*; P – 1,5 *атм*	0,5	2,3	4,7	5,9	6,7	79,9

Как видим, относительная масса мельчайших капель сравнительно велика, причем она растет с увеличением давления и уменьшением диаметра сопла.

Полагая, что капли, диаметр которых меньше 0,3 *мм*, движутся в камере вместе с потоком воздуха и имеют ту же скорость, определим время пребывания этих капель в камере (τ):

$$\tau = \frac{l}{w}, \qquad (5.87)$$

где l – длина оросительного пространства камеры, *м*;

w – скорость движения воздуха, *м/сек*.

Для типовых камер это время составляет примерно 1,8/2,5 = 0,72 *сек*.

Поскольку мельчайшие капли движутся вместе с воздухом, можно полагать, что процессы тепло- и массообмена между воздухом и каплями воды происходят в обстановке естественной конвекции. Следовательно, коэффициенты переноса должны определяться из критериальных уравнений вида $Nu = f(Ar, Pr)$ или $Nu = f(Gr, Pr)$. Из числа таких уравнений, имеющихся в опубликованных работах, в наибольшей степени для рассматриваемых условий подходят формулы, полученные в 1960 г. японским ученым Юге. Эти формулы справедливы при $1 < Gr < 10^5$:

$$Nu = 2 + 0{,}392 Gr^{0{,}25}. \qquad (4.88)$$

Для условий, когда $Gr << 1$, что наблюдается в случае взаимодействия воздуха и самых мелких капель, можно считать $Nu = 2$.

Рассмотрим процесс охлаждения и осушки воздуха в форсуночной камере для достаточно характерных в установках кондиционирования воздуха условий. Примем начальные параметры воздуха: $t = 25–28$ °С, $\varphi = 60–55\%$; конечные: $t = 14$ °С; $\varphi = 95\%$; начальная и конечная температура воды 9 и 11,5 °С.

С помощью уравнения (4.88) или исходя из предположения, что $Nu = 2$, для самых мелких капель можно найти значения коэффициентов теплоотдачи α. Коэффициенты массообмена можно определить, полагая справедливым соотношение Льюиса.

Напишем уравнение теплового баланса капли, диаметр которой d, а переменная во времени температура $t_ж$. Поскольку наш анализ касается лишь самых мелких капель, будем считать, что температура во всем объеме капли одинакова. В начале процесса капля взаимодействует с воздухом начального состояния, причем для интересующего нас процесса охлаждения и осушки воздуха в начальный момент температура капли ниже точки росы обрабатываемого воздуха ($t_ж < t''$).

Определим время, потребное для нагревания капли воды до температуры, соответствующей точке росы воздуха. Все капли, температура которых превосходит эту величину, будут не осушать, а увлажнять обрабатываемый воздух. Поскольку данную температуру самые мелкие капли приобретают весьма быстро, можно считать, что воздух за это время не успевает изменить свои параметры.

Не будем стремиться получить точное решение. Имея в виду качественный характер данного анализа, напишем следующее уравнение для бесконечно малого промежутка времени:

$$\frac{\pi d^3}{6} = c_ж \gamma_ж dt_ж = \sigma \pi d^2 (I - I'') d\tau. \qquad (4.89)$$

Используя коэффициент влаговыпадения ξ и зависимость $\xi_{ср} = \dfrac{I - I''}{(t - t_ж)c'_p}$, представим это уравнение иначе:

$$\frac{\pi d^3}{6} = c_ж \gamma_ж dt_ж = \sigma \pi d^2 \xi_{ср} c'_p (t - t_ж) d\tau . \qquad (4.90)$$

Приняв во внимание соотношение Льюиса и произведя некоторые преобразования, получим

$$\frac{dt}{t - t_ж} = \frac{6\alpha\xi_{ср}}{c_ж \gamma_ж d} d\tau , \qquad (4.91)$$

Считая, на основании сделанного допущения, t = const и интегрируя от $t_{жн}$ до t'', найдем выражение для определения времени, потребного для нагревания капли воды до температуры точки росы обрабатываемого воздуха:

$$\int_{t_{жн}}^{t''} \frac{dt}{t - t_ж} = \frac{6\alpha\xi_{ср}}{\gamma_ж d} \int_0^{\tau} d\tau ; \qquad (4.92)$$

$$\frac{t - t''}{t - t_{жн}} = \exp\left(-\frac{6\alpha\xi_{ср}}{\gamma_ж d} \tau \right) . \qquad (4.93)$$

Принимая воздух и воду с приведенными выше начальными параметрами, можно определить время, необходимое для нагревания капли от $t_{жн}$ = 9 °С до температуры точки росы воздуха в начальном состоянии (t'' = 18 °С). Если капля имеет размер d = 0,05 *мм*, то $\tau = 2{,}9 \cdot 10^{-6}$ *час* или $\tau = 10{,}4 \cdot 10^{-3}$ *сек*. В этом случае при скорости воздуха в камере w = 2,5 *м/сек* уже после 2,6 *см* пути совместного движения с воздушным потоком капля достигнет температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При дальнейшем движении будет происходить испарение капли и увлажнение воздуха. Естественно, что за время прохождения таких незначительных расстояний, как 2,6 *см*, параметры воздуха не смогут сколько-нибудь заметно измениться, и поэтому приведенный расчет может считаться достаточно точным.

Проделав аналогичные расчеты для других мелких капель, уносимых потоком воздуха, получим соответствующие промежутки времени и отрезки пути в камере, потребные для нагревания этих капель до предельной температуры, после чего начинается процесс их испарения (табл. 4.3). Результаты расчета могут считаться вполне

достоверными для капель с диаметром, не превышающим $1{,}5 \cdot 10^{-4}$ *м*, у которых путь совместного движения с воздухом невелик и предпосылка о неизменности параметров воздуха остается допустимой. Для более крупных капель результаты расчета правильно иллюстрируют лишь качественную картину процесса.

Таблица 4.3

Промежутки времени контакта с воздухом и отрезки пути совместного движения, потребные для предельного нагревания мелких капель воды различных размеров в форсуночной камере

Диаметр капли d, *м*	Время τ, *сек*	Отрезки пути, *см*	Примечание
$5{,}0 \cdot 10^{-5}$	$1{,}04 \cdot 10^{-2}$	2,6	Начальные параметры воздуха: $t = 28$ °С;
$8{,}0 \cdot 10^{-5}$	$2{,}7 \cdot 10^{-2}$	6,75	$\varphi = 0{,}55$; $t'' = 18$ °С
$1{,}0 \cdot 10^{-4}$	$4{,}05 \cdot 10^{-2}$	10,1	Начальная температура воды $t_{ж н} = 9$ °С
$1{,}5 \cdot 10^{-4}$	$9{,}3 \cdot 10^{-2}$	23,2	
$2{,}0 \cdot 10^{-4}$	$1{,}62 \cdot 10^{-1}$	40,5	
$2{,}5 \cdot 10^{-4}$	$2{,}52 \cdot 10^{-1}$	63,0	
$3{,}0 \cdot 10^{-4}$	$3{,}56 \cdot 10^{-1}$	89,0	

Следует иметь в виду, что процесс испарения мелких капель в форсуночной камере начинается и при более низких температурах. Это происходит по двум обстоятельствам:

а) давление насыщенного пара над выпуклой поверхностью капель выше, чем давление над плоской поверхностью. Возрастание давления определяется формулой Томсона (Кельвина)

$$\frac{P''_{п,r}}{P''_{п}} = \exp\left(-\frac{2\sigma_{п}\gamma_{п}}{r\gamma_{ж}P''_{п}}\right). \qquad (4.94)$$

Для капель $d = 5 \cdot 10^{-5}$ *м* возрастание давления насыщенного водяного пара составляет 0,6 *кГ/м*^{2}, т. е. величину малую. Однако, как показали наши исследования дисперсности, при распыле воды форсунками образуются капли значительно меньших размеров, не улавливаемые при испытаниях в воздухе. Для этих капель влияние рассматриваемого эффекта может оказаться существенным;

б) по мере движения воздуха в камере происходит его осушка под воздействием контакта с основной массой более крупных капель. Осушка ведет к снижению температуры точки росы воздуха, что и вызывает испарение капель при более низких температурах.

На рис. 4.22 представлены графики изменения температуры капель воды с диаметрами от 0,05 до 0,3 *мм* в зависимости от продолжительности их контакта с воздушным потоком. Начальные параметры воздуха и воды принимались такими же, как указано в табл. 4.3. Как видим, мельчайшие капли воды «работают» в режиме охлаждения и осушки лишь в сравнительно небольшой части объема форсуночной

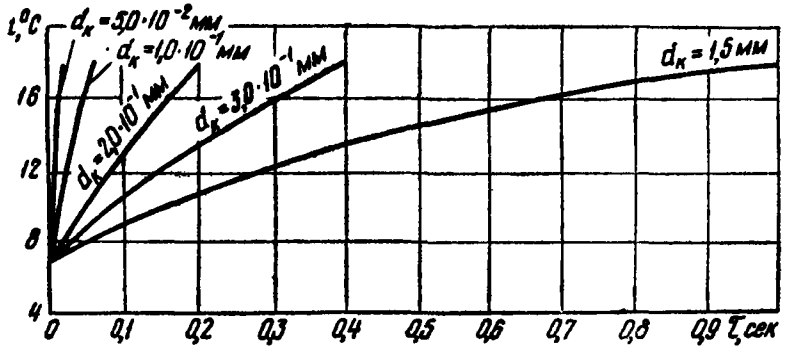


Рис. 4.22. Изменение температуры капель воды в зависимости от времени их контакта с воздушным потоком

камеры. В большей же части камеры в результате контакта с этими каплями воздух увлажняется, что и находит свое отражение в реальных процессах охлаждения и осушки воздуха. Нанесенные на $I - d$ диаграмме линии таких процессов оказываются направленными не на конечную температуру воды, а на более высокую, т. е. получают сдвиг в сторону увлажнения воздуха.

В результате рассмотрения процессов тепло- и массообмена между воздухом и более крупными каплями можно сделать следующее заключение. Характер движения крупных капель в объеме форсуночной камеры резко отличается от характера поведения мелких капель, уносимых воздушным потоком. Более крупные капли движутся в камере с большей или меньшей скоростью по отношению к воздушному потоку, и поэтому тепло- и массообмен между ними определяется условиями вынужденной конвекции. Скорости движения этих капель изменяются во времени как по величине, так и по направлению. Если

в начальный момент (по выходе из форсунки) эта скорость максимальна для всех капель, то затем она уменьшается по-разному: для более крупных капель изменения происходят медленнее. Кроме того, характер изменения скорости различен для капель, принадлежащих факелам, направленным навстречу движению воздушного потока и по направлению этого движения. Все это приводит к тому, что получить точные количественные соотношения из рассмотрения условий тепло- и массообмена воздуха с одиночными каплями не представляется возможным. Однако на основе экспериментальных исследований и анализа физических закономерностей процессов, происходящих в форсуночных камерах, можно отметить, что:

- время пребывания в камере более крупных капель весьма ограничено. Для капли, диаметр которой $d = 0{,}6$ *мм*, оно составляет 0,17 *сек*, для капли с $d = 1{,}0$ *мм* – 0,15 *сек*, для капли с $d = 1{,}5$ *мм* – 0,14 *сек*;
- определяющий гидродинамический критерий Re имеет величину переменную во времени, различную для капель разного размера, и зависит от направления факела распыла по отношению к направлению движения воздуха;
- для приведенных выше начальных параметров воды и воздуха капли с $d = 0{,}6$ *мм* за время контакта нагреваются на 3,9°, капли с $d = 1{,}0$ *мм* – на 1,8°, а капли с $d = 1{,}5$ *мм* – на 0,9° (эти примерные перепады температур, характеризующие нагревание крупных капель, определены с помощью зависимости $Nu = 2 + 0{,}4\ Re^{0{,}5}$).

Таким образом, мельчайшие капли воды в результате контакта с воздухом в форсуночной камере нагреваются до предельной температуры смоченного термометра обрабатываемого воздуха; мелкие капли, имеющие диаметр $d \leq 3{,}0$ *мм*, нагреваются до температуры выше точки росы этого воздуха; крупные капли нагреваются незначительно, что ведет к недоиспользованию их охладительной и осушительной способности.

Расчетный перепад температуры всей массы воды в форсуночной камере не превышает 3–4 °С, а обычно даже меньше. Это приводит к довольно значительному расходу воды в форсуночных камерах, причем качество процесса охлаждения и осушки воздуха оказывается невысоким, что находит свое отражение в упомянутом сдвиге линии процесса на $I - d$ диаграмме в сторону увлажнения. Отмеченная особенность свидетельствует о недостаточном теплотехническом совершенстве форсуночной камеры.

Вторым недостатком данного аппарата являются его большие габариты, вызванные ограниченной предельно допустимой величиной скорости воздушного потока (не более 2,5 *м/сек*).

Увеличение скорости ведет к уносу более крупных капель, а это затрудняет сепарацию и несколько усиливает упомянутое дополнительное увлажнение.

§ 4.9. Расчет типовых форсуночных камер

Как указывалось в § 4.5, для расчета ряда современных аппаратов контактного типа использовать расчетные зависимости, основанные на применении теории подобия, не удается. Форсуночная камера принадлежит к числу именно таких аппаратов. Для нее невозможно определить истинную величину поверхности контакта. Отсюда неопределенность в нахождении характерного линейного размера. Кроме того, в оросительном пространстве наблюдается очень сложный неупорядоченный характер движения капель воды. Все это приводит к тому, что для расчета форсуночных камер используются зависимости, которые могут быть справедливы, во-первых, для достаточно узких интервалов изменения температуры и относительной влажности, характеризующих начальное состояние воздуха, и температуры разбрызгиваемой воды, во-вторых, для камер вполне определенной конструкции.

В настоящее время расчет различных процессов обработки воздуха, происходящих в типовых форсуночных камерах (характеристики их подробно рассмотрены в § 4.8), можно выполнять достаточно надежно.

Существует несколько методов расчета таких камер, каждый из которых обладает определенными достоинствами и недостатками и может быть использован для расчета тех или иных процессов обработки воздуха.

При теплотехнических расчетах форсуночных камер чаще всего приходится иметь дело с двумя типами задач. Задачи первого типа (их иногда называют прямыми задачами) предполагают известными начальное (I_1, t_1) и конечное (I_2, t_2) состояния воздуха. Определяются: необходимый коэффициент орошения (μ), начальная и конечная температура воды ($t_{жн}$, $t_{жк}$). В задачах второго типа (обратных задачах) известны начальное состояние воздуха, коэффициент орошения и начальная температура воды. Искомыми являются конечное состояние воздуха и конечная температура воды.

Расчет форсуночных камер с использованием коэффициентов эффективности процесса по Б. В. Баркалову

Данный метод базируется на положениях, лежащих в основе всех графоаналитических методов, которые, как известно, используют представления об идеальном процессе (см. § 4.7).

Б. В. Баркалов обработал экспериментальные данные, полученные рядом исследователей, и для типовых форсуночных камер предложил следующую зависимость коэффициента эффективности E, определенного по формуле (4.75):

$$\mu = 2{,}92S(\gamma w)^{-0{,}535}\left(\ln\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}175}. \qquad (4.95)$$

Поправочный коэффициент S зависит от диаметра сопла форсунки и принимается по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Величины поправочного коэффициента в зависимости от диаметра сопла форсунки

d_c, *мм*	3	3,5	4	4,5	5	6
S	0,833	0,893	0,948	1	1,048	1,138

Расчет камер с форсунками $d_c = 3$ *мм* при осуществлении процессов охлаждения и осушки воздуха можно производить по формуле

$$\mu = 1{,}56S\left(\frac{\gamma w}{P}\right)^{0{,}371}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}61}, \qquad (4.96)$$

где $S = 1{,}281$ для двух рядов форсунок;

$S = 1{,}0$ для трех рядов форсунок;

P – давление воды перед форсунками, *кГ/см*^{2}.

Если происходят процессы адиабатного увлажнения, расходы воды несколько уменьшаются. Они могут быть определены с помощью формул (4.95) и (4.96), но с введением поправочных коэффициентов 0,44 и 0,7 соответственно.

Расчет камер с помощью изложенного метода достаточно прост и нагляден, однако обладает недостатком, заключающимся, как было отмечено выше, в недоучете наблюдаемого в действительности отклонения реального процесса от того направления, которое для него выбирается при расчете. Поэтому такой метод расчета форсуночных камер можно рекомендовать в качестве приближенного. Иногда при использовании этого метода конечную температуру воды принимают отличной от той, на которую направляют идеальный процесс: $t_{жкр} = t_{жк} \pm 1°$ (знак зависит от того, как происходит обработка воздуха: с увлажнением или осушкой). Такая поправка, однако, не повышает точности этого метода.

Расчет форсуночных камер с использованием коэффициентов эффективности, предложенных Е. Е. Карписом

Расчет производится по формулам для коэффициентов эффективности – формулы (4.77), (4.77б), (4.78) и (4.81), приведенным в § 4.7. С помощью коэффициента эффективности, определенного по формуле (4.78), довольно просто рассчитать форсуночные камеры, в которых происходит процесс адиабатного увлажнения.

Для расчета типовых форсуночных камер, работающих при политропных процессах, используются выражения (4.77), (4.77б) и (4.81).

На основании исследований, проведенных Е. Е. Карписом, для типовых форсуночных камер, оборудованных центробежными угловыми форсунками, получены зависимости коэффициентов эффективности от массовой скорости воздуха и коэффициента орошения. Все эти уравнения справедливы для типовых камер, работающих в следующих пределах: количество форсунок в ряду 13 *шт/м*^{2}, давление воды перед форсунками P от 1 до 2,5 *кГ/см*^{2}, массовая скорость от 1,5 до 3,0 *кГ/м*^{2}·*сек*, диаметр сопла форсунки d_c = 5 *мм*.

Используя два коэффициента эффективности теплообмена (E и E'), можно достаточно надежно производить расчет камер с известными конструктивными характеристиками.

Расчет форсуночных камер по формулам, предложенным Л. М. Зусмановичем

Представим с учетом уравнений (4.8) и (4.9) полное количество тепла, которым обмениваются вода и воздух через элемент поверхности dF:

$$dQ = \left[a\left(t - t_{ж}\right) + r\beta_p\left(P_{п} - P_{п}'\right)\right]dF \,. \qquad (4.97)$$

Разность $(t - t_{ж})$ выразим следующим образом:

$$t - t_{ж} = \left(t - t'\right) + \left(t' - t_{ж}\right). \qquad (4.98)$$

Разность парциальных давлений $P_{п} - P_{п}''$ можно считать пропорциональной разности температур $t'' - t_{ж}$, т. е.

$$P_{п} - P' = a\left(t' - t_{ж}\right). \qquad (4.99)$$

Коэффициент пропорциональности a не является постоянным, а зависит от температуры воды и температуры насыщения воздуха или температуры точки росы.

Для процессов с понижением энтальпии в достаточно широкой области без большой погрешности можно принимать $a = 0{,}8$ *мм рт. ст/град.*

Дальнейшие преобразования связаны с использованием уравнения теплового баланса

$$\gamma w F_к\, dI = \left[a(t - t'') + a(t'' - t_ж) + ra\beta_p (t - t_ж)\right] dF\,, \qquad (4.100)$$

где $F_к$ – поперечное сечение камеры, $м^2$;

γw – массовая скорость воздуха в сечении камеры, $кГ/м^2 \cdot час$.

Из выражения (4.100) следует, что

$$dI = \left[(t - t'') + (t'' - t_ж) + \frac{ra\beta_p}{\alpha}(t'' - t_ж)\right] \frac{dF\alpha}{F_к \gamma w}\,. \qquad (4.101)$$

Разделив правую и левую части равенства на $c'_p(t - t'')$, можно получить уравнение (4.102), состоящее из безразмерных комплексов:

$$\frac{dI}{c'_p(t - t'')} = \left[1 + \frac{t'' - t_ж}{t - t''}\left(1 + \frac{ra\beta_p}{\alpha}\right)\right] \frac{dF}{F_к} \cdot \frac{\alpha}{\gamma w c'_p}\,. \qquad (4.102)$$

Л. М. Зусманович предлагает принимать поверхность контакта в форсуночных камерах пропорциональной количеству распыливаемой воды, т. е. $dF = l dG_ж$, где l – коэффициент пропорциональности, который в общем случае постоянным считать нельзя, так как на самом деле пропорциональность между F и $G_ж$ может быть лишь при определенных условиях.

Подставив вместо dF в последнее уравнение величину $l dG_ж$, найдем

$$\frac{dI}{c'_p(t - t_ж)} = \left[1 + \frac{t'' - t_ж}{t - t''}\left(1 + \frac{ra\beta_p}{\alpha}\right)\right] \frac{dG_ж}{F_к \gamma w} \cdot \frac{\alpha l}{c'_p}\,. \qquad (4.103)$$

Полученное выражение дало основание Л. М. Зусмановичу считать, что для всего процесса, происходящего в форсуночной камере, справедлива следующая функциональная зависимость:

$$\frac{I_1 - I_2}{c'_p(t_1 - t''_1)} = \Phi\left\{\left[1 + \frac{t''_1 - t_{жн}}{t - t''}\left(1 + \frac{ra\beta_p}{\alpha}\right)\right], \frac{G_ж l}{F_к} \cdot \frac{\alpha}{\gamma w c'_p}\right\}. \qquad (4.104)$$

В этой зависимости, которая в дальнейшем была подтверждена экспериментально, индекс 1 относится к состоянию воздуха до обработки, индекс 2 – после обработки, а коэффициенты переноса α и β_p являются средними для процесса обработки воздуха и отнесены к истинной площади взаимодействия воды и воздуха.

Так как $c'_p(t - t'') = I_1 - I''_1$, обозначим эту величину $\Delta I''_1$. Кроме того, введем обозначения: $H = \frac{G_ж}{F_к}$ – плотность орошения; $M_1 = \frac{t''_1 - t_{жн}}{t_1 - t''_1}$ – температурный критерий; $r_0 = 1 + \frac{r\alpha\beta_p}{\alpha}$. Тогда зависимость (4.104) будет выглядеть так:

$$\overline{\Delta I} = \frac{\Delta I}{\Delta I''_1} = \Phi\left\{\left[1 + M_1 r_0\right]\frac{H}{\gamma w} \cdot \frac{\alpha l}{c'_p}\right\}. \qquad (4.105)$$

Поскольку $\gamma w F_к = G_г$, то $\frac{H}{\gamma w} = \frac{G_ж}{G_г} = \mu$ (коэффициент орошения). Можно заметить, что величина $\alpha l / c'_p$ зависит в основном от коэффициента орошения. Что касается комплекса r_0, то, как это показано в § 4.6, отношение средних значений коэффициентов тепло- и массообмена (в данном случае α и β_p) определяет совершенство процесса и зависит от гидродинамической и температурной обстановок, в которых протекает этот процесс. Поэтому r_0 можно было бы исключить.

Однако Л. М. Зусманович в окончательном виде предложил формулу для $\overline{\Delta I}$, куда входит r_0:

$$\overline{\Delta I} = \Phi\left[\left(1 + M_1 r_0\right), \mu\right]. \qquad (4.106)$$

Рассмотрев процесс переноса явного тепла, на основании аналогичных рассуждений получим зависимость для $\overline{\Delta T} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t''_1}$:

$$\overline{\Delta T} = \Psi\left[\left(1 + M_1\right), \mu\right]. \qquad (4.107)$$

Л. М. Зусмановичем были проведены достаточно обширные экспериментальные исследования, в результате которых найдены зависимости для расчета форсуночных камер при различных процессах обработки воздуха:

для процессов с понижением энтальпии

$$\overline{\Delta I} = 0{,}67\left(1 + M_1 r_0\right)\mu^{0{,}53} r_0^{-0{,}3}; \qquad (4.108)$$

$$\overline{\Delta T} = \left(0{,}73 + 0{,}49 M_1\right)\mu^{0{,}35}. \qquad (4.109)$$

для процессов адиабатного увлажнения

$$\overline{\Delta T} = 0{,}304\,\mu^{0{,}35} r_0^{0{,}56}. \qquad (4.110)$$

Формулы (4.108) – (4.110) могут быть использованы при следующих условиях осуществления процессов обработки воздуха в типовых форсуночных камерах: d_c = 4,5–5 *мм*; число рядов форсунок 2–3; плотность расположения форсунок 12–18 *шт/м*^{2} в ряду; P = 1–2,5 *ати*; μ = 0,8–2,0; γw = 1,6–2,8 *кГ/м*^{2}·сек; $t_1 - t_1''$ = 3–3,5°.

§ 4.10. Типовые центральные кондиционеры с форсуночными камерами

Для централизованной обработки воздуха в современных отечественных системах кондиционирования широко применяются типовые центральные кондиционеры различной производительности. Они выпускаются серийно рядом заводов (основным предприятием является Харьковский завод кондиционеров).

Принята следующая градация центральных кондиционеров по производительности: 10, 20, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 240 тыс. *м*^{3}*/час*.

Кондиционеры производительностью от 10 до 80 тыс. *м*^{3}*/час* изготовляются в металлическом исполнении. Кондиционеры производительностью 120, 160, 200 и 240 тыс. *м*^{3}*/час* – в железобетонном. Кондиционер на 120 тыс. *м*^{3}*/час* может быть изготовлен также из металла.

В состав центральных кондиционеров кроме форсуночной камеры входит ряд элементов (секций), набор которых в каждом случае определяется проектом. Возможная компоновка центрального кондиционера из металлических секций приведена на рис. 4.23. Секции делятся на рабочие и вспомогательные: рабочие служат для осуществления в них процессов тепловлажностной обработки воздуха, смешения, разделения и его перемещения; вспомогательные предназначены для удобства монтажа и эксплуатации кондиционеров. Секциям кондиционеров присвоен индекс, состоящий из букв Кд, сокращенно обозначающий слово кондиционер, и цифр, из которых первые две или три обозначают производительность

кондиционера по воздуху, а последние две – номенклатурный номер. Буква в конце индекса отражает заводские изменения в чертежах.

Все секции центральных кондиционеров имеют нормализованные присоединительные и габаритные размеры. Это позволяет компоновать их в соответствии со схемой обработки воздуха, предусмотренной проектом, т. е. в соответствии с так называемой технологической схемой кондиционера.

Секции и камеры кондиционеров в металлическом исполнении соединяются между собой фланцами на болтах. Между фланцами помещают уплотнительные прокладки из мягкой резины. Секции кондиционеров в железобетонном исполнении укомплектовываются ответными фланцами, с помощью которых они присоединяются к строительным конструкциям.

В случае необходимости устройства тепловой изоляции кондиционера его элементы могут поставляться с завода с приваренными к ним шипами для крепления изоляции при монтаже. Внутри и снаружи они окрашиваются влагостойкими красками. Входные и выходные сепараторы форсуночных камер и нагревательные элементы секций подогрева оцинковываются. Для работы в условиях тропического климата секции центральных кондиционеров изготовляются из нержавеющих сталей.

Промывные камеры, воздушные фильтры и клапаны кондиционеров могут быть левыми и правыми. Правой считается секция или камера, в которой воздух движется вправо, левой – в которой воздух движется влево, если смотреть на кондиционер со стороны органов управления (дверей, рукояток). Для секций левого исполнения в конце индекса ставится буква Л.

Форсуночная камера является основным элементом кондиционера и служит для осуществления процессов тепловлажностной обработки воздуха водой. Ее устройство подробно рассмотрено в предыдущем параграфе.

Отечественной промышленностью выпускаются так называемые типовые форсуночные камеры. В них, как правило, два или три ряда форсунок. Диаметр выходного отверстия сопла форсунок может составлять 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5 *мм*. Факелы первого ряда форсунок направлены по движению воздуха, остальные – против движения.

Двухрядные камеры имеют одну герметическую дверку и один светильник, трехрядные – две дверки и два светильника. Камеры для кондиционеров производительностью до 80 тыс. $м^3/час$ поставляются промышленностью в собранном виде, остальные – в разобранном.

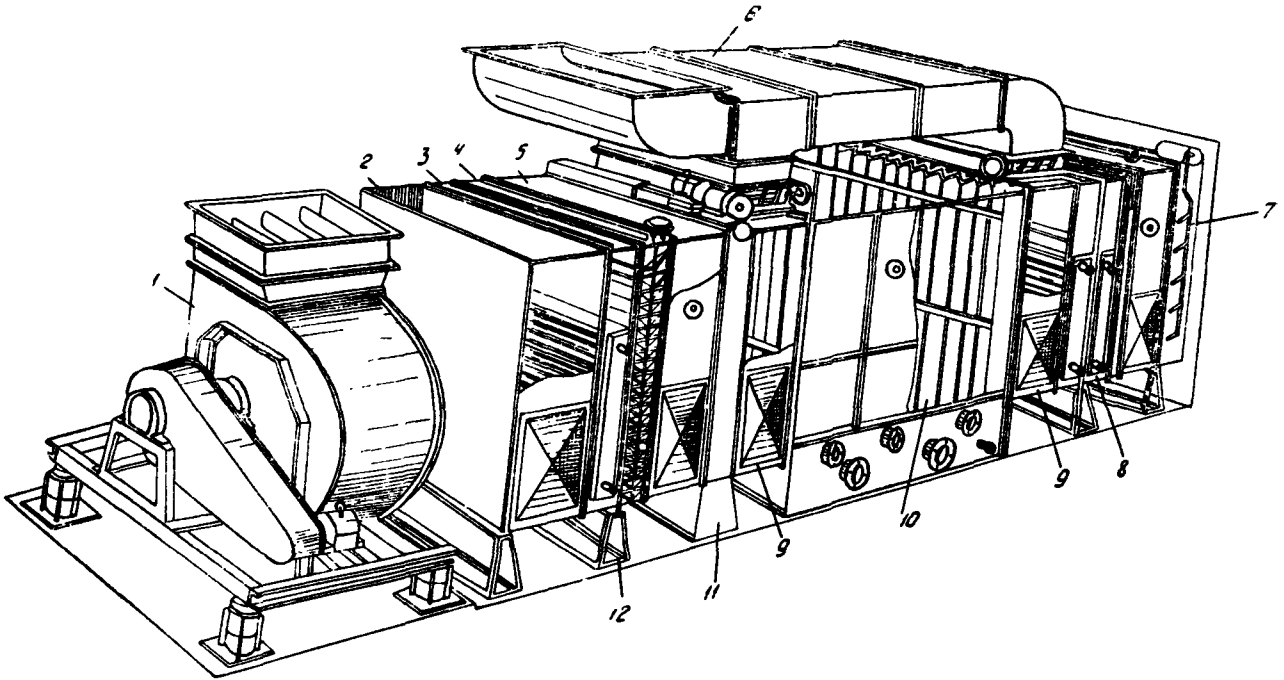


Рис. 4.23. Компоновка центрального кондиционера:

1 – вентиляторная секция; *2* – секция, переходная к вентилятору; *3* – секция подогрева (II подогрев); *4* – секция сдвоенного клапана; *5* – промежуточная секция; *6* – обводной канал; *7* – секция утепленного клапана; *8* – секция подогрева (I подогрев); *9* – смесительная секция; *10* – форсуночная камера; *11* – секция масляного фильтра; *12* – подставки

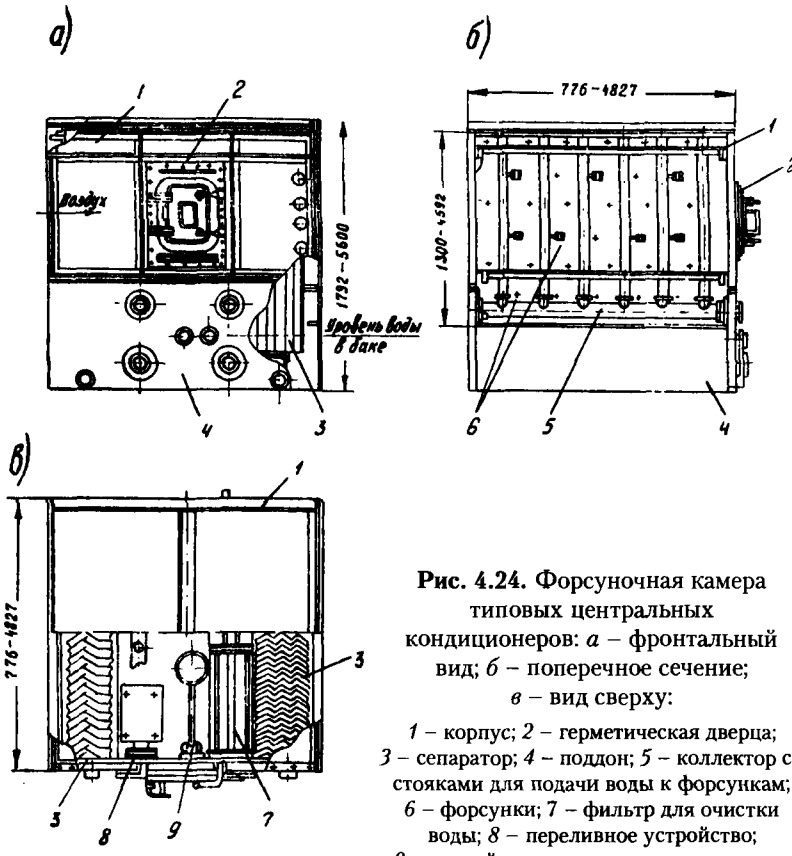


Рис. 4.24. Форсуночная камера типовых центральных кондиционеров: *а* – фронтальный вид; *б* – поперечное сечение; *в* – вид сверху:

1 – корпус; *2* – герметическая дверца; *3* – сепаратор; *4* – поддон; *5* – коллектор со стояками для подачи воды к форсункам; *6* – форсунки; 7 – фильтр для очистки воды; *8* – переливное устройство; *9* – устройство для поддержания уровня

Форсуночные камеры кондиционеров Кд 10 и Кд 20 изображены на рис. 4.24.

Секции подогрева (рис. 4.25) предназначены для подогрева обрабатываемого воздуха горячей или перегретой водой с температурой до 150° или паром давлением до 6 *ати*. Секция состоит из теплообменника в нижней части и обводного канала в верхней части (в секциях кондиционеров Кд 160, Кд 200 и т. д. обводного канала нет). Теплоотдающую поверхность теплообменника образуют стальные трубки со спирально-навивным оребрением, заделанные в трубные решетки. Трубки расположены горизонтально. К трубным решеткам приварены: крышки со штуцерами для присоединения трубопроводов, транспортирующих теплоноситель, и

перегородки, обеспечивающие многоходовое прохождение теплоносителя.

Секции подогрева выпускаются однорядными, двухрядными и трехрядными соответственно с одним, двумя или тремя рядами трубок по ходу движения воздуха.

Теплопроизводительность секции регулируется либо изменением расхода воздуха (пропусканием части его через обводной канал), либо изменением расхода теплоносителя (с помощью арматуры, устанавливаемой на трубопроводах).

Секции кондиционеров Кд 10, Кд 20, Кд 40 поставляются с завода в собранном виде, остальные – в разобранном. Секции подогрева Кд 120, Кд 160, Кд 200 и Кд 240 комплектуются присоединительными трубопроводами.

Секции масляных фильтров предназначены для очистки воздуха от пыли при начальной его запыленности до 10 *мГ/м*^{3}. В центральных кондиционерах *используются, как правило,* самоочищающиеся масляные фильтры. Однако при этом для кондиционеров Кд 10, Кд 20 и Кд 40 не исключена возможность применения секций масляных фильтров стеллажного типа.

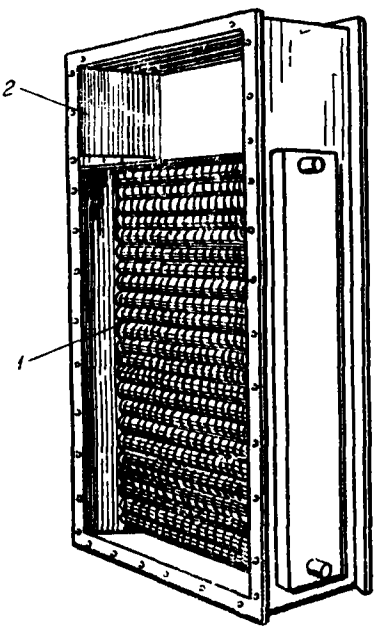


Рис. 4.25. Секция подогрева типовых центральных кондиционеров:
1 – калорифер; *2* – обводной канал

Секции фильтров стеллажного типа состоят из каркаса, в который вставляются ячейковые сетчатые фильтры конструкции Е. В. Рекка, подробно рассматриваемые в гл. 5 (рис. 5.20, 5.22, 5.24). Смена ячеек может производиться с любой стороны кондиционера. Начальное сопротивление фильтров – 2–3 *кГ/м*^{2}, конечное не должно превышать 10–12 *кГ/м*^{2}. При достижении этого сопротивления ячейки следует подвергать промывке и вновь заряжать маслом. Воздушная нагрузка этих фильтров составляет 4000–6000 *м*^{3}*/м*^{2}.

Самоочищающиеся масляные фильтры для кондиционеров производительностью 10–

40 тыс. *м*^{3}*/час* изготовляются в виде отдельных секций, а для кондиционеров производительностью 60–240 тыс. *м*^{3}*/час* собираются в виде блока из двух или трех секций. Самоочищающиеся масляные фильтры также рассматриваются в гл. 5 (рис. 5.25).

Распределительные секции (рис. 4.26) предназначены для распределения потока воздуха в кондиционере по его оси и вверх, а также для обслуживания соседних секций. Для кондиционеров в железобетонном исполнении распределительные секции собирают из отдельных унифицированных узлов.

Секция состоит из передней и задней стенок, верхнего патрубка с присоединительным фланцем, корытообразного днища с приваренным к нему сливным патрубком, снабженным резьбой и пробкой для удаления конденсата, и направляющей перегородки. На передней стенке имеются: герметическая дверка размером 900×400 *мм*, штуцера с экранирующими козырьками для установки контрольно-измерительных

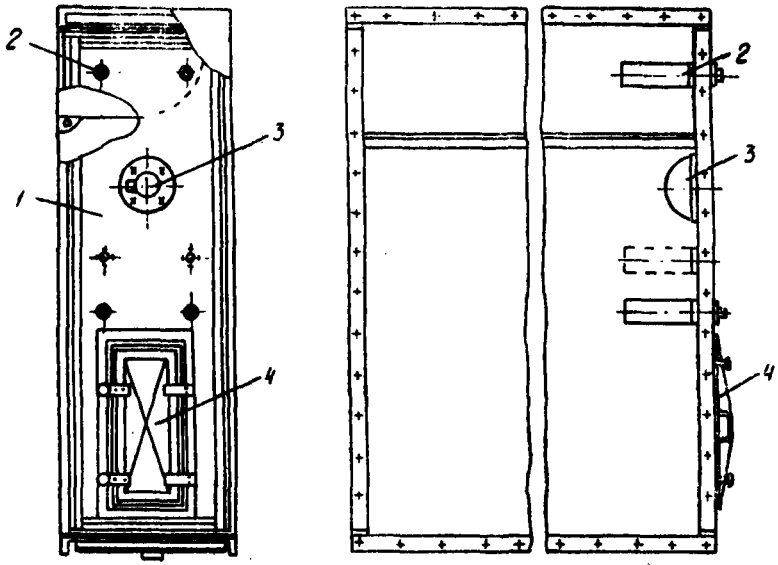


Рис. 4.26. Распределительная секция типовых центральных кондиционеров:

1 – корпус; *2* – гильзы для термометров; *3* – осветительное устройство; *4* – герметическая дверца

приборов и герметический электросветильник. В распределительных секциях кондиционеров Кд 10 и Кд 20 дверки и светильника нет.

Промежуточные и смесительные секции обладают теми же габаритами, что и распределительные, но отличаются от них отсутствием направляющей перегородки и несколько иным расположением экранирующих козырьков (на рис. 4.26 они указаны пунктиром). Эти секции оборудуются дверками и светильниками. Промежуточная секция перекрыта сверху.

Промежуточные секции предназначены для обслуживания соседних секций, а смесительная, кроме того, и для смешивания потоков.

Клапаны сдвоенные (рис. 4.27) предназначены для пропорционального или двухпозиционного регулирования количества воздуха, проходящего через теплообменную поверхность и обводной канал секций подогрева, с которыми они устанавливаются совместно.

Клапаны кондиционеров Кд 10, КД 20, Кд 40 представляют собой неразъемную конструкцию. Секцию клапана кондиционера большой производительности образуют два самостоятельных клапана: правый и левый, соединенные между собой.

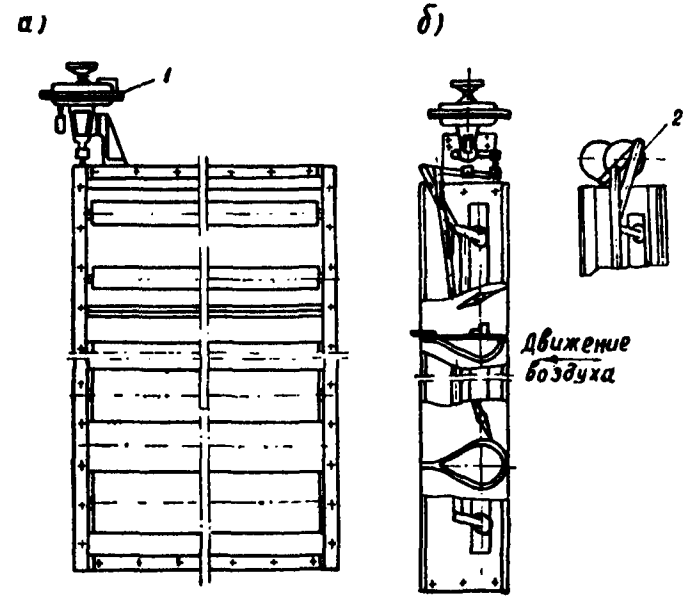


Рис. 4.27. Сдвоенный клапан типовых центральных кондиционеров:
а) фронтальный вид; *б)* вид сбоку:
1 – пневматический привод; *2* – электрический привод

Клапан состоит из корпуса, разделенного перегородкой на два канала: основной и обводной. В основном канале установлены каплевидные обтекатели, между которыми находятся поворачивающиеся лопатки, в обводном – только одни лопатки. Основной канал клапана пропускает воздух через теплообменную поверхность секции подогрева, обводной – в обвод секции подогрева.

Клапаны управляются при помощи электрического или пневматического приводов через систему рычагов таким образом, что по мере открытия (закрытия) сечения основного канала закрывается (открывается) сечение обводного канала. При полном открытии сечения основного канала сечение обводного полностью закрыто.

Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности равно 2 *кГ/м*^{2}.

Клапаны приемные с утепленными лопатками (рис. 4.28) предназначены для защиты кондиционеров от влияния наружного воздуха в период их временной остановки.

Клапан состоит из корпуса, внутри которого установлены поворотные утепленные лопатки, и привода, осуществляющего поворот

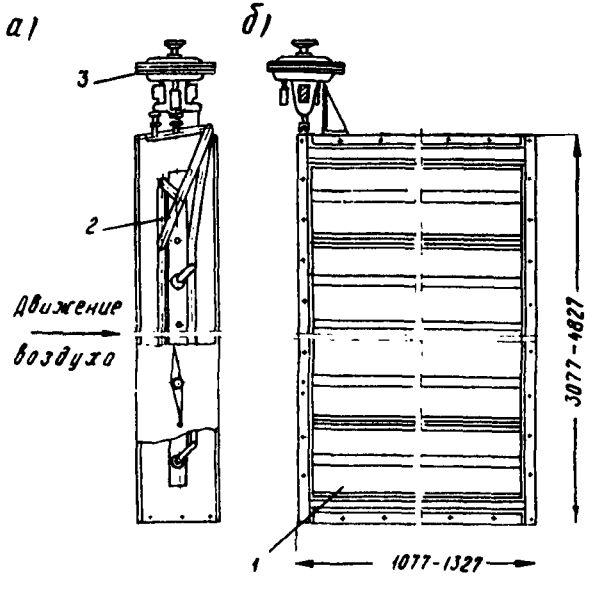


Рис. 4.28. Приемный клапан с утепленными лопатками:
а) фронтальный вид; *б)* вид сбоку:
1 – пневматический привод; *2* – лопатки; *3* – тяги

лопаток через систему рычагов. Привод может быть ручным, пневматическим и электрическим. Клапаны с пневмоприводом изготовляются по схеме ВО (воздух открывает) и по схеме ВЗ (воздух закрывает). Клапаны с электрическим и пневматическим приводами могут блокироваться с пусковым устройством вентилятора. Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности равно 2 *кГ/м*^{2}.

Проходные клапаны (рис. 4.29) предназначены для регулирования количества воздуха, поступающего в смесительные и распределительные секции или воздуховоды. Их размеры согласуются с размерами верхних отверстий этих секций.

Клапаны могут иметь ручной, пневматический или электрический привод.

Сопротивление клапана в открытом положении при номинальной производительности составляет 2 *кГ/м*^{2}.

Поворотные секции (рис. 4.30) предназначены для соединения других секций под углом 90° в том случае, если необходимость в этом диктуется размерами помещения или другими соображениями. Поворотными секциями оборудуются только кондиционеры в металлическом исполнении. Для выравнивания потока воздуха внутри

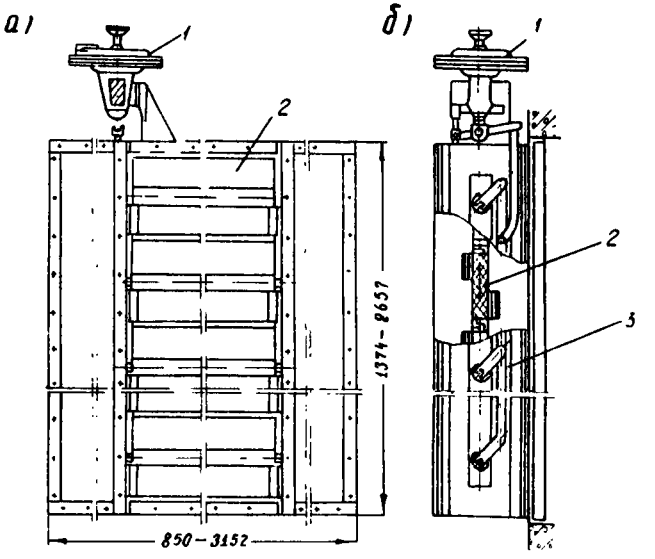


Рис. 4.29. Проходной клапан для центрального кондиционера:

а) вид сбоку; *б)* фронтальный вид:
1 – лопасти; *2* – тяги; *3* – пневматический привод

секции устанавливаются направляющие лопатки. Воздух через секцию может быть направлен по любому из четырех направлений, указанных на схеме (рис. 4.30).

Секции переходные к вентилятору (рис. 4.31) служат для присоединения секций кондиционера к всасывающему патрубку вентиляторной установки кондиционера.

Секция состоит из стенки, присоединительного фланца, патрубка и мягкой вставки, которая предотвращает передачу вибраций от вентилятора к секциям кондиционера. Сопротивление секции равно примерно 2 *кГ/м*^{2}.

Вентиляторные установки, как правило, входят в состав центрального кондиционера, поставляемого промышленностью. Они

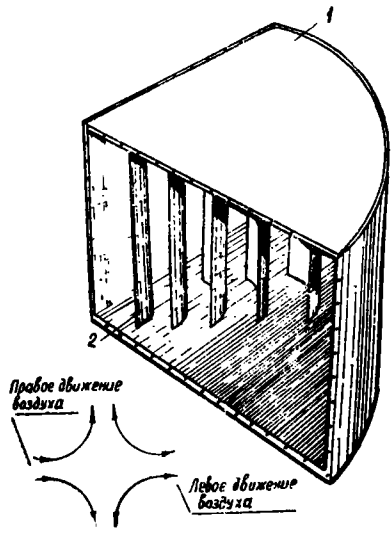


Рис. 4.30. Поворотная секция центрального кондиционера:
1 – корпус секции; *2* – направляющие лопасти

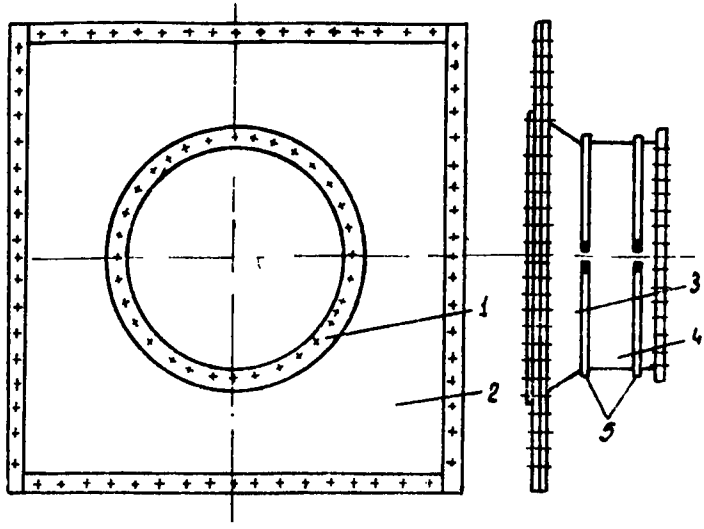


Рис. 4.31. Переходная секция к центробежному вентилятору:
1 – присоединительный фланец; *2* – стенка; *3* – патрубок; *4* – мягкая вставка; *5* – стяжные хомуты

представляют собой вентилятор с электродвигателем, смонтированным на общей раме. Двигатель соединяется с вентилятором посредством клиноременной передачи. Рама устанавливается на пружинных амортизаторах. Общий вид вентиляторной установки показан на рис. 4.23.

Вентиляторные установки кондиционеров Кд 10 и Кд 20 комплектуются клапанами с поворотными лопатками, которые предназначены для регулирования производительности вентилятора. Производительность вентиляторных установок остальных кондиционеров регулируется при помощи направляющих аппаратов путем изменения угла входа потока воздуха на лопатки рабочего колеса вентилятора и уменьшения сечения входного патрубка вентилятора. Направляющий аппарат – это корпус, в котором смонтированы поворотные лопатки, приводимые в действие с помощью ручного или электрического привода. Устанавливается аппарат перед всасывающим отверстием вентилятора. Кроме того, в состав центральных кондиционеров входят подставки, представляющие собой стальные козлы, на которые устанавливаются секции и другие детали (подробнее о них можно прочесть в специальной и справочной литературе).

§ 4.11. Камеры с орошаемой насадкой

Камеры с орошаемым слоем насадки (или орошаемой насадкой) весьма широко используются в химической промышленности для осуществления различных процессов взаимодействия между газом и жидкостью. Их нередко называют аппаратами насадочного типа. Другое довольно распространенное название этих аппаратов – скрубберы, поэтому процессы, происходящие в них, называют скрубберными процессами.

В вентиляции аппараты насадочного типа впервые были применены в конце 20-х годов двадцатого столетия, т. е. в период зарождения кондиционирования воздуха. Камеры с орошаемой насадкой в системах кондиционирования воздуха получили меньшее распространение, чем форсуночные камеры.

Принципиальная схема камеры с орошаемой насадкой изображена на рис. 4.32. Воздух поступает в камеру для обработки по стрелке *А*. В камере с орошаемой насадкой, в отличие от форсуночной камеры, поток воздуха встречает не поверхность капелек воды, а поверхность пленок воды, омывающих пористый материал, составляющий слой орошаемой насадки *1*. Вода подается на орошаемый слой насадки через трубную решетку *3*, имеющую отверстия, или форсунки.

В зависимости от процесса обработки воздуха, в камере с орошаемой насадкой, так же как и в форсуночной камере, могут осуществляться различные схемы питания водой.

Чтобы происходил процесс охлаждения и осушки воздуха, вода должна поступать в камеру с постоянной температурой после охлаждения в холодильных машинах или из артезианской скважины, а затем направляться для охлаждения или на выброс. При этом кра-

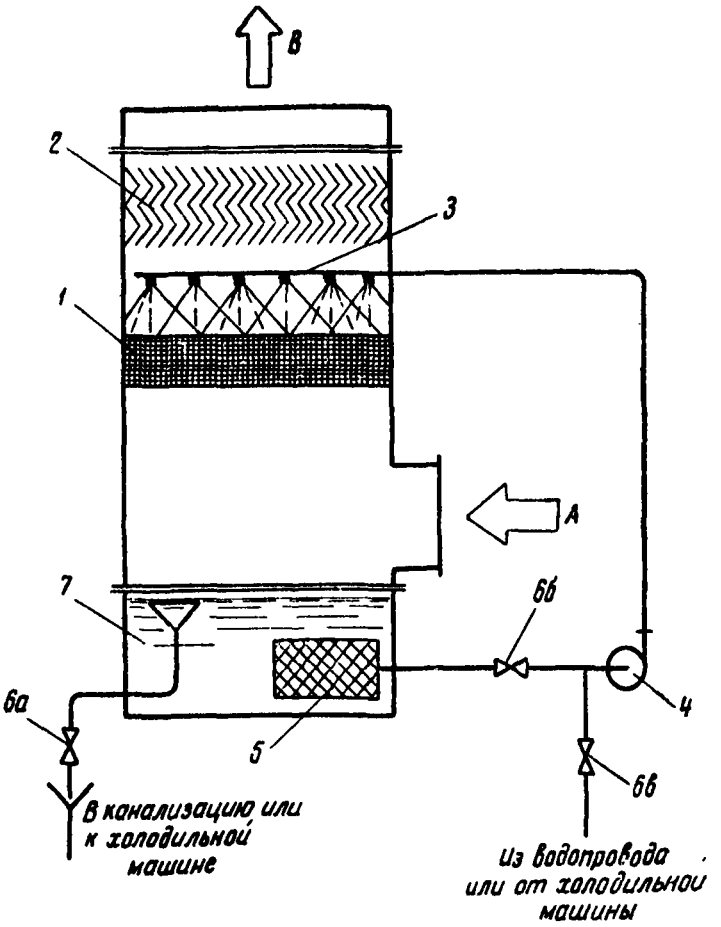


Рис. 4.32. Принципиальная схема камеры с орошаемой насадкой:

А – вход воздуха; *В* – выход обработанного воздуха:
1 – слой орошаемой насадки; *2* – сепаратор; *3* – трубы для подачи воды на орошение; *4* – центробежный насос; *5* – фильтр для воды;
6 а, б, в – вентили; *7* – поддон

ны *6а* и *6в* должны быть открыты, а кран *6б* – закрыт (рис. 4.32). Для процесса адиабатного увлажнения воздуха используется одна и та же вода. В этом случае закрываются краны *6а* и *6в*, открывается кран *6б*, вода рециркулирует по замкнутому контуру. Прошедший через орошаемый слой насадки воздух захватывает мельчайшие капельки воды, и поэтому в камере необходимо предусматривать сепаратор или каплеотделитель *2*. В качестве сепаратора может быть использован слой из того же материала, что и орошаемая насадка. В этом случае его называют отбойным слоем. Однако в камере с орошаемой насадкой предпочтительнее устраивать сепаратор такого же типа, как и в форсуночной камере, т. е. из тонких стальных листов, имеющих изгибы для создания извилистого пути движения воздуха.

Основным элементом рассматриваемой камеры является слой орошаемой насадки. Материал этого слоя должен быть таким, чтобы для прохода воздуха в нем создавались извилистые каналы. При орошении слоя поверхность стенок каналов покрывается пленкой воды, движущейся навстречу воздуху.

К насадке предъявляются следующие требования:

1. Насадка должна иметь большую удельную поверхность $f_{уд}$. Под удельной поверхностью будем понимать поверхность, приходящуюся на единицу объема слоя насадки.
2. Слой насадки должен обладать большим свободным объемом V_c и большим живым сечением f_c. Свободный объем представляет собой объем пустот на 1 $м^3$. Живым сечением называется площадь для прохода воздуха, приходящаяся на площадь поперечного сечения слоя. Живое сечение иногда называют свободной поверхностью. Нетрудно заметить, что величины свободного объема и живого сечения численно совпадают.
3. Насадка должна иметь малое аэродинамическое сопротивление воздушному потоку.
4. Насадка должна обладать достаточной механической прочностью и долговечностью. Желательно, чтобы материал насадки не подвергался коррозии под воздействием потоков воды и воздуха.
5. Стоимость насадки должна быть по возможности небольшой, а изготовление ее – достаточно простым.

Как видим, часть этих требований находится в противоречии друг с другом. Так, например, насадочный материал с большой удельной поверхностью обладает, как правило, меньшим свободным объемом и меньшим живым сечением, и наоборот. Точно так же

находятся в противоречии 1-е и 3-е требования, так как обычно насадки с большей удельной поверхностью обладают и бóльшим аэродинамическим сопротивлением. В настоящее время самым распространенным материалом для насадки являются керамические и стальные кольца Рашига, выпускаемые промышленностью в больших количествах.

Из всех выпускаемых типов колец Рашига наибольшее распространение получили керамические кольца с размерами 25×25×3 *мм*, широко используемые в химической промышленности. Насадка из этих колец не отличается высокими основными показателями: $f_{уд} = 195$ *м*^{2}/*м*^{3}, $V_с = 0{,}75$. Вместе с тем данный материал обладает несомненными достоинствами (стойкость против химических воздействий, способность благодаря засыпке создавать слой любой толщины), что определяет его распространенность в химической промышленности, где с помощью колец Рашига создаются мощные насадочные колонны. Эти кольца позволяют осуществлять различные процессы, характеризующиеся большими потоками тепла и массы, которые переносятся от одной среды к другой. Некоторые достоинства этого материала не имеют существенного значения для установок кондиционирования воздуха, а такие его недостатки, как малые величины удельной поверхности и свободного объема (живого сечения), делают кольца Рашига не вполне подходящим заполнителем для слоя насадки в камерах обработки воздуха. Из-за малой удельной поверхности приходится делать толщину слоя довольно значительной – 30–40 *см*, что ведет к большим аэродинамическим сопротивлениям и ограничению скорости воздуха до 0,8–1,2 *м/сек*.

Небольшая величина свободного объема (живого сечения) приводит к значительному увеличению площади поперечного сечения, а следовательно, и габаритов аппарата.

Камеры с орошаемым слоем из колец Рашига исследовались еще в 1940 г. в НИХИ А. А. Гоголиным и Р. И. Рудометкиным. Для коэффициента теплоотдачи, отнесенного к 1 *м*^{2} площади поперечного сечения насадки, авторами получена зависимость вида

$$\alpha = f\left[H, \delta, \left(\gamma_г w\right)\right], \qquad (4.111)$$

где $\gamma_г w$ – весовая скорость воздуха, *кГ/м*^{2}·*сек*;

H – плотность орошения на 1 *м*^{2} поперечного сечения насадки, *м/час*;

δ – толщина слоя насадки, *м*;

w – скорость воздуха перед насадкой, *м/сек*.

Можно получить связь между плотностью орошения, которую иногда называют высотой дождя, и коэффициентом орошения μ.

Поскольку $\mu = \frac{G_ж}{G_г}$, а $H = \frac{G_ж}{\gamma_ж F}$, но $G_г = wF\gamma_ж \cdot 3600$, следовательно,

$$H = 3600 \frac{\gamma_г}{\gamma_ж} \mu w . \qquad (4.112)$$

Для аэродинамического сопротивления Δp в *кГ/м*^{2} орошаемого слоя получена формула вида

$$\Delta p = f(H, \delta, w) . \qquad (4.113)$$

В камерах с орошаемой насадкой в качестве расчетной принимается среднелогарифмическая разность температур при противотоке.

Зависимости, полученные в НИХИ, носят частный характер и справедливы лишь в случае применения вполне определенного материала для слоя орошаемой насадки – колец Рашига с размерами 25×25×3 *мм*, уложенных на решетку с живым сечением 85%. Соответствующие формулы и номограммы можно найти в специальной литературе [35].

Более общие зависимости для расчета подобных аппаратов найдены академиком Н. М. Жаворонковым при изучении скрубберного процесса. Так, для определения аэродинамического сопротивления слоя насадки толщиной 1 *м* на основании применения теории подобия им получено выражение, представляющее собой уравнение, связывающее определяемые и определяющие критерии подобия:

$$\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}_г, \mathrm{Re}_ж) , \qquad (4.114)$$

где Eu – критерий Эйлера, $\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p g V_c^2}{\gamma_г w^2}$;

$\mathrm{Re}_г$ – критерий Рейнольдса по воздуху (газу), $\mathrm{Re}_г = \frac{w d_э}{V_c \nu_г}$;

$\mathrm{Re}_ж$ – критерий Рейнольдса по воде (жидкости), $\mathrm{Re}_ж = \frac{H d_э}{3600 \nu_ж V_c}$;

w – скорость в сечении аппарата, *м/сек* (w/V_c – скорость в каналах, образованных пустотами насадки);

$V_г$, $V_ж$ – коэффициенты кинематической вязкости воздуха (газа) и воды (жидкости), *м/сек*^{2};

$d_э$ – эквивалентный диаметр насадки, играющий роль характерного линейного размера.

Вместо критерия Эйлера можно применять безразмерный коэффициент трения

$$\lambda_г = \frac{2\Delta p g V_c^2}{\gamma w^2}. \qquad (4.115)$$

Как видим,

$$\lambda_г = 2\mathrm{Eu}. \qquad (4.116)$$

Получить выражение для эквивалентного диаметра можно следующим образом. Рассмотрим слой насадки толщиной 1 *м*, имеющей объем вместе с пустотами V *м*^{3}. Тогда удельная поверхность, выраженная через эквивалентный диаметр, составит

$$f_{уд} = \frac{\pi d_э}{V}. \qquad (4.117)$$

Затем найдем значение свободного объема, выраженного через тот же эквивалентный диаметр:

$$V_c = \frac{\pi d_э^2 1}{4V}. \qquad (4.118)$$

Поделив (4.117) на (4.118) и решив относительно $d_э$, получим

$$d_э = \frac{4V_c}{f_{уд}}. \qquad (4.119)$$

Для определения коэффициентов теплообмена и массообмена могут быть использованы зависимости типа (4.60) и (4.61), приведенные в § 4.5.

Как отмечалось выше, кольца Рашига не являются совершенным заполнителем для слоя насадки в камерах кондиционирования воздуха. Наиболее эффективными следует считать заполнители, у которых величины удельной поверхности и свободного объема значительно больше, чем у колец Рашига. К числу их относятся сетки, изготовленные из различных синтетических материалов.

Камеры с орошаемым слоем из капроновых сеток

На основании исследований нами были предложены сетки из плоских капроновых нитей с размерами: ширина – 1,1–1,3 *мм*, тол-

щина – 0,1 *мм;* размеры ячейки 2х2 *мм*. Сетки из капроновых нитей имеют следующие характеристики: удельную поверхность $f_{уд} = 1950$ *м*^{2}/*м*^{3}; свободный объем $V_c = 0{,}85$; эквивалентный диаметр $d_э = 1{,}75 \cdot 10$ *м*^{3}.

Эквивалентным по создаваемой поверхности контакта слоем из колец Рашига толщиной 400 *мм* оказывается слой сетчатой насадки из 32 сеток толщиной менее 40 *мм*. Аэродинамическое сопротивление такого слоя значительно меньше, чем слоя из колец Рашига. Сопротивление неорошаемого слоя насадки из колец Рашига толщиной 400 *мм* находится по формуле $\Delta p = 12{,}5w^{1{,}8}$. Сопротивление слоя сетчатой насадки из 32 сеток определяется по полученному нами выражению $\Delta p = 6{,}15w^{1{,}22}$.

Таким образом, при скорости воздуха в сечении аппарата $w = 1{,}5$ *м/сек* сопротивление слоя неорошаемой насадки из колец Рашига составляет 26 *мм вод. ст.*, а сопротивление эквивалентного по площади слоя сетчатой насадки равно 10 *мм вод. ст.*

При орошении водой разница в величинах сопротивлений двух сопоставляемых типов насадок получается еще больше. Значительная величина аэродинамического сопротивления орошаемой насадки из колец Рашига резко ограничивает, как мы видели, возможную скорость воздуха, а следовательно, и возможные аэродинамические режимы работы насадки. В случае применения орошаемых насадок нового типа (из сетчатых материалов) можно переходить на более высокие скорости воздуха. Поэтому необходимо рассмотреть соответствующие процессы совместного движения воды и воздуха в слоях орошаемой насадки.

Орошающая насадку вода образует подвижную пленку, движущуюся навстречу потоку воздуха. Это вызывает существенные изменения в характере движения воздушного потока через слой насадки по сравнению со случаем, когда орошение отсутствует. При этом не только увеличивается фактическая скорость движения воздуха через насадку из-за сужения каналов, но и изменяются факторы, влияющие на сопротивление насадки потоку воздуха (благодаря взаимодействию движущихся навстречу друг другу потоков воздуха и пленки воды). Поэтому, чтобы оценить те качественные изменения, которые происходят в аэродинамике воздушного потока, проходящего через слой орошаемой насадки, надо отчетливо представлять характер движения водяной пленки.

Теоретическим и экспериментальным изучением вопросов гидродинамики пленок жидкости, движущихся в трубах и слоях насадки при воздействии газовых потоков, занимались многие исследователи. Впервые выражение для определения толщины стекающей по

стенкам трубы пленки жидкости при отсутствии или малой скорости газового потока теоретически выведено Нуссельтом. Впоследствии было установлено, что формула Нуссельта справедлива только для ламинарного режима. Изучением различных аспектов этой проблемы занимались П. А. Семенов, П. Л. Капица, Н. М. Жаворонков, Б. И. Конобеев и ряд других ученых как в Советском Союзе, так и за рубежом.

В связи с исследованием процессов, происходящих в различных аппаратах насадочного типа, вопросы совместного течения жидкости и газа рассматриваются в ряде работ по массообменным процессам химической технологии. Общий вывод, который следует сделать из анализа работ, посвященных данному вопросу, заключается в том, что ввиду сложности происходящих явлений нельзя использовать аналитические методы для получения расчетных зависимостей, а разработка обобщенных экспериментальных связей в ряде случаев наталкивается на весьма серьезные трудности.

Для выбора наиболее рационального режима работы камеры с орошаемым слоем необходимо четко представлять физическую картину движения воды и воздуха.

Все возможные режимы можно представить в виде трех основных.

П е р в ы й основной режим следует назвать режимом раздельного движения фаз (воды и воздуха); он наблюдается при малых плотностях орошения и сравнительно небольших скоростях движения воздушного потока. В этом режиме вода движется по стенкам, образуемым элементами насадки (ячейками сетки), а воздух проходит в центральной части ячеек. Воздух и вода взаимодействуют на поверхности движущейся пленки воды.

Переход от этого режима к следующему, в т о р о м у, может произойти благодаря увеличению расхода воздуха при неизменном расходе воды и, наоборот, благодаря увеличению расхода воды при неизменном расходе воздуха. И в том и в другом случае вначале наступает так называемое торможение, а потом подвисание воды, когда движение ее замедляется. Удерживается вода движущимся воздухом. При этом происходит турбулизация движущейся пленки и наблюдаются срывы частичек жидкости с турбулизированной поверхности. Число увлекаемых воздухом частичек постепенно увеличивается, и воздух начинает взаимодействовать со всем объемом жидкой пленки, что приводит к инверсии движения воды, ее эмульгированию и возникновению т р е т ь е г о основного режима.

Режим эмульгирования является режимом совместного движения фаз. Этот режим кончается захлебыванием аппарата, когда сверху слоя насадки накапливается барботируемый слой воды.

При переходе от одного режима к другому меняется характер зависимости аэродинамического сопротивления слоя насадки от скорости движения воздуха (при постоянной плотности орошения). Поэтому график функции $\Delta p = f(w)$ в логарифмических координатах претерпевает перелом (рис. 4.33).

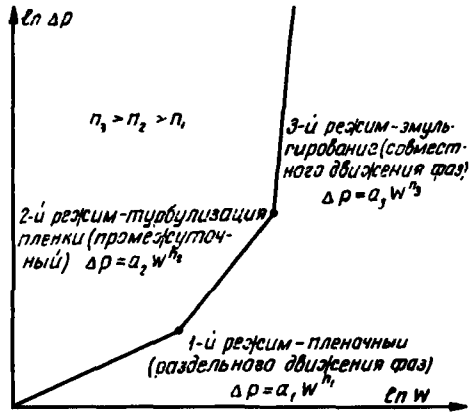


Рис. 4.33. Аэродинамическое сопротивление слоя орошаемой сетчатой насадки при различных режимах работы

Если в течение первого режима характер зависимости остается примерно таким же, каким он был в случае сухой насадки, то при переходе к промежуточному режиму угол наклона линии $\Delta p = f(w)$ увеличивается. В режиме эмульгирования эта линия становится почти вертикальной.

Таким образом, в слое орошаемой насадки имеют место три основных режима движения воды и воздуха: режим раздельного течения фаз (или пленочный), промежуточный режим (или режим турбулизации пленки) и режим совместного движения фаз (или режим эмульгирования).

Некоторые исследователи предлагают иную трактовку возможных режимов. Так, например, В. В. Кафаров говорит о четырех режимах: пленочном, промежуточном, режиме турбулизации и эмульгирования.

Весьма существенным является вопрос о выборе наиболее целесообразного режима работы камеры с орошаемым слоем, используемой для тепловлажностной обработки воздуха. Максимальная интенсификация процесса достигается в режиме эмульгирования, но при этом наблюдаются наибольшие аэродинамические сопротивления слоя насадки. Малые сопротивления характерны для пленочного режима. Однако этот режим отличается незначительной тепловой напряженностью. В результате исследований нами был сделан вывод о целесообразности применения промежуточного режима, или режима турбулизации пленки. Для этого режима аэродинамическое сопротивление слоя орошаемой насадки из 32 сеток, уложенных горизонтально, может рассчитываться по формуле

$$\Delta p = 6{,}32 w^{1{,}85} H^{0{,}3} . \qquad (4.120)$$

Для режима эмульгирования аэродинамическое сопротивление такого же слоя определяется с помощью иной зависимости:

$$\Delta p = 0{,}106 w^{4{,}5} H^{1{,}68} . \qquad (4.121)$$

Выражения (4.120) и (4.121) получены из экспериментов.

Необходимо отметить резкое различие между влиянием орошения в режиме турбулизации пленки и в режиме эмульгирования. Если в режиме турбулизации это влияние сравнительно невелико – сопротивление слоя насадки при увеличении H с 4,8 до 10 $м^3/м^2$ возрастает примерно на 25%, то в режиме эмульгирования оно значительно – сопротивление слоя увеличивается в 3,4 раза. Очень важным вопросом является получение величины критической скорости воздушного потока, соответствующей точке перехода от одного режима к другому (или критической точке) при данной плотности орошения.

Н. М. Жаворонковым предложен метод, позволивший найти соотношение, отвечающее точке захлебывания скруббера, путем построения кривой в следующих логарифмических координатах: абсцисса – $\frac{G_ж}{G_г}\sqrt{\frac{\gamma_г}{\gamma_ж}}$; ордината – $\frac{2\lambda_г w_г^2 \gamma_г}{g d_э \gamma_ж}$. Как видим, если иметь одну комбинацию фаз вода – воздух и принять физические константы для средних температурных условий, свойственных процессам кондиционирования (что означает: $\gamma_г$ = const, $\gamma_ж$ = const), то для одного и того же материала насадки $f_с$ = const, $f_{уд}$ = const, $d_э$ = const, а $\lambda_г$ однозначно определяется величиной $Re_г$. Поэтому кривая для нахождения критических состояний может быть построена в системе координат: абсцисса – $G_ж / G_г = \mu$ (коэффициент орошения); ордината — $Re_г$ (если принять $\nu_г$ = const, то для данного материала слоя насадки вместо $Re_г$ можно использовать w).

Для оценки аэродинамических качеств сетчатой насадки из плоских нитей получены критериальные зависимости по типу уравнения (4.114), а для расчета процессов тепло- и массообмена выведены уравнения вида

$$Nu = f(Re_г, Re_ж, T_0) \qquad (4.122)$$

и

$$\xi = f(\mu, T_0) . \qquad (4.123)$$

Незначительная толщина орошаемого слоя сетчатой насадки из плоских капроновых нитей позволяет создать конструкцию камеры с несколькими орошаемыми слоями, расположенными параллельно по отношению к направлению движения воздуха. Одна из

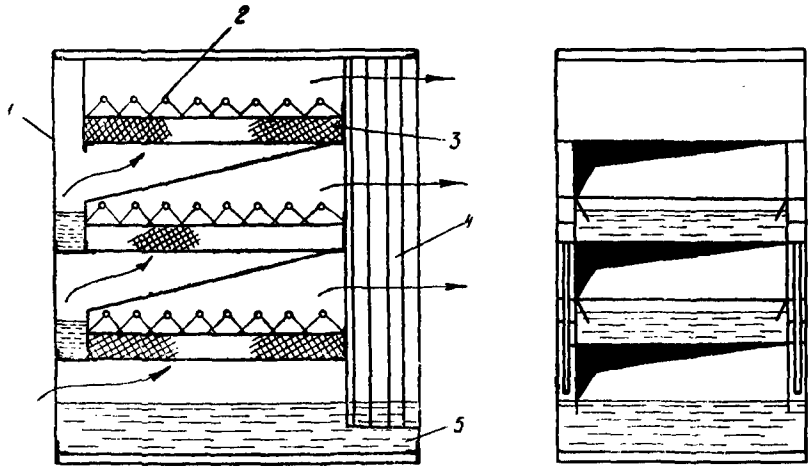


Рис. 4.34. Схема аппарата с горизонтальными слоями орошаемой сетчатой насадки:

1 – корпус; *2* – орошающее устройство; *3* – орошаемая сетчатая насадка; *4* – сепаратор; *5* – поддон

возможных конструктивных схем такого решения приводится на рис. 4.34.

Как видно из этой схемы, при подходе к аппарату горизонтальный воздушный поток разделяется и пронизывает слои насадки в вертикальном направлении (снизу вверх). Вода подается на слои насадки с помощью труб и, пройдя через насадку, собирается в промежуточных водосборниках, откуда через гидравлический затвор направляется в водосборные трубы и затем в общий поддон. Из поддона часть воды может поступать на рециркуляцию.

Данная конструктивная схема отличается компактностью и сохраняет горизонтальный принцип компоновки узла тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования. Проектировать камеру этого типа следует исходя из условий ее работы в режиме турбулизации пленки.

В заключение укажем, что одной из модификаций аппарата с сетками из капроновых нитей может быть камера, в которой сетки ус-

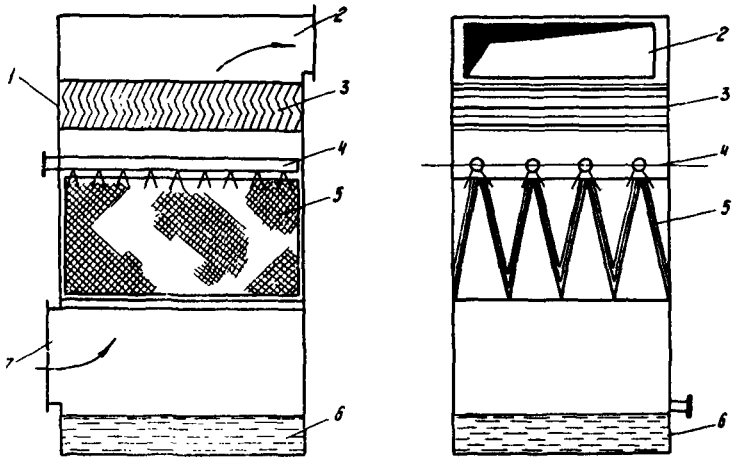


Рис. 4.35. Схема аппарата со слоями орошаемой насадки, расположенными под углом друг к другу:

1 – корпус; *2* – патрубок для выхода обработанного воздуха; *3* – сепаратор; *4* – орошающее устройство; *5* – орошаемая насадка; *6* – поддон; *7* – патрубок для входа воздуха

тановлены под острым углом (примерно 7°) друг к другу и к направлению движения воздуха (рис. 4.35).

Камеры с орошаемым слоем из винипластовых сеток

Приведенные выше сведения относятся к камерам с орошаемой насадкой в виде специальных сеток из плоских капроновых нитей. Данные сетки имеют весьма хорошие характеристики, но технология изготовления их довольно сложная.

Могут использоваться сетки, производство которых налажено в отечественной химической промышленности. Из числа таких сеток наилучшие показатели у штампованных перфорированных и гофрированных сеток из пластических масс, вырабатываемых на основе полихлорвиниловых смол по техническим условиям ТУ ЗО-12423–62. Этот материал, широко применяемый в технике, называется обычно винипластом. Винипластовая пленка изготавливается из поливинилхлорида путем термической пластификации с последующей перфорацией и гофрированием на специальных станках. Ширина выпускаемой пленки составляет 400–650 *мм*.

Как известно, винипласт коррозийно-устойчив, прочен, гибок, стоек к кислотам и щелочам. Гофрированные винипластовые сетки при-

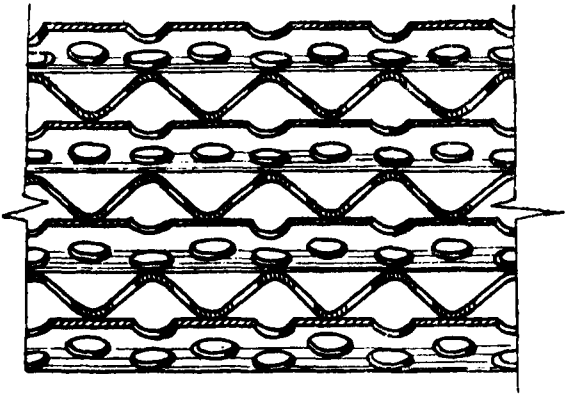


Рис. 4.36. Схема укладки гофрированных сеток в слое насадки

меняются в качестве прокладок в кислотных аккумуляторах. Наличие гофр позволяет производить укладку нескольких сеток в слое насадки (рис. 4.36).

Приведем основные характеристики перфорированных винипластовых сеток: толщина пленки материала 0,5 *мм;* диаметр отверстий 2,85 *мм;* высота гофра 1,0 *мм;* шаг гофра 5 *мм;* коэффициент гофрировки 1,25; скважность 54–55%; вес 1 $м^2$ сетки 380–400 *Г;* цена 1 *кГ* сетки 90 коп.; 1 *кГ* сетки покрывает около 2,5 $м^2$; стоимость 1 $м^2$ 40 коп. Стоимость 1 $м^2$ широко применяемых медных сеток составляет 5–8 руб.

Имея эти данные, можно найти необходимые аэродинамические характеристики перфорированных винипластовых сеток. Удельная поверхность $f_{уд}$ (по расчетам В. В. Попенченко) составляет 1200 $м^2/м^3$. Свободный объем V_c, определенный как отношение объема вытесненной воды при погружении сеток к объему, занятому сетками, равен 0,907 $м^3/м^3$. Отсюда эквивалентный диаметр в соответствии с выражением (4.119) оказывается равным $3{,}09 \cdot 10^{-3}$ *м.*

Таким образом, для создания насадки из винипластовых сеток, эквивалентной по поверхности слою колец Рашига толщиной 400 *мм,* необходимо иметь слой толщиной 65 *мм,* что соответствует 43 сеткам (считая, что толщина сетки равна толщине материала, увеличенной на высоту гофр). Аэродинамическое сопротивление такого слоя при отсутствии орошения водой составляет $\Delta p = 6{,}0\, w^{1{,}45}$. Следовательно, при скорости воздуха в сечении камеры $w = 1{,}5$ *м/сек* сопротивление слоя равно 11 *мм вод. ст.,* т. е. практически не отличается от сопротивления слоя капроновых сеток. Поэтому на основе сеток из перфорированных и гофрированных пластин винипласта могут

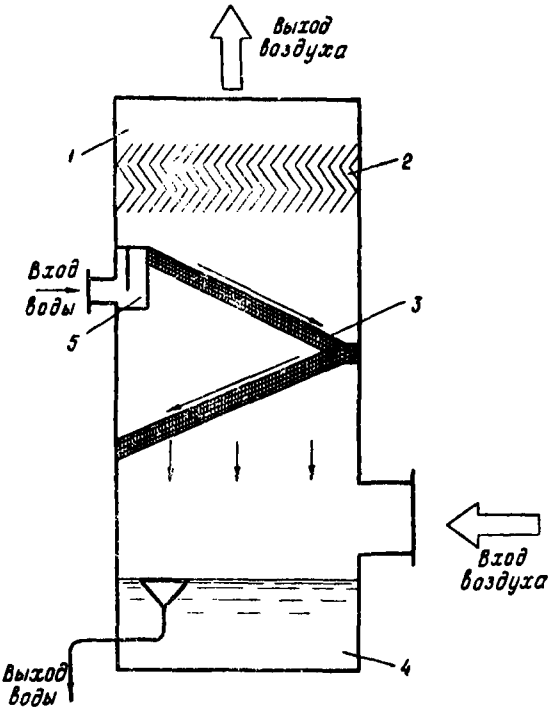


Рис. 4.37. Схема аппарата с наклонным расположением слоев сетчатой насадки и орошением через водораспределительный лоток:

1 – корпус; *2* – сепаратор; *3* – слой сетчатой насадки; *4* – поддон; *5* – водораспределительный лоток

быть созданы камеры такого же типа, как и на основе капроновых сеток. Конструктивные схемы, изображенные на рис. 4.34, 4.35, в полной мере относятся и к этому случаю. Кроме того, исследованиями В. В. Попенченко была установлена целесообразность применения другой конструктивной схемы аппарата, которая использует совершенно иной способ орошения и отличается наклонным расположением насадки (рис. 4.37). Орошение слоя насадки, составленного из винипластовых сеток, происходит не сверху (как в рассмотренных ранее схемах), а сбоку через водораспределительный лоток. Лоток расположен вдоль одной из сторон поперечного сечения аппарата, открыт сверху для свободного излива воды.

Из рис. 4.37 видно, что орошающая насадку вода попадает сначала на верхний слой (или пакет) сеток, а затем на нижний. Равномер-

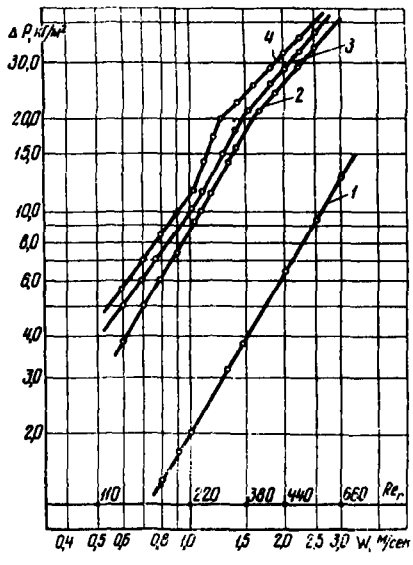


Рис. 4.38. Аэродинамическое сопротивление сухой и орошаемой насадки в зависимости от скорости воздуха:

1 – сухая насадка; *2* – плотность орошения $H = 3{,}6$ *м*; 3 – $H = 5{,}25$ *м*; 4 – $H = 8{,}7$ *м*

ное распределение воды, стекающей по верхнему слою насадки, достигается путем установки сеток под соответствующим углом наклона. Для скоростей воздушного потока в пределах 1–2,5 *м/сек* оптимальный угол наклона пакета сеток составляет 30° к горизонтальной плоскости. При таком угле наклона вся поверхность орошаемого слоя равномерно покрывается водой без заметного провала ее через отверстия. На нижний слой сеток вода поступает с нижнего края верхнего слоя таким же образом, как из лотка на верхний слой. Данная схема существенно отличается от ранее рассмотренной, в которой орошаемый слой расположен горизонтально, а вода поступала сверху из перфорированных труб, что создавало противоточный характер движения воды и воздуха. В схеме с боковым подводом воды и наклонным расположением насадки движение воды и воздуха представляет собой в большей степени перекрестный ток, хотя наблюдается и противоток из-за частичного провала воды сквозь перфорированные сетки. Естественно, что существенные изменения в характере совместного движения воды и воздуха сказались и на виде зависимостей аэродинамического сопротивления орошаемого слоя от скорости воздуха и плотности орошения. На рис. 4.38 изображен график аэродинамического сопротивления сухой и орошаемой насадки в зависимости от скорости воздуха. При небольших скоростях воздуха наблюдается, как и ранее, пленочный режим движения воды и воздуха, или режим смачивания. Он имеет место лишь при малых скоростях воздуха, когда последний свободно проходит через сечения отверстий, соприкасаясь с поверхностью пленки воды. Поскольку часть сечений отверстий занята водой, сопротивление орошаемого слоя при той же скорости воздуха выше, чем у сухой насадки. Однако из-за того что сухая насадка в большей

степени шероховата, линия $\Delta p = f(w)$ для смоченной насадки в логарифмической сетке координат несколько положе.

Режим смачивания наблюдается до некоторой величины скорости воздуха, при достижении которой возникает настолько сильное торможение стекающей воды, что она как бы подвисает на сетках. Это состояние носит название подвисания. Выражается оно в резком скачке аэродинамического сопротивления. При дальнейшем росте скорости воздушного потока величина кинетической энергии становится достаточной для преодоления состояния подвисания, и вместе с этим начинается следующий режим, называющийся барботажным. В барботажном режиме слой воды разрывается и через него проходят пузырьки воздуха. В отличие от схем с горизонтальной насадкой в данной схеме из-за наклонного расположения насадки барботируемый слой воды не накапливается. Поэтому линия, характеризующая аэродинамическое сопротивление насадки, в системе координат $w - \Delta p$ в логарифмическом масштабе располагается довольно полого. Это обстоятельство позволило сделать вывод о возможности использования камеры с наклонным расположением сеток при режиме барботажном, а не смачивания. Была получена зависимость, позволяющая рассчитывать аэродинамическое сопротивление слоя орошаемой насадки из винипластовых перфорированных сеток:

$$\Delta p = 0{,}8wH^{0{,}2}n\,, \qquad (4.124)$$

где n – количество сеток в слое.

Необходимо обратить внимание на сравнительно небольшое влияние, которое оказывает плотность орошения на величину аэродинамического сопротивления слоя насадки. Это происходит потому, что на наклонной насадке может накапливаться барботируемый слой воды более или менее постоянной толщины.

Заметим, что барботажный режим работы наклонной сетчатой насадки наблюдается в весьма широком интервале скоростей воздуха и плотностей орошения. Поэтому выбор целесообразной комбинации этих двух факторов следует производить исходя из недопустимости превышения определенного значения аэродинамического сопротивления насадки. В качестве предельной величины сопротивление может быть принято 25–30 *мм вод. ст.*

На рис. 4.39 показаны линии, объединяющие такие комбинации удельных расходов воды (коэффициентов орошения) и скоростей воздуха, при которых наблюдается предельное сопротивление при $n = 7$, 12 и 22 сетки.

Выбор оптимального количества сеток в орошаемом слое производится на основании оценки эффективности процессов тепло- и массообмена. Оказывается, что после увеличения количества сеток

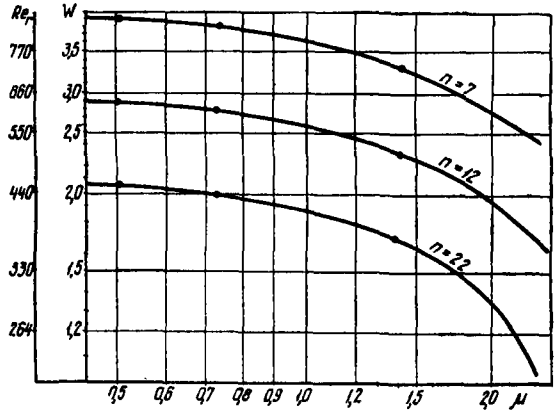


Рис. 4.39. Комбинации удельных расходов воды и скоростей воздуха, создающих предельные сопротивления аппарата с сетчатой насадкой, расположенной наклонно

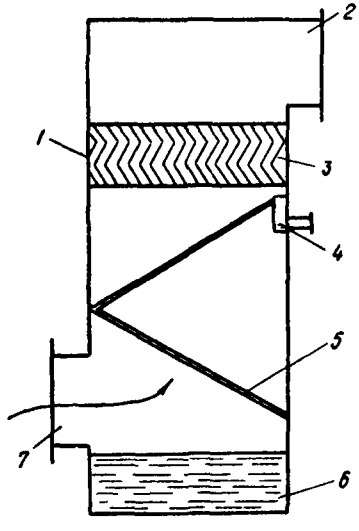


Рис. 4.40. Схема аппарата с одноярусным расположением насадки:

1 – корпус; *2* – патрубок для выхода обработанного воздуха; *3* – сепаратор; *4* – орошающий лоток; *5* – орошаемая насадка; *6* – поддон; *7* – патрубок для входа воздуха

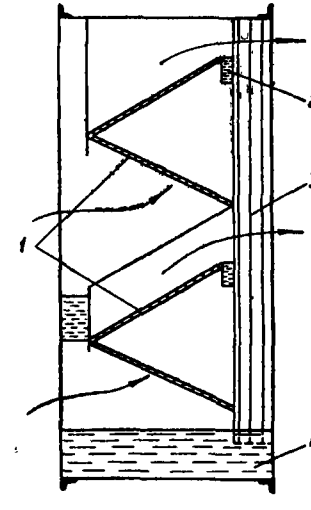


Рис. 4.41. Схема аппарата с двухъярусным расположением насадки:

1 – корпус; *2* – орошающий лоток; *3* – сепаратор; *4* – поддон

в слое сверх 20 рост поверхности тепло- и массообмена практически не происходит. Отсюда был сделан вывод о том, что оптимальное количество сеток в слое равно пяти. При такой толщине слоя насадки наблюдаются достаточно высокая эффективность по тепло- и массообмену и сравнительно небольшие энергозатраты на преодоление сопротивления слоя насадки.

На основе выполненных исследований предлагаются две схемы камеры с орошаемой насадкой, в которых используется наклонное расположение гофрированных винипластовых сеток: схема с одноярусным расположением насадки может быть рекомендована для камер, рассчитанных на производительность 5000 и 10 000 $м^3/час$ воздуха (рис. 4.40); схема с двухъярусным расположением сетчатой насадки – для камер производительностью 20 000 $м^3/час$ воздуха (рис. 4.41).

§ 4.12. Аппараты пенного типа

Как указывалось в § 4.2, устройство пенных аппаратов основано на образовании водовоздушной эмульсии путем пропуска под давлением через слой воды потока воздуха. При этом возникает весьма сложное турбулентное движение масс воды и воздуха с непрерывно обновляемой хорошо развитой поверхностью контакта, что способствует интенсификации процессов тепло- и массообмена.

В пенных аппаратах, широко используемых в химической промышленности, осуществляется взаимодействие различных газов и жидкостей.

В настоящее время находят применение три разновидности этих аппаратов: аппарат полочного типа, циклонно-пенный аппарат, предложенный С. А. Богатых, и ударно-пенный аппарат, разработанный в ВВИТКУ.

Пенный аппарат полочного типа

Пенные аппараты полочного типа могут быть однополочными (рис. 4.42) и многополочными (рис. 4.43). Они широко применяются в химической технологии и весьма детально исследованы [23].

Принцип работы однополочного пенного аппарата заключается в следующем. Поступающий снизу через отверстия в решетке воздушный поток встречает слой воды, которая подается на решетку через специальную водораспределительную коробку. Выходящие из отверстий решетки воздушные струи пронизывают слой воды, что ведет к образованию весьма подвижной водовоздушной эмульсии, или пены, в которой и происходят процессы взаимодействия возду-

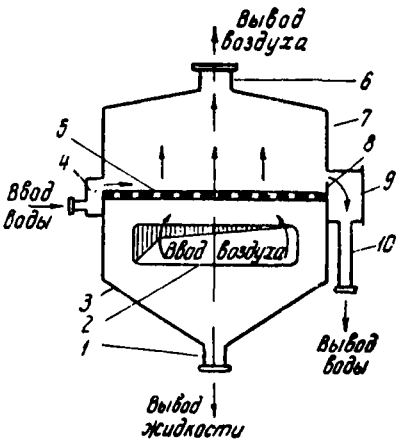


Рис. 4.42. Пенный аппарат полочного типа (однополочный):
1 – патрубок для удаления воды; *2* – воздухоподающий патрубок; *3* – поддон; *4* – водораспределительная коробка; *5* – решетка; *6* – патрубок для выхода обработанного воздуха; *7* – корпус аппарата; *8* – переливной порог; *9* – коробка для слива воды: *10* – патрубок для отвода воды

ха и воды. Воздух после выхода из слоя пены приобретает нужные параметры и направляется вверх.

Водовоздушная эмульсия (пена) удаляется с решетки через специально устраиваемый порог в сливное отверстие, расположенное на некоторой высоте от поверхности решетки. Высота расположения сливного отверстия и его размер устанавливаются и регулируются порогом и заслонкой, что позволяет поддерживать определенный уровень пены на решетке. Перелившаяся через порог пена разрушается в пенной камере, использованная вода поступает в отводную трубу. Часть воды (весьма малая при хорошо отрегулированном процессе) проваливается через отверстия в решетке в нижнюю часть пенного аппарата, откуда отводится в канализацию или идет на обработку (например, на охлаждение в холодильной машине).

Для выравнивания поступающего на решетку воздушного потока часто устанавливаются дополнительная решетка или направляющие лопатки.

Многополочный аппарат представляет собой колонну с несколькими расположенными одна под другой решетками. Воздух поступает снизу и проходит последовательно все решетки, начиная с самой нижней. Вода подается отдельно на каждую решетку или только на верхнюю с последующим перетеканием на остальные.

Основным рабочим элементом пенного аппарата полочного типа является решетка, отверстия в которой бывают прямоугольными, круглыми или треугольными.

От правильного выбора решетки зависит качество пены. При большом расстоянии между отверстиями и малой величине живого сечения решетки газ (воздух) может прорываться через слой жидкости (воды) отдельными струями без образования пены.

В случае большой величины живого сечения образуется малоподвижная крупноячеистая пена.

Хорошая пена получается при живом сечении решетки в пределах 10–8%. Скорость воздуха в отверстиях решетки должна быть не менее 9–10 *м/сек* и обычно не превышает 18–20 *м/сек*. Если скорость воздуха в отверстиях решетки снижается ниже указанных предельных значений, это приводит к существенному увеличению количества провалившейся через решетку воды, что снижает полноту ее использования. Превышение скорости воздуха ведет к возрастанию аэродинамического сопротивления аппарата.

Наряду со скоростью в отверстиях решетки важным фактором является скорость воздуха в полном сечении аппарата. От величины этой скорости зависит подвижность пены и ее структура. Пена начинает образовываться при скорости воздуха порядка 0,5 *м/сек*. С увеличением скорости растет подвижность пены, которая приобретает крупноячеистую структуру. При скорости воздуха в сечении аппарата порядка 3,5 *м/сек* начинается значительный брызгоунос, поэтому ее следует ограничивать величиной 3,0 *м/сек*. Высота пены в аппаратах полочного типа обычно колеблется в пределах 150–300 *мм*, при этом относительная влажность воздуха, покидающего аппарат, равна 90–95%.

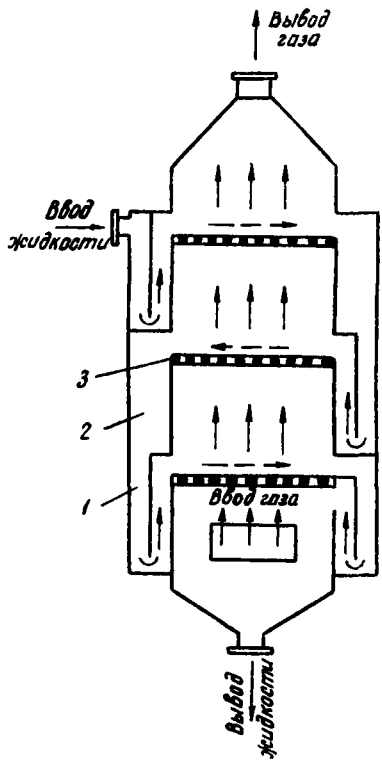


Рис. 4.43. Пенный аппарат полочного типа (многополочный):
1 – коробка для подачи воды на нижнюю решетку; *2* – коробка для слива воды со средней решетки; *3* – решетка

Циклонно-пенный аппарат

Принципиальная схема циклонно-пенного аппарата, предложенного С. А. Богатых, изображена на рис. 4.44. В этом аппарате образование

водовоздушной эмульсии или пены достигается путем подачи в реактивную камеру закрученного (вращающегося) потока воздуха, движущегося со скоростью до 20 *м/сек*. Вращающийся воздушный поток поднимает воду, некоторое количество которой постоянно находится в нижней части аппарата. Образовавшаяся водовоздушная эмульсия движется по стенке снизу вверх спиралеобразно. Высота слоя пены в циклонно-пенном аппарате достигает 600 *мм*.

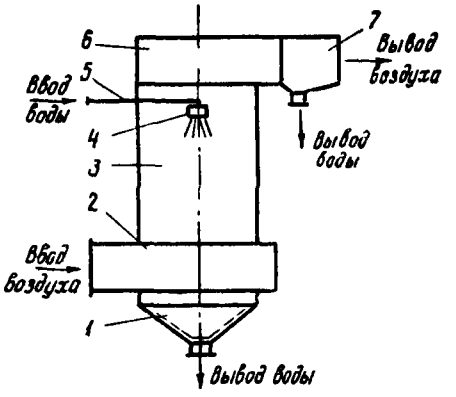


Рис. 4.44. Циклонно-пенный аппарат конструкции С. А. Богатых:

1 – поддон; *2* – улитка для закручивания воздушного потока; *3* – реактивная камера; *4* – форсуика для разбрызгивания воды; *5* – трубопровод для подачи воды; *6* – улитка для раскручивания воздушного потока; *7* – сепаратор

Закручивание воздушного потока перед поступлением в реактивную камеру происходит в специальном элементе аппарата, называемом улиткой.

Свежие порции воды с помощью форсунки подаются непосредственно в реактивную камеру, скорость воздуха в которой может достигать 5–6 *м/сек*.

В верхней части аппарата размещается вторая улитка – в ней происходит вращение водовоздушного потока в противоположном направлении (раскручивание), что способствует частичному отделению капель воды от воздуха. Окончательное отделение капель воды происходит в сепараторе.

Как видим, в циклонно-пенном аппарате наблюдается спиралеобразное движение водовоздушной эмульсии. Это вызывает циклонный эффект, благодаря которому капельки воды стремятся прижаться к стенкам. В центральной части аппарата возможен проскок необработанных масс воздуха, что является недостатком аппарата.

Ударно-пенный аппарат ВВИТКУ

Принципиальная схема ударно-пенного аппарата ВВИТКУ изображена на рис. 4.45. В этом аппарате воздушный поток с большой скоростью (15–25 *м/сек*) подается на поверхность воды. Происхо-

дит преобразование кинетической энергии в давление, при этом часть воды вытесняется, поднимается в реактивное пространство, перемещается с воздухом – таким образом образуется водовоздушная эмульсия. Подвижная водовоздушная эмульсия (пена) может заполнить весь объем реактивной камеры. Высота пены определяется величиной скорости воздуха на выходе из насадки и в сечении реактивной камеры. Подача свежей воды может происходить в нижнюю или верхнюю часть аппарата с помощью трубы без какого-либо разбрызгивания. Специальное переливное устройство позволяет поддерживать постоянный уровень в камере и производить отвод отработанной воды. Устройство имеет гидравлический затвор, препятствующий прохождению воздуха.

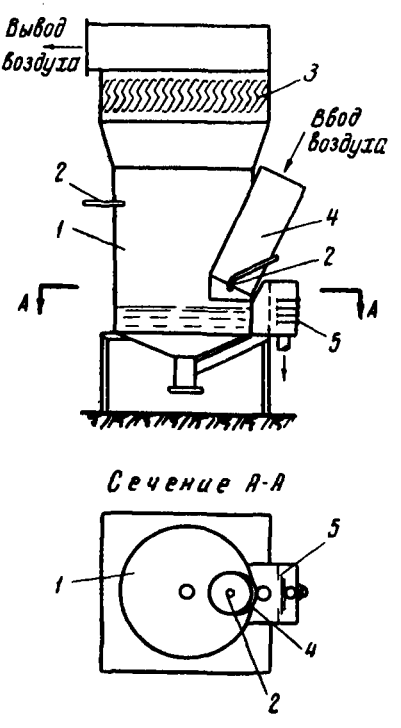


Рис. 4.45. Ударно-пенный аппарат конструкции ВВИТКУ:

1 – реактивная камера; *2* – труба для подачи воды; *3* – сепаратор; *4* – воздухоподающий патрубок; *5* – переливное устройство

Если необходимо осуществлять в камере адиабатный процесс обработки воздуха, поступление свежей и сброс отработанной воды не производится. В этом случае требуется лишь пополнение количества воды, потраченного на испарение.

Обработанный в ударно-пенном аппарате воздух освобождается от захваченных капель воды в сепараторе, расположенном сверху реактивного пространства.

Особенности процессов обработки воздуха в аппаратах пенного типа

Рассмотренные типы пенных аппаратов существенно отличаются друг от друга. Характер протекающих в них процессов взаимодействия воздуха и воды также различен. Однако всем пенным аппара-

там свойственны некоторые общие особенности процессов обработки воздуха водой.

Обычно в контактных аппаратах обрабатываемый воздух взаимодействует с водой, поступающей и уходящей из реактивного пространства, и поэтому величина коэффициента орошения μ является объективным показателем массы воды, приходящейся на единицу массы воздуха в процессе контакта.

В аппаратах пенного типа обрабатываемый воздух вступает в контакт не только с водой, которая непрерывно поступает в реактивное пространство, но и с водой, которая постоянно находится в этом пространстве (в полочных аппаратах – это вода в слое пены над решеткой). При поступлении свежей воды происходит лишь обновление части воды, составляющей водовоздушную эмульсию.

В циклонно-пенных аппаратах перед началом работы вода заливается в нижнюю часть аппарата. Затем она поднимается вращающимся воздушным потоком в реактивное пространство, куда поступает свежая вода. Следовательно, и здесь вращающаяся водовоздушная эмульсия состоит из смеси проточной воды и воды, постоянно находящейся в аппарате.

В ударно-пенном аппарате происходит аналогичная картина с той разницей, что воду, постоянно находящуюся в аппарате, поднимает не вращающийся воздушный поток, а поток, направленный вертикально вниз на поверхность покоящейся воды.

Таким образом, в пенных аппаратах в водовоздушной эмульсии содержится воды значительно больше того ее количества, которое оценивается коэффициентом орошения. Водовоздушная эмульсия образуется благодаря действию воздушного потока, поддерживающего воду во взвешенном состоянии и создающего соответствующую подвижность пены. Поскольку при этом масса воды, как мы видели, должна быть увеличена за счет воды, постоянно находящейся в аппарате, происходит соответствующее увеличение затрат энергии воздушного потока. Если в аппаратах других типов энергия воздушного потока расходуется лишь на создание скорости, необходимой для интенсификации конвективного теплообмена между воздухом и водой, то здесь энергия затрачивается на образование водовоздушной эмульсии, включающей большие, чем в других аппаратах, количества воды. Поэтому первой особенностью аппаратов пенного типа являются сравнительно большие затраты энергии на приведение в движение воды, что следует отнести к недостаткам этих аппаратов.

Вместе с тем в своеобразии взаимодействия воздуха и воды в пенных аппаратах заключаются и положительные свойства. То, что по-

ступающая в аппарат вода не покидает его сразу после контакта с потоком воздуха, а остается в нем и продолжает в смеси со свежей водой взаимодействовать с новыми частичками проходящего через аппарат воздуха, позволяет значительно полнее использовать воду (это особенно важно для процессов охлаждения воздуха, сопровождающихся осушкой). Кроме того, повышается качество процесса, что выражается в меньшем сдвиге на $I - d$ диаграмме данного процесса в сторону увлажнения. Последнее объясняется тем, что в пенных аппаратах благодаря большой массе воды, взаимодействующей с воздухом, величина поверхности второго вида значительно меньше, чем в остальных аппаратах. Это могут быть лишь те участки конструктивных деталей аппарата, на которые вода попадает нерегулярно (спорадически).

Наконец, то обстоятельство, что воздух, проходящий через аппарат, встречает воду, состоящую из смеси свежей (проточной) воды и воды, постоянно находящейся в аппарате (рециркуляционной), влияет на температурную обстановку процесса. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Учитывая своеобразие структуры массы воды, приходящейся на единицу массы воздуха или коэффициента орошения, можно говорить об общем коэффициенте орошения (μ_0), о коэффициенте орошения по проточной, непрерывно поступающей в аппарат воде ($\mu_н$) и о коэффициенте орошения по воде, постоянно находящейся в аппарате, или рециркуляционной ($\mu_р$). При этом

$$\mu_0 = \mu_н + \mu_р. \qquad (4.125)$$

Коэффициент орошения по проточной воде, непрерывно поступающей в аппарат, вычисляется по обычному соотношению

$$\mu_н = G_ж / G_г,$$

где $G_ж$, $G_г$ – количества воды и воздуха, проходящие через аппарат за единицу времени (чаще всего за 1 час).

Определяя общий коэффициент орошения, необходимо рассуждать так: каждая частичка воздуха в аппарате пребывает в контакте с водой τ *сек*. За это время в контакт с воздухом вступает суммарное количество воды: проточная $G_ж\tau$ и рециркуляционная G, постоянно находящаяся в аппарате. Общий коэффициент орошения равен

$$\mu_0 = \frac{G_ж\tau + G}{G_г\tau} = \mu_н + \frac{G}{G_г\tau}. \qquad (4.126)$$

Количество постоянно находящейся в аппарате воды может быть найдено из выражения

$$G = \gamma_{ж} F_{а} h_{п} \delta_{э}, \qquad (4.127)$$

где $F_{а}$ – площадь реактивного пространства аппарата;

$h_{п}$ – высота слоя эмульсии;

$\delta_{э}$ – относительное количество воды в эмульсии (обычно $\delta_{э} = 0{,}6$).

Время контакта воды и воздуха определяется из простого соотношения

$$\tau = \frac{S_{г}}{w_{г}}, \qquad (4.128)$$

где $S_{г}$ – длина пути движения воздуха через реактивное пространство;

$w_{г}$ – скорость движения воздуха в реактивном пространстве.

Скорость $w_{г}$ может быть представлена в виде

$$w_{г} = \frac{G_{г}}{\gamma_{г} F_{г}}, \qquad (4.129)$$

где $F_{г}$ – площадь сечения воздушного потока при прохождении его через реактивное пространство.

Следовательно, значение коэффициента орошения по рециркуляционной воде можно получить из выражения

$$\mu_{р} = \frac{\gamma_{ж} F_{а} h_{п} \delta_{э}}{\gamma_{г} S_{г} F_{г}}. \qquad (4.130)$$

Для пенных аппаратов различных типов определение входящих в эту формулу величин должно производиться различно. Однако обычно

$$S_{г} > h_{п}, \; F_{г} < F_{а}.$$

Если принять $\delta_{э} = 0{,}6$, $F_{г} h_{п} / F_{г} S_{s} = 1$, то окажется, что $\mu_{р} \approx 500$. По нашим данным, величина $\mu_{р}$ для различных случаев и разных типов аппаратов колеблется в пределах 300–1000, т. е. в сотни раз превышает обычные величины коэффициента орошения по проточной воде ($\mu_{н} = 1{,}0 \div 2{,}0$).

Это свойство пенных аппаратов определяет ряд особенностей происходящих в них процессов тепло- и массообмена. Поскольку воздух в каждый данный момент взаимодействует со смесью, состоящей в основном из рециркуляционной воды, то температура воды в течение процесса практически остается постоянной. Это можно показать следующим образом. Если обозначить: через $\Delta t_{ж}$ – разность

между температурой воды, покидающей аппарат ($t_{жк}$), и температурой воды, поступающей в него ($t_{жн}$), а через $\Delta t_{жо}$ – разность между конечной температурой воды, покидающей аппарат ($t_{жк}$), и температурой воды, находящейся в аппарате ($t_{жо}$) и состоящей из смеси проточной и рециркуляционной воды, то можно написать соотношения:

$$\Delta t_{ж} = t_{жк} - t_{жн}; \tag{4.131}$$

$$\mu_{р} = \frac{\gamma_{ж} F_{а} h_{п} \delta_{э}}{\gamma_{г} S_{г} F_{г}}. \tag{4.132}$$

Так как $\mu_{р} \approx 300\mu_{н} \div 1000\mu_{н}$, то $\Delta t_{жо} \approx 0{,}001\,\Delta t_{ж} \div 0{,}003\Delta t_{ж}$, а так как обычно $\Delta t_{ж} = 3 \div 5\,^{\circ}C$, то $\Delta t_{жо} < 0{,}01^{\circ}$, т. е. $t_{жк} \approx t_{жо}$. Это означает, что температура воды, находящейся в аппаратах, практически равна конечной температуре воды, покидающей аппарат. Этот очень важный вывод позволяет обоснованно подойти к выбору расчетной разности температур и энтальпий для процессов обработки воздуха в пенных аппаратах.

Как мы видели, совместное решение уравнений явного теплообмена между воздухом и водой и теплового баланса для любого аппарата контактного типа дает зависимость

$$-\int_{1}^{2} \frac{dt}{t - t_{ж}} = \frac{\alpha F}{G_{г} c'_{р}}. \tag{4.133}$$

Заменив для всего процесса переменную величину разности $t - t_{ж}$ ее средним значением $\Delta t_{р}$, принимаемым из предположения существования вполне определенного характера движения воды и воздуха (параллельного тока или противотока), получим расчетную зависимость

$$\frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{р}} = \frac{\alpha F}{G_{г} c'_{р}}. \tag{4.134}$$

В этом выражении величина $\Delta t_{р}$ для таких аппаратов, как форсуночная камера, является не совсем точной из-за сложного и неопределенного характера движения воды и воздуха.

Для пенных аппаратов значение расчетной разности можно определить вполне точно, так как интегрирование выражения (4.133) с учетом сделанного вывода в отношении температуры воды в аппарате становится элементарно простым. В самом деле, поскольку температура воды за время процесса остается постоянной и равной $t_{жк}$, то

$$\ln \frac{t_1 - t_{жк}}{t_2 - t_{жк}} = \frac{\alpha F}{G_{г} c'_{р}}. \tag{4.135}$$

Из сопоставления (4.134) и (4.135) получим выражение расчетной разности температур воды и воздуха для пенных аппаратов, используемых в установках кондиционирования воздуха:

$$\Delta t_{\text{р}} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \dfrac{t_1 - t_{\text{жк}}}{t_2 - t_{\text{жк}}}}. \qquad (4.136)^1$$

Данным выражением нельзя пользоваться во всех случаях. При расчете некоторых процессов химической технологии, например, из-за больших абсолютных значений разности температур следует применять более точное выражение, полученное М. Е. Позиным [23].

Аналогично может быть получена зависимость для расчетной разности энтальпий:

$$\Delta I_{\text{р}} = \frac{I_1 - I_2}{\ln \dfrac{I_1 - I_{\text{жк}}}{I_2 - I_{\text{жк}}}}. \qquad (4.137)$$

Выражения для чисел единиц переноса явного $NTU_{\text{я}}$ и полного NTU тепла приобретают вид

$$NTU_{\text{я}} = \ln \frac{t_1 - t_{\text{жк}}}{t_2 - t_{\text{жк}}}; \qquad (4.138)$$

$$NTU = \ln \frac{I_1 - I_{\text{жк}}}{I_2 - I_{\text{жк}}}. \qquad (4.139)$$

§ 4.13. Технико-экономические показатели и сравнительная оценка аппаратов контактного типа для кондиционирования воздуха

Методы получения технико-экономических показателей и способы сравнения различных аппаратов контактного типа в настоящее время разработаны недостаточно.

Важнейшими технико-экономическими характеристиками аппаратов для кондиционирования воздуха являются:

[1] Эта зависимость приводилась без вывода в начале главы — см. формулу (4.45).

- габариты аппарата и потребность в площади и объеме помещения, необходимых для размещения аппарата;
- энергозатраты для перемещения воздуха через аппарат и для подачи воды к аппарату;
- вес аппарата и затраты металла;
- потребный расход воды для осуществления расчетного процесса обработки воздуха.

Габариты аппарата зависят, главным образом, от степени напряженности его рабочего пространства. Под напряженностью рабочего пространства следует понимать количества тепла и массы, переносимые от воздуха к воде за единицу времени и приходящиеся на единицу объема рабочего пространства.

Напряженность рабочего пространства аппарата удобнее всего оценивать с помощью объемных коэффициентов тепло- и массообмена. В качестве таких коэффициентов вводятся два: коэффициент явного теплообмена $K^{\text{р}}_{V,t}$, учитывающий изменения температуры воздуха и воды, и коэффициент полного теплообмена $K^{\text{р}}_{V,I}$, включающий кроме явного тепла и то, которое переносится вместе с водяным паром. Поэтому этот коэффициент характеризует также и массообмен. Соответствующие выражения имеют вид:

$$K^{\text{р}}_{V,t} = \frac{Q_{\text{я}}}{\Delta t_{\text{р}} V_{\text{р}}} \; ккал/м^3 \cdot час \cdot град; \qquad (4.140)$$

$$K^{\text{р}}_{V,I} = \frac{Q}{\Delta I_{\text{р}} V_{\text{р}}} \; кГ/м^3 \cdot час. \qquad (4.141)$$

Численные значения объемных коэффициентов теплообмена зависят не только от теплотехнических свойств аппарата, но и от характеристики совершаемого в нем процесса обработки воздуха. Поэтому определение данных коэффициентов для различных аппаратов следует производить из условий протекания какого-то одного наиболее характерного (эталонного) процесса.

Преобразуем выражения для объемных коэффициентов, приняв во внимание, что $Q_{\text{я}} = \alpha \Delta t_{\text{р}} F$, $Q = \sigma \Delta I_{\text{р}} F$ (где F – истинная поверхность теплообмена), а $V_{\text{р}} = l_{\text{р}} F_{\text{р}} = l_{\text{р}} \dfrac{G_{\text{г}}}{3600 \gamma_{\text{г}} w_{\text{г}}}$ (где $l_{\text{р}}$ – длина рабочего пространства аппарата; $F_{\text{р}}$ – площадь поперечного сечения аппарата; $w_{\text{г}}$ – скорость воздуха, отнесенная к площади поперечного сечения):

$$K_{V,t}^{\text{р}} = \frac{\alpha F}{V_{\text{р}}} = \frac{\alpha F \cdot 3600 \gamma_{\text{г}} w_{\text{г}}}{l_{\text{р}} G_{\text{г}}}. \qquad (4.142)$$

Так как $NTU_{\text{я}}$ $NTU_{\text{я}} = \frac{\alpha F}{G_{\text{г}} c'_{\text{р}}}$, то

$$K_{V,t}^{\text{р}} = \frac{NTU_{\text{я}} \gamma_{\text{г}} w_{\text{г}} \cdot 3600 c'_{\text{р}}}{l_{\text{р}}}. \qquad (4.143)$$

Аналогичным образом может быть получено выражение для объемного коэффициента полного теплообмена:

$$K_{V,I}^{\text{р}} = \frac{NTU \gamma_{\text{г}} w_{\text{г}} \cdot 3600}{l_{\text{р}}}. \qquad (4.144)$$

Очевидно, что если известна удельная поверхность $f_{\text{уд}} = F/V_{\text{р}}$, как, например, для камер со слоем орошаемой насадки, то объемные коэффициенты определяются по формулам:

$$K_{V,t}^{\text{р}} = \alpha f_{\text{уд}}; \qquad (4.145)$$

$$K_{V,I}^{\text{р}} = \sigma f_{\text{уд}}. \qquad (4.146)$$

Если вместо объема рабочего пространства аппарата V_p ввести объем всего аппарата V, объемные коэффициенты теплообмена можно получить в ином виде:

$$K_{V,t} = \frac{Q_{\text{я}}}{\Delta t_{\text{р}} V}; \qquad (4.147)$$

$$K_{V,I} = \frac{Q}{\Delta I_{\text{р}} V}. \qquad (4.148)$$

По величине объемных коэффициентов $K_{V,t}^{\text{р}}$ и $K_{V,I}^{\text{р}}$, можно судить о совершенстве принципов, положенных в основу создания контакта между воздухом и водой. Коэффициенты $K_{V,t}$ и $K_{V,I}$ характеризуют совершенство конструктивного решения аппарата и позволяют непосредственно оценивать его габариты.

Энергетические показатели должны характеризовать энергетическое совершенство аппарата, т. е. представлять собой относительные затраты энергии. Обычно в качестве энергетического показателя для теплообменных аппаратов используется энергетический коэффициент, являющийся отношением тепловой энергии, переданной в аппарате от одной среды к другой, к энергии, затраченной на осуществление процесса теплообмена.

Широко применяется энергетический коэффициент вида

$$E_0 = \frac{K}{N_0}, \tag{4.149}$$

где K – коэффициент теплопередачи аппарата;

N_0 – энергия, затраченная в течение часа на перемещение обменивающихся теплом сред, отнесенная к 1 $м^2$ поверхности теплообмена.

K и N_0 должны быть выражены в одних единицах. Если теплопередача выражается в *ккал*, а затраты энергии на движение в *кГм*, то N_0 необходимо умножить на 1/427 *ккал/кГм*.

Энергетический коэффициент E_0 для оценки большинства контактных аппаратов использован быть не может из-за невозможности определить истинные размеры поверхности теплообмена. Поэтому для оценки энергетического совершенства аппаратов контактного типа следует применять энергетический коэффициент иного вида:

$$E = \frac{Q}{N_г + N_ж}, \tag{4.150}$$

где $N_г$ – энергия, затрачиваемая в течение одного часа на перемещение воздуха;

$N_ж$ – энергия, затрачиваемая в течение часа на подачу необходимого количества воды.

Энергия, затрачиваемая в течение часа (в *кГм*) на перемещение воздуха, может быть найдена по формуле

$$N_г = \frac{G_г}{\gamma_г} \Delta p, \tag{4.151}$$

где $G_г$ – расход воздуха, *кГ/час;*

Δp – аэродинамическое сопротивление аппарата, *кГ/м*^{2}.

Если известно давление $P_ж$ (в *ати* или *кГ/см*^{2}), с которым необходимо подавать воду в рабочее пространство аппарата, то величина затрачиваемой энергии определится следующим образом:

$$N_ж = G_ж \cdot 10 P_ж, \tag{4.152}$$

где $G_ж$ – расход воды, *кГ/час*.

Выражение (4.152) можно представить иначе, введя удельный расход воды, или коэффициент орошения μ:

$$N_{ж} = \mu G_{г} \cdot 10 P_{ж}. \qquad (4.153)$$

Подставив в зависимость (4.150) величину $Q = G_{г}(I_1 - I_2)$ и значения для $N_{г}$ и $N_{ж}$, найдем

$$E = \frac{(I_1 - I_2) \cdot 427}{\frac{\Delta p_{г}}{\gamma_{г}} + 10 P_{ж} \mu}. \qquad (4.154)$$

Вес и затраты металла для контактных аппаратов не относятся к числу важнейших технико-экономических показателей. Затраты металла для изготовления аппаратов контактного типа малы, а весовые характеристики различных контактных аппаратов примерно одинаковы.

Расход воды, необходимый для обеспечения заданного процесса, является весьма важным технико-экономическим показателем. При выявлении этого показателя необходимо иметь в виду, что в любом аппарате контактного типа возможно несколько решений, отличающихся различными расходами и температурой воды.

Сопоставляя аппараты, следует принимать одинаковую для всех аппаратов начальную температуру воды. Эта температура при использовании артезианского водоисточника зависит от природных условий. В случае применения холодильных установок ее значение определяется характеристиками последних.

Выбирая в качестве эталона процесс обработки воздуха, например процесс охлаждения и осушки, можно определить необходимую конечную температуру воды, обеспечивающую протекание заданного процесса. Зная начальную и конечную температуру воды, можно найти потребный расход ее для любого аппарата:

$$\mu = \frac{(I_1 - I_2)}{c_{ж}(t_{жк} - t_{жн})}. \qquad (4.155)$$

Приведем для различных аппаратов контактного типа технико-экономические показатели, выявленные в предположении осуществления одного и того же процесса охлаждения и осушки воздуха:

- типовая форсуночная камера (gw = 3,0 *кГ/м²·сек*, P = 1,5 *ати*, d_c = 5 *мм*): $K^{р}_{V,I}$ = 13 500; $K_{V,I}$ = 6750; E = 47,7; μ=1,72;
- камера с орошаемой сетчатой насадкой из плоских нитей (γw = 2,1 *кГ/м²·сек*): $K^{р}_{V,I}$ = 184 000; $K_{V,I}$ = 18 400; E = 36,2; μ = 1,16;

– ударно-пенный аппарат (γw = 5,0 *кГ/м²·сек*): $K^{р}_{V,I}$ = 83 700; $K_{V,I}$ = 67 000; E =10,9; μ = 1,13.

§ 4.14. Поверхностные теплообменные аппараты для обработки воздуха

Поверхностными теплообменными аппаратами, или поверхностными теплообменниками, называются такие устройства, в которых изменение температурно-влажностного состояния воздуха достигается в результате омывания воздушным потоком твердой (обычно металлической) поверхности, имеющей температуру, отличающуюся от температуры воздуха. При температурах поверхности выше, чем температура воздуха, происходит его нагревание – теплообменные аппараты в этом случае называются калориферами.

Поверхностные теплообменные аппараты находят весьма широкое применение в различных отраслях промышленности и используются для решения широкого круга задач по нагреванию и охлаждению воздуха и газов.

В настоящее время (по данным В. Е. Минина) в СССР выпускается более 200 различных марок поверхностных теплообменников для обработки воздуха, из них более 100 применяются в установках вентиляции и кондиционирования воздуха промышленных, общественных и жилых зданий.

Подробно калориферы рассматриваются в курсе «Отопление и теплоснабжение».

Секции подогрева центральных кондиционеров являются по существу многоходовыми калориферами, но отличаются от них наличием обводного канала.

В дальнейшем будем рассматривать главным образом поверхностные теплообменные аппараты, предназначенные для охлаждения воздуха, или поверхностные воздухоохладители. В поверхностных теплообменниках, в отличие от контактных, непосредственное соприкосновение между воздухом и охлаждающей средой исключено. Холодоноситель обычно циркулирует внутри трубок, омываемых снаружи обрабатываемым воздухом.

Охлаждающей средой в поверхностных воздухоохладителях может быть холодная вода, раствор какой-либо соли (рассол) или испаряющийся холодильный агент. В последнем случае теплообменник является одновременно и испарителем холодильной машины и называется воздухоохладителем непосредственного испарения.

По типу наружной поверхности, которая соприкасается с воздухом, поверхностные теплообменники подразделяются на гладкотрубные и ребристые.

Гладкотрубные поверхностные теплообменники в установках кондиционирования воздуха сейчас почти не применяются, так как имеют малоразвитую поверхность контакта, что приводит к увеличению габаритов. Возможности сокращения габаритных показателей гладкотрубных воздухоохладителей весьма ограничены из-за относительно низких пределов повышения объемного коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности. В связи с этим приходится развивать поверхность теплоотдачи, что при гладких трубках возможно только в результате увеличения их длины и числа, а также в результате изменения диаметра.

В ребристых поверхностных теплообменниках развитие поверхности достигается путем устройства ребер, что позволяет существенно сблизить возможности по теплообмену внутренней поверхности трубок, имеющих небольшую площадь, омываемую холодном водой, фреоном или рассолом, при большом значении коэффициента теплоотдачи, и развитой наружной ребристой поверхности, омываемой воздухом, при значительно меньших значениях коэффициента теплоотдачи.

Схема устройства ребристого поверхностного теплообменного аппарата показана на рис. 4.46.

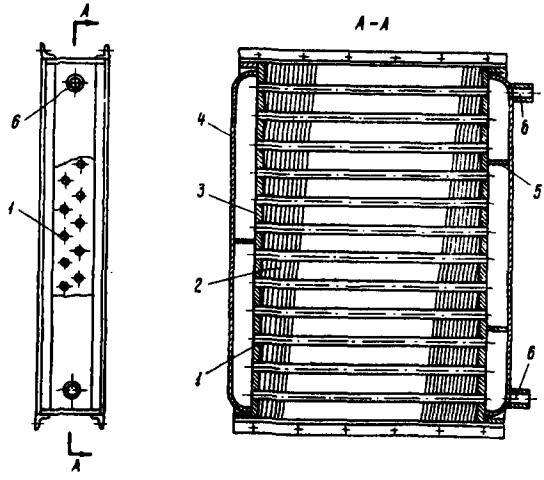


Рис. 4.46. Схема ребристого поверхностного теплообменного аппарата:

1 – трубки теплообменника; *2* – ребра; *3* – трубная доска; *4* – крышка; *5* – поперечные перегородки; *6* – патрубок для подачи и отвода холодоносителя

Рассмотрим более подробно основную часть поверхностного теплообменника, а именно тот его элемент, в котором происходит передача тепла от воздуха к холодоносителю (в воздухоохладителе) или от теплоносителя к воздуху (в калорифере). Этот элемент представляет собой пучок оребренных трубок. Материалом для их изготовления служат сталь, алюминий, латунь, медь, мельхиор.

В зависимости от использованного способа оребрения все многообразие применяющихся ребристых трубок можно свести к трем большим группам:

- поперечно-ребристым;
- спирально-ребристым;
- проволочно-спиральным.

Схематическое изображение всех трех типов ребристых трубок показано на рис. 4.47, а более полная классификация ребристых поверхностей современных теплообменников приведена в табл. 4.5.

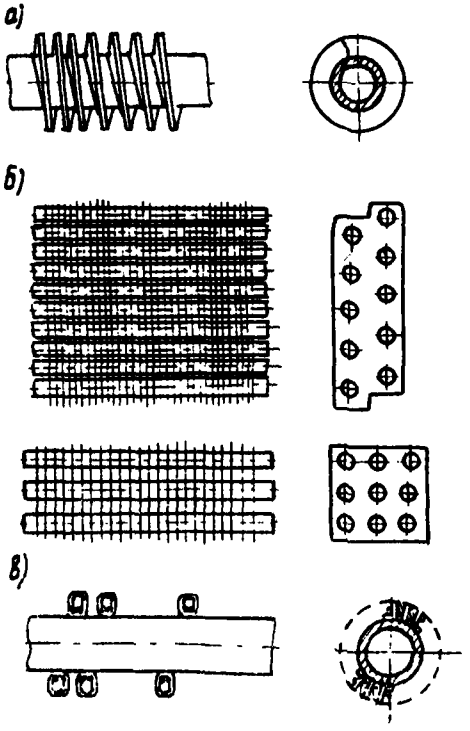


Рис. 4.47. Типы ребристых трубок современных поверхностных теплообменников:

а – спирально-ребристые; *б* – поперечно-ребристые; *в* – проволочно-спиральные

Таблица 4.5

Классификация ребристых поверхностей современных поверхностных теплообменников

Оребрение трубок	Технологическая характеристика исполнения оребрения	Материал		Типы теплообменников
		трубки	оребрения	
Поперечно-ребристое	Ребра насадные, общие для нескольких трубок	Мельхиор	Медь	ВОМ, УВО
		Сталь	Сталь	Калориферы: КФС, КФБ, КМС, КМБ, СТД, КЗВП, КЧВП
Спирально-ребристое	Накатные	Латунь Алюминий	Алюминий	ВУП
	Навивные	Сталь	Сталь	Секции подогрева типа Кд; калориферы: КФБО, КФСО
	С точеной припаянной спиралью	Мельхиор	Медь	ОВП, ОНВ, ОВ, ОВВ
Проволочно-спиральное	Навивные с припаянной проволочной спиралью	Латунь	Медь	ВИП, Кд 28 – Кд 35
		Латунь “ Сталь	Медь Сталь “	Воздухоохладители Троицкого электромеханического завода

Самым старым и весьма распространенным типом ребристых трубок являются поперечно-ребристые. К этой группе относятся все поверхности пластинчатых калориферов и многих видов воздухоохладителей.

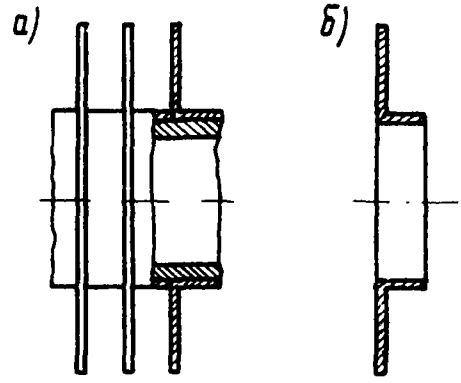


Рис. 4.48. Оребрение пластинами, имеющими воротник:
а – пластины насажены на трубу;
б – пластина с воротником

Поперечно-ребристые поверхности могут образовываться при помощи круглых, квадратных и прямоугольных ребер. В большинстве современных теплообменников, предназначенных для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, теплообменная поверхность образуется из круглых трубок, на которые насаживаются пластины, являющиеся общими для нескольких (4–8, иногда 10) трубок. В некоторых конструкциях (например, в пластинчатых калориферах) края отверстий в пластинках отбортовываются и получается так называемый воротник (рис. 4.48), который позволяет устанавливать определенное расстояние между пластинками (ребрами). Очень важно обеспечить весьма плотный контакт между ребрами (пластинками) и трубками. Наличие хотя бы ничтожного зазора недопустимо. Поэтому либо оцинковывают пакеты труб с насаженными пластинами, либо производят лужение ребер (пластин) и трубок.

Другой способ обеспечения надлежащей плотности насадки заключается в следующем: после насаживания пластин на трубки, внутри последних протаскивается конус, после чего они несколько раздаются, что и обеспечивает хороший контакт (рис. 4.49). Нужное расстояние между пластинами при этом способе создается с помощью закладываемых между ними на время протаскивания конуса специальных прокладок.

На рис. 4.50 показано распределение температур в трубке и ребре при хорошем и плохом контакте.

Спирально-ребристые поверхиости могут получаться либо путем навивания на трубку ленты в горячем состоянии (рис. 4.51), либо путем специальной накатки трубки, в результате чего ребра

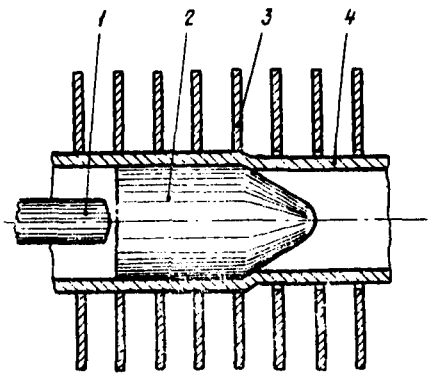


Рис. 4.49. Способ обеспечения плотного контакта между ребрами и трубкой с помощью конуса:

1 – шток пневматического устройства, проталкивающий конус;
2 – конус; *3* – ребра; *4* – трубка

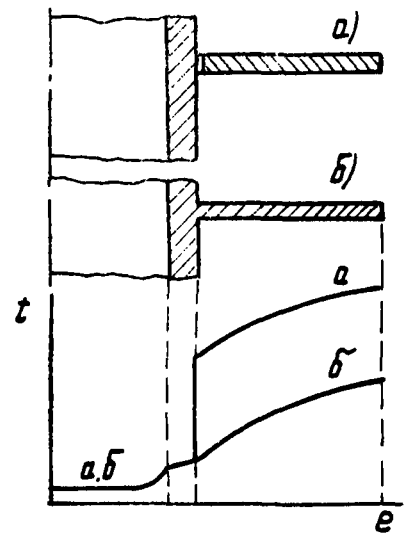


Рис. 4.50. Распределение температуры при хорошем и плохом контакте трубки и ребра:

а – при плохом контакте;
б – при хорошем контакте

вытягиваются из материала трубки и составляют с ней единое целое. Последний способ создания ребристой поверхности наиболее совершенный.

Разновидностью такого типа спирально-ребристой поверхности являются так называемые биметаллические трубные пучки. У них внутренняя часть трубки может делаться из мельхиора или специальной латуни, а наружная (из которой вытягиваются ребра) – из меди или алюминия.

Проволочно-спиральное оребрение получило широкое распространение в теплообменных аппаратах, используемых в электротехнической промышленности. Такое оребрение создается навиванием и последующим припаиванием проволочной спирали на трубку. Теплообменники с поверхностью на основе проволочно-спирального оребрения отличаются высокими коэффициентами теплопередачи, но требуют в большинстве случаев для своего изготовления дорогостоящих металлов и имеют большое аэродинамическое сопротивление. Кроме того, засоряются в процессе эксплуатации и мало пригодны при выделении из воздуха конденсата.

В настоящее время трубки с проволочно-спиральным оребрением для теплообменников систем кондиционирования воздуха применяются редко. Они установлены в воздухоохладителях типов Кд 28 – Кд 35.

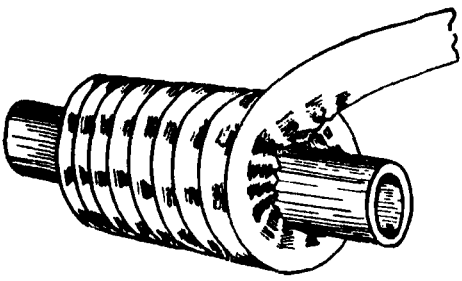


Рис. 4.51. Навивание ленты на трубку

С целью уменьшения аэродинамического сопротивления предлагаются трубки плоского и каплеобразного сечения с прямоугольными поперечными ребрами (рис. 4.52).

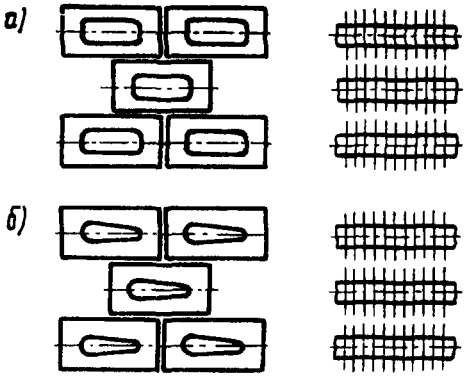


Рис. 4.52. Теплообменные поверхности с трубками некруглого сечения:

а – плоские трубки; *б* – трубки каплеобразного сечения

Очень важно правильно выбрать расстояние между ребрами. Оно должно быть во всяком случае больше суммарной толщины пограничных слоев воздушного потока, омывающего два соседних ребра. Учитывая возможность выпадения конденсата из воздуха и засорения пространства между ребрами, не следует рекомендовать делать это расстояние меньше 3–5 *мм*.

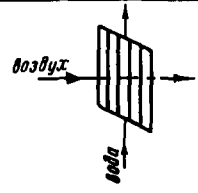
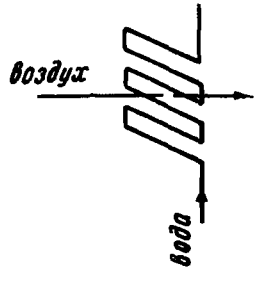
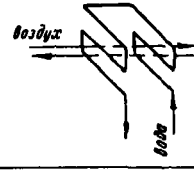
Оптимальная толщина ребра, как это доказывается в теории теплопередачи, должна быть переменной – у основания толще, чем по краям. Такую форму ребра удается получить при изготовлении ребристых трубок накатным способом, когда ребра образуются из металла трубки. В остальных конструкциях ребра делаются плоскими толщиной от 0,2 до 0,5 *мм*.

В результате исследований, выполненных В. Е. Мининым, установлено, что наиболее совершенную ребристую поверхность имеют трубки небольшого диаметра с накатным спиральным оребрением, а также воздухоохладители, у которых пластинчатые ребра толщиной 0,2 *мм* являются общими для нескольких трубок.

Как видно из рис. 4.51, при навивании металлической ленты на трубку образуются гофры, которые создают некоторую дополнительную турбулизацию воздушного потока, что должно благотворно сказываться на теплоотдаче от воздуха к ребристой поверхности. Но

Таблица 4.6

Принципиальные схемы движения воздуха и воды в поверхностных теплообменниках

Наименование схемы		Вид схемы	Типы теплообменников
Перекрестная	Одноходовой теплообменник		Калориферы: КФС, КФБ, КФСО, КФБО, СТДВ
	Многоходовой теплообменник		Калориферы: КМС, КМБ, СТД3010В; секции подогрева КД; тепло-обменники ОВ; воздухоохладители; ВУП 16×6×2500-2, ВУП 22×6×2500-2
Перекрестно-противоточная (прямоточная)			Теплообменники ОВП
Последовательная перекрестно-противоточная (прямоточная)			Воздухоохладители ВУП (кроме 2-ходовых)

Примечание. Во всех многоходовых теплообменниках показано принципиальное расположение ходов по воде. Их точное количество в различных аппаратах не одинаково.

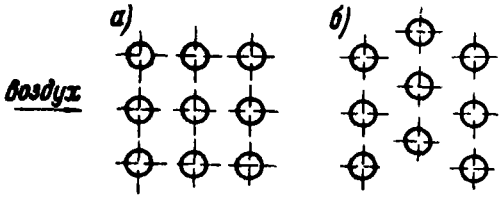


Рис. 4.53. Расположение трубок в пучке теплообменной поверхности:
а – коридорное; *б* – шахматное

гофры увеличивают аэродинамическое сопротивление проходу воздуха через воздухоохладитель, кроме того, по данным Е. Е. Карписа, несколько ухудшают условия омывания воздухом оснований ребер, что должно ухудшать теплопередачу. Поэтому делать специально гофрированные ребра нецелесообразно.

Трубки в ребристом воздухоохладителе, так же как и в гладкотрубном, могут иметь коридорное и шахматное расположение (рис. 4.53) по отношению к потоку воздуха.

Поверхностные теплообменники можно подразделять не только по типу их оребрения, но и по принятой схеме взаимного движения холодоносителя и воздуха (табл. 4.6). Лучшей для условий кондиционирования воздуха следует считать перекрестно-противоточную схему с шахматным размещением трубок. По отношению к движущемуся холодоносителю соединение трубок производится различно. Может быть принято параллельное через все трубки движение холодоносителя, тогда распределение последнего происходит через распределительные коробки, у которых нет внутренних перегородок. Чаще холодоноситель проходит последовательно через несколько пучков трубок (делая несколько ходов). В этом случае распределительные коробки имеют перегородки (рис. 4.46), иногда вместо перегородок применяются соединительные калачи.

На основе поверхностных воздухоохладителей в настоящее время создаются различные типы местных кондиционеров, которые могут быть в большей или меньшей степени автономными. Кроме поверхностного воздухоохладителя в состав местного кондиционера входят: калорифер, вентилятор с электродвигателем, фильтр для очистки воздуха и контрольно-измерительная аппаратура. В состав кондиционера может входить и холодильная (обычно фреоновая) установка. В этом случае приходится иметь дело с воздухоохладителем непосредственного испарения.

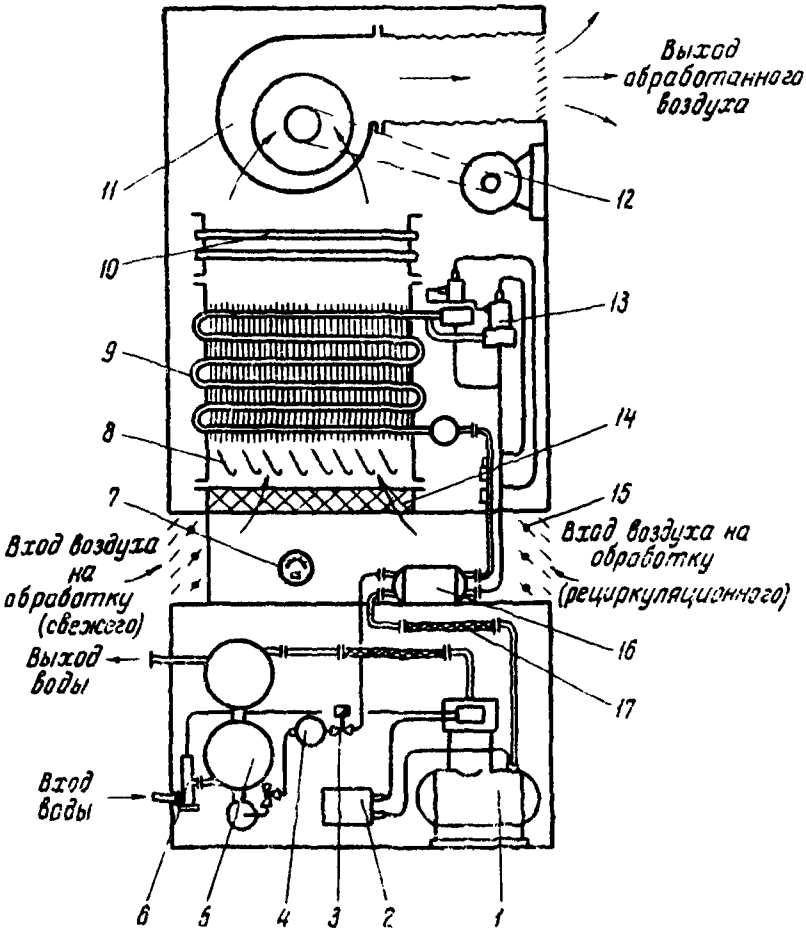


Рис. 4.54. Схема устройства местного автономного кондиционера ІКС-12:

1 – компрессор; *2* – реле давления; *3* – соленоидный вентиль; *4* – фильтр фреоновый; *5* – конденсатор кожухотрубный; *6* – водорегулирующий вентиль; *7* – регулятор температуры; *8* – влагосборник; *9* – воздухоохладитель; *10* – электрокалорифер; *11* – вентилятор; *12* – электродвигатель; *13* – терморегулирующий вентиль; *14* – фильтр воздушный; *15* – жалюзи; *16* – теплообменник; *17* – вибропоглощающая вставка

На рис. 4.54 представлена принципиальная схема местного кондиционера типа ІКС-12 с номинальной производительностью по холоду 12 000 *ккал/час* и по воздуху 2400 $м^3$*/час*.

§ 4.15. Процессы обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях

В поверхностных воздухоохладителях могут происходить два типа процессов охлаждения воздуха:

- без изменения влагосодержания, или процесс сухого охлаждения;
- с изменением влагосодержания, или процесс мокрого охлаждения, являющийся процессом охлаждения и осушки.

Для осуществления сухого охлаждения температура поверхности, омываемой воздухом, должна быть не ниже температуры точки росы воздуха. Если температура твердой поверхности ниже температуры точки росы воздуха, наблюдается конденсация влаги из воздуха, который в результате этого не только охлаждается, но и осушается.

Твердая поверхность воздухоохладителя характеризуется температурой $\vartheta_н$ и площадью F. Рассмотрим процесс сухого охлаждения воздуха, происходящий в результате теплообмена конвекцией между движущимся через воздухоохладитель воздухом и поверхностью воздухоохладителя. Примем температуру поверхности постоянной, что может наблюдаться, например, в гладкотрубных теплообменниках непосредственного испарения, где она определяется температурой кипения холодильного агента. В этом легко убедиться, если рассмотреть весь процесс теплопередачи от воздуха к холодоносителю. Тепловой поток от воздуха, имеющего температуру t, к наружной поверхности с температурой $\vartheta_н$ можно представить в виде

$$q = \frac{t - \vartheta_н}{R_н}, \qquad (4.156)$$

где $R_н$ – сопротивление теплоотдаче от воздуха к наружной поверхности.

Тот же тепловой поток можно выразить иначе, если рассмотреть процесс передачи тепла от наружной поверхности через металлическую стенку к внутренней поверхности трубок, а от нее к кипящему холодильному агенту с температурой $t_ж$:

$$q = \frac{\vartheta_н - t_ж}{R_т + R_в}, \qquad (4.157)$$

где $R_т$ – термическое сопротивление металлической стенки;

$R_в$ – сопротивление теплоотдаче от внутренней поверхности трубок к холодильному агенту.

Температура наружной поверхности воздухоохладителя определяется из уравнений (4.156) и (4.157):

$$\vartheta_н = \frac{t + \dfrac{R_н}{R_т + R_в} t_ж}{1 + \dfrac{R_н}{R_т + R_в}}. \qquad (4.158)$$

Выражение (4.158) можно представить и так:

$$\vartheta_н = \frac{t_ж + \dfrac{R_т + R_в}{R_н} t}{1 + \dfrac{R_т + R_в}{R_н}}. \qquad (4.159)$$

Из курса теплопередачи известно, что величины $R_т$ и $R_в$ для рассматриваемого случая весьма малы. В инженерных расчетах ими можно пренебрегать и принимать для гладкотрубных воздухоохладителей непосредственного испарения $\vartheta_н \approx t_ж \approx \text{const}$.

Если элемент поверхности dF с температурой $\vartheta_н$ омывается потоком воздуха $G_г$ *кГ/час* с температурой t ($t > \vartheta_н$), то элементарное количество переданного поверхности тепла будет равно

$$dQ = \alpha_н (t - \vartheta_н)\, dF, \qquad (4.160)$$

где $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности воздухоохладителя, *ккал/м²·час·град*. На такое количество тепла уменьшится тепло, содержащееся в воздухе, что вызовет соответствующее уменьшение температуры dt:

$$dQ = -G_г c'_р dt. \qquad (4.161)$$

Приравняв (4.160) и (4.161) и разделив переменные, получим

$$-\frac{dt}{t - \vartheta_н} = \frac{\alpha_н}{G_г c'_р} dF. \qquad (4.162)$$

Воздух в результате взаимодействия со всей поверхностью воздухоохладителя F изменит свою температуру от t_1 до t_2. Интегрируя в этих пределах (4.162), найдем

$$\ln \frac{t_2 - \vartheta_н}{t_1 - \vartheta_н} = -\frac{\alpha_н F}{G_г c'_р}, \qquad (4.163)$$

или

$$\frac{t_2-\vartheta_н}{t_1-\vartheta_н}=e^{-\frac{\alpha_н F}{G_г c'_р}}. \qquad (4.164)$$

Отсюда конечная температура воздуха

$$t_2=\vartheta_н+(t_1-\vartheta_н)\,e^{-\frac{\alpha_н F}{G_г c'_р}}. \qquad (4.165)$$

Данное выражение $\left(\text{поскольку } \frac{\alpha_н F}{G_г c'_р}=NTU_я\right)$ может быть записано и так:

$$t_2=\vartheta_н+(t_1-\vartheta_н)e^{-NTU_я}. \qquad (4.166)$$

Из рассмотрения этой зависимости можно сделать вывод, что конечная температура охлажденного воздуха тем ниже (ближе к поверхности воздухоохладителя), чем совершеннее теплообменник. Если $NTU_я \to \infty$, то $t_2 \to \vartheta_н$. При данном количестве обрабатываемого воздуха t_2 тем ближе к $\vartheta_н$, чем больше охлаждаемая поверхность и коэффициент теплоотдачи ($\alpha_н F \to \infty$, то $t_2 \to \vartheta_н$). Из зависимости (4.166) получим выражение для так называемого коэффициента охлаждения, который используется иногда в расчетах поверхностных теплообменников. Отняв от левой и правой частей уравнения (4.166) t_1 и умножив обе части равенства на -1, найдем

$$\frac{t_1-t_2}{t_1-\vartheta_н}=1-e^{-NTU_я}. \qquad (4.167)$$

Чем больше величина $NTU_я$, тем полнее используется охладительная способность теплообменника. При $NTU_я \to \infty$ $(t_1-t_2) \to (t_1-\vartheta_н)$, т. е. используется вся охладительная способность. Для идеального теплообменника коэффициент охлаждения равен 1.

Процесс изменения состояния воздуха при сухом охлаждении по мере прохождения через воздухоохладитель, имеющий поверхность F с постоянной температурой $\vartheta_н$ графически представлен на рис. 4.55.

Изобразим процесс сухого охлаждения воздуха на $I-d$ диаграмме (рис. 4.56). Начальное состояние воздуха задано точкой A (t_1, I_1, d_1), температура поверхности воздухоохладителя $\vartheta_н$ выше температуры точки росы воздуха или в крайнем случае равна ей ($\vartheta_н \geq t''_1$). Процесс

изменения состояния воздуха изображается вертикальной прямой (d_1=const), проведенной через точку A. Конечному состоянию воздуха будет соответствовать точка пересечения изотермы t_2 и линии процесса d_1 = const (т. B на рис. 4.56б). Состояние воздуха в точке B можно представлять как результат смешения обрабатываемого воздуха (т. A) и воздуха, находящегося в тонкой пленке у поверхности воздухоохладителя (т. H). Точка B будет тем ближе к точке H, чем совершеннее теплообменник ($\Delta t = t_2 - \vartheta_н = (t_1 - \vartheta_н)\, e^{-NTU_я}$).

Во всех наших рассуждениях предполагалось, что температура поверхности воздухоохладителя постоянна и одинакова в различных точках поверхности, что справедливо для случая гладкотрубного воздухоохладителя непосредственного испарения. Если для охлаждения используется холодная вода, температура которой меняется от $t_{жн}$ до $t_{жк}$, будет изменяться и $\vartheta_н$. Кроме того, $\vartheta_н$ может быть не одинаковой по площади поверхности воздухоохладителя. Так, например, в ребристых теплообменниках температура поверхности ребер выше температуры неоребренной части трубок, а по поверхности ребра температура растет от основания к кромке ребра.

Заметим, что даже в воздухоохладителях непосредственного испарения, но не гладкотрубных, а ребристых, величина $\vartheta_н$ не является постоянной по всей площади.

Поскольку для ребристых теплообменников нельзя принимать $R_т + R_в = 0$ (кроме того, эта величина различна для разных частей наружной поверхности), то на основании формулы (4.158) следует, что $\vartheta_н$ изменяется по площади воздухоохладителя вместе с температурой воздуха. Поэтому рис. 4.57, графически изображающий процесс изменения состояния воздуха при прохождении его через ребристый воздухоохладитель непосредственного испарения, будет отличаться от ранее рассмотренного рис. 4.55.

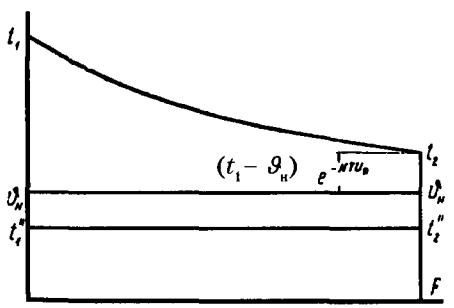


Рис. 4.55. Изменение состояния воздуха при сухом охлаждении в теплообменнике с постоянной температурой поверхности

Учет всех этих дополнительных обстоятельств не влияет на характер процесса изменения состояния воздуха при сухом охлаждении на его изображение на $I-d$ диаграмме.

Можно рассматривать точку конечного состояния воздуха как результат многократного смешения обраба-

тываемого воздуха и воздуха из тонких пленок, окружающих участки поверхности с различной температурой. Однако все эти процессы смешения происходят по линии d = const, и поэтому можно вместо различных температур поверхности принимать ее среднюю температуру $\vartheta_н$ (рис. 4.58).

Более сложным является процесс мокрого охлаждения воздуха, при котором из воздуха выделяется часть водяного пара в виде конденсата.

Вначале рассмотрим случай, когда температура наружной поверхности воздухоохладителя $\vartheta_н$ постоянна и одинакова по всей поверхности.

Если $\vartheta_н$ ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха (t_1'' на рис. 4.59), то из частичек охлаждаемого воздуха, соприкасающихся с поверхностью, выделяется конденсат, а воздух в тонкой пленке у поверхности приходит в состояние насыщения. Воздух из тонкой пленки, смешиваясь с остальной массой обрабатываемого воздуха, определяет направление процесса изменения состояния воздуха (от т. *A* до т. *H*). Конечное состояние воздуха, как и прежде, определяется пересечением изотермы t_2 с линией *AH* (т. *B* на рис. 4.59). Как видим из рис. 4.59, при мокром процессе все параметры воздуха претерпевают изменения в отличие от сухого охлаждения, когда влагосодержание остается постоянным.

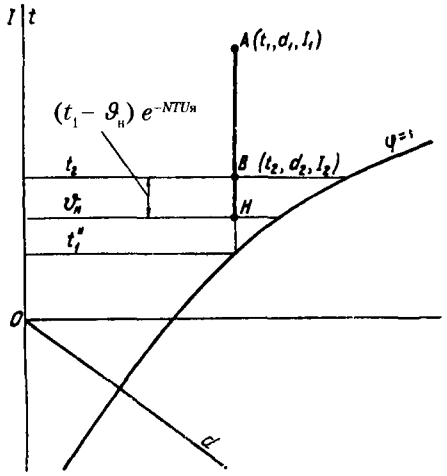


Рис. 4.56. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса сухого охлаждения воздуха в теплообменнике с постоянной температурой поверхности

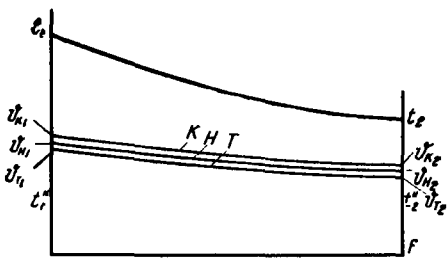


Рис. 4.57. Изменение состояния воздуха при сухом охлаждении воздуха в ребристом теплообменнике непосредственного испарения:

K – температура кромки ребер;
T – температура неоребренных частей трубок; *H* – средняя температура ребристой поверхности

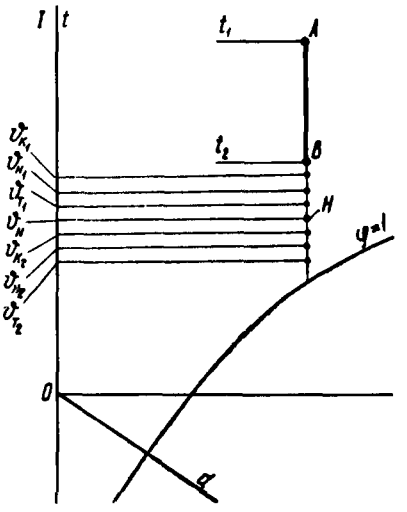


Рис. 4.58. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса сухого охлаждения воздуха в ребристом теплообменнике непосредственного испарения

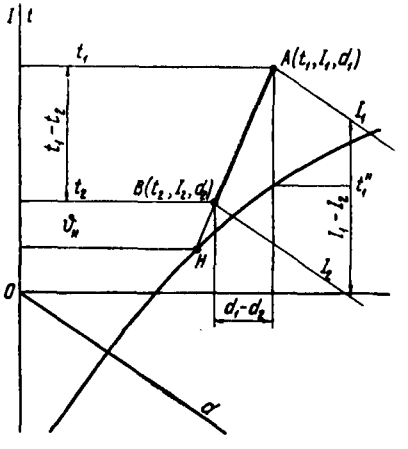


Рис. 4.59. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса охлаждения воздуха с выпадением конденсата (мокрого охлаждения)

Произведем построение процесса изменения состояния воздуха при прохождении его через ребристый воздухоохладитель, у которого температура разных участков поверхности различна и, кроме того, изменяется в соответствии с зависимостью (4.158), как это показано на рис. 4.60.

Допустим, что в начальной зоне поверхности воздухоохладителя (зона F_1) температура всех участков ребристых трубок ($\vartheta_{в_1}, \vartheta_{к_1}, \vartheta_{т_1}$) выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха и лишь в конце зоны до температуры точки росы снижается температура неоребренной части трубок. В этой зоне поверхности воздухоохладителя сначала наблюдается сухое охлаждение воздуха – соответствующий процесс изменения его состояния изображается на $I - d$ диаграмме (рис. 4.61) прямой линией AB_1 (d = const). Затем начинается конденсация на неоребренной части трубок и на части поверхности ребер. Лишь на участках, прилегающих к кромкам ребер, конденсации не будет. Таким образом, данную зону поверхности воздухоохладителя (зона F_2) можно назвать зоной частичной конденсации. Процесс изменения состояния обрабатываемого воздуха при прохождении зоны F_2 следует рассматривать как процесс смешения возду-

ха состояния B_1 с воздухом из тонких пленок, покрывающих участки поверхности с различной температурой, в том числе и такие, где происходит конденсация. В конце зоны средняя температура воздуха в тонкой пленке у поверхности равна ϑ_{HF_2}, а состояние характеризуется полным насыщением. Процесс изменения состояния воздуха в конце зоны F_2 изображается на $I - d$ диаграмме прямой линией B_1B_2.

Следующая часть поверхности воздухоохладителя F_3 является зоной сплошной конденсации. В конце зоны процесс изменения состояния воздуха представляет собой процесс смешения насыщенного воздуха с температурой $\vartheta_{н_2}$ (т. H на $I - d$ диаграмме) и воздуха состояния B_2. Конечное состояние воздуха определяется точкой B.

Если бы мы рассматривали данный процесс как непрерывный, что фактически и имеет место, и производили построения для бесконечно малых участков поверхности, то ломаная линия AB_1B_2BH превратилась бы в плавную кривую, аналогичную той, которая нами строилась для контактных аппаратов с противотоком воздуха и воды. Возникает вопрос: какой прямой линией заменить кривую? Если предположить, что расчетной температурой поверхности является $\vartheta_{н2}$, то линией процесса будет AH, а точкой конечного состояния воздуха – точка B'.

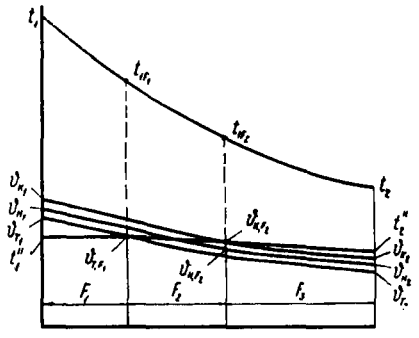


Рис. 4.60. Изменение состояния воздуха при мокром охлаждении в ребристом теплообменнике

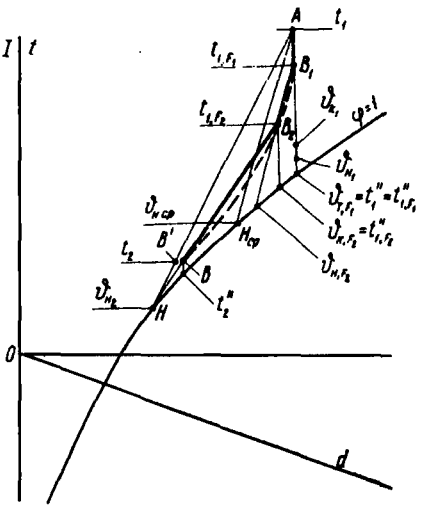


Рис. 4.61. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса мокрого охлаждения воздуха в ребристом теплообменнике

Если за расчетную принять среднюю температуру $\vartheta_{н.ср} = \frac{\vartheta_{н_1} + \vartheta_{н_2}}{2}$, то линией процесса окажется $AH_{ср}$ и точка конечного состояния воздуха будет лежать на этой прямой. Первое предположение дает результаты несколько лучше действительных, при втором предположении результаты получаются хуже.

Основываясь на опытных данных, можно определять конечное состояние воздуха в зависимости от температуры точки росы воздуха в конечном состоянии (рис. 4.61):

$$t_2'' = t_{жк} + \Delta t\,. \qquad (4.168)$$

Величина Δt зависит от принятой схемы движения холодоносителя и воздуха и колеблется в пределах 1–3 °С.

Более точное определение параметров воздуха в конечном состоянии в зависимости от температуры холодоносителя может быть произведено с привлечением расчетных формул, приведенных в следующем параграфе.

Как видим, относительная влажность воздуха, уходящего из воздухоохладителя, всегда несколько меньше 1, т. е. воздух не достигает полного насыщения. Лишь для идеального воздухоохладителя, у которого коэффициент охлаждения равен 1, конечная относительная влажность воздуха равна 1. Однако при некоторых сочетаниях параметров обрабатываемого воздуха и температуры холодоносителя воздух в конечном состоянии может иметь $\varphi = 1$.

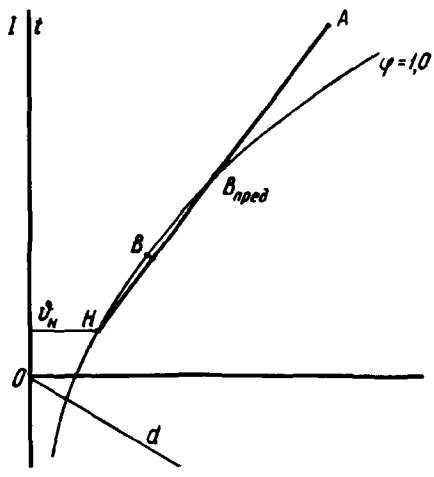


Рис. 4.62. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса мокрого охлаждения с конденсацией водяного пара в объеме обрабатываемого воздуха

Если, как это показано на рис. 4.62, воздух начального состояния (т. A) проходит через воздухоохладитель, у которого температура наружной поверхности $\vartheta_н$, то конечное состояние воздуха скорее всего является насыщенным, а точка B, его определяющая, находится левее $B_{пред}$. Местонахождение точки B между точками H и $B_{пред}$ свидетель-

ствует о выделении конденсата не только в тонкой пленке у воздухоохладительной поверхности, но и в объеме проходящей через воздухоохладитель массы воздуха. Выходящий из воздухоохладителя воздух в этом случае содержит мельчайшие капельки воды, которые затем испаряются в помещении и снижают осушающее действие воздухоохладительной установки.

Выделяющийся из обрабатываемого воздуха в результате мокрых процессов конденсат должен беспрепятственно стекать с поверхности ребер. Для сбора и последующего удаления конденсата в воздухоохладителях предусматривается поддон.

Если внутри трубок циркулирует холодоноситель с отрицательной температурой или если температура испарения хладагента ниже нуля, возможно замерзание конденсата и образование на поверхности ребристых трубок так называемой «снеговой шубы». Последняя заметно увеличивает аэродинамическое сопротивление и ухудшает теплопередачу. Снеговую шубу необходимо периодически удалять, что обычно делается путем прекращения подачи холодоносителя.

§ 4.16. Расчетные зависимости для поверхностных воздухоохладителей

Рассматривая рис. 4.59 и 4.61, можно сделать заключение, что сопровождающийся осушкой процесс изменения состояния воздуха при охлаждении в поверхностных воздухоохладителях совершенно аналогичен такому же в контактных аппаратах. Поэтому все полученные для контактных аппаратов представления остаются справедливыми и для поверхностных воздухоохладителей.

Так же как и ранее, введем понятие об идеальном процессе, в качестве которого будем понимать линию на $I - d$ диаграмме, соединяющую точку начального состояния воздуха с точкой, лежащей на кривой $\varphi = 1$ и имеющей температуру наружной тепловоспринимающей поверхности (здесь понятие об идеальном процессе можно заменить понятием об идеальном воздухоохладителе).

В поверхностных воздухоохладителях в случае охлаждения и осушки также происходят одновременно процессы тепло- и массообмена, которые, в силу сделанного в § 4.3 заключения, совершенно аналогичны. Для них, как и для процессов в контактных аппаратах, справедливо отношение Льюиса.

Наконец, при обработке воздуха в поверхностных воздухоохладителях наблюдается сдвиг процесса охлаждения и осушки в сторону увлажнения, который происходит из-за такого же раздвоения

поверхности, что и в контактных аппаратах. Следовательно, для поверхностных воздухоохладителей могут быть созданы методы расчета, подобные тем, которые были рассмотрены при изучении контактных аппаратов. Разница заключается в том, что для контактных аппаратов процессом переноса тепла является теплоотдача от воздуха к поверхности водяной пленки. В поверхностных воздухоохладителях этот процесс составляет часть более общего процесса теплообмена между воздухом и холодоносителем, т. е. часть теплопередачи. Поэтому на практике широко используются методы расчета, основанные на использовании коэффициентов теплопередачи.

Важнейшей задачей расчета поверхностных воздухоохладителей, возникающей при проектировании систем кондиционирования воздуха, является определение величины их воздухоохладительной поверхности. Если выбор типа воздухоохладителя и вида холодоносителя произведен заранее, то поверхность воздухоохладителя можно найти по обычной формуле

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{р}}}, \tag{4.169}$$

где Q – количество тепла, отводимое из воздуха в поверхностном воздухоохладителе в единицу времени, *ккал/час;*

$\Delta t_{р}$ – расчетная разность температур воздуха и холодоносителя, °С;

K – коэффициент теплопередачи между воздухом и холодоносителем, *ккал/м²·час·град.*

При использовании этой формулы для расчета поверхностных воздухоохладителей приходится встречаться с рядом трудностей, объясняющихся главным образом тем, что величина входящего в формулу коэффициента теплопередачи в значительной степени связана с искомой поверхностью воздухоохладителя F. Естественно, что наибольшие расчетные трудности возникают в случае ребристых поверхностей, для которых зависимость K от ряда характеристик поверхности воздухоохладителя F достаточно сложная.

Рассмотрим входящие в формулу (4.169) величины. Количество тепла Q определяется просто, если известны масса (или вес) охлаждаемого в час воздуха $G_{\text{г}}$ (расход воздуха) и параметры его до и после охлаждения I_1 и I_2:

$$Q = G_{\text{г}}(I_1 - I_2). \tag{4.170}$$

Заметим, что не все тепло Q передается холодоносителю; часть его вместе с образовавшимся конденсатом удаляется из воздухоох-

ладителя. Эта часть тепла равна $\Delta Q = \frac{d_1 - d_2}{1000} \vartheta_н c_ж$ (где $c_ж$ – теплоемкость конденсата; $c_ж$=1; $\vartheta_н$ – температура наружной поверхности воздухоохладителя). Учитывая, что величина ΔQ мала и идет в запас, ею можно пренебречь.

В качестве расчетной разности температур воздуха и холодоносителя $\Delta t_р$ следует использовать среднелогарифмическую разность в соответствии со схемой взаимного движения обменивающихся теплом сред. Как известно, для перекрестного тока и более сложных схем движения воздуха и холодоносителя необходимо брать среднелогарифмическую разность для противотока и вносить поправку согласно схеме движения. Эта поправка определяется по графикам, содержащимся в любом справочнике и в учебниках по теплопередаче. В практических расчетах воздухоохладителей можно использовать график, представленный на рис. 4.63.

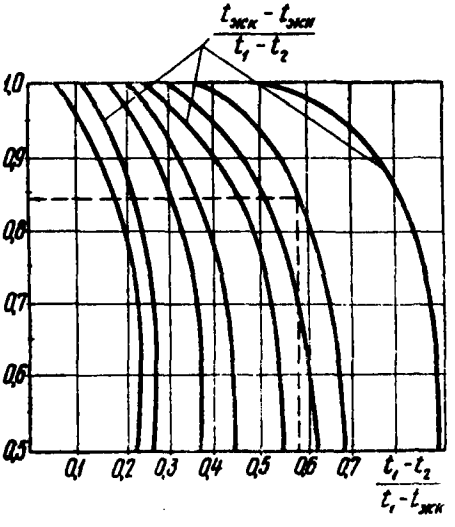


Рис. 4.63. Поправка к среднелогарифмической разности температур для схем с перекрестным движением воздуха и холодоносителя

Во многих случаях расчета воздухоохладителей вместо среднелогарифмической может быть с достаточной для практики степенью точности принята среднеарифметическая разность температур воздуха и холодоносителя. Если обозначить через $\Delta t_б$ большую, а через $\Delta t_м$ меньшую разность температур воздуха и холодоносителя и получить зависимости $\frac{\Delta t_р}{\Delta t_б} = f\left(\frac{\Delta t_м}{\Delta t_б}\right)$ для среднелогарифмической ($\Delta t_{рл}$) и среднеарифметической ($\Delta t_{ра}$) разностей, то окажется, что при $\Delta t_м / \Delta t_б > 0{,}4$ разница между $\Delta t_{рл}$ и $\Delta t_{ра}$ не превышает 5%, а это допустимо в инженерных расчетах.

В случае $\Delta t_м / \Delta t_б < 0{,}4$ в расчете необходимо использовать среднелогарифмическую разность, которую легко найти по среднеарифметической разности с помощью графика, приведенного на рис. 4.64.

Коэффициент теплопередачи K проще всего определяется для гладких труб. Как известно, количество тепла, передаваемое в 1 час воздухом холодоносителю через разделяющую твердую стенку трубы длиной 1 *м* с внутренним $d_в$ и наружным $d_н$ диаметром, равно

$$q = \frac{(t - t_ж)\pi}{\frac{1}{\alpha_в d_в} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н d_н}}. \qquad (4.171)$$

Это количество тепла можно отнести к 1 $м^2$ площади наружной поверхности трубы, для чего выражение (4.171) следует поделить на $\pi d_н$. Чтобы найти коэффициент теплопередачи в *ккал/м²·час·град*, полученное выражение нужно разделить еще на $t - t_ж$, после чего

$$K_{тн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{d_н}{d_в} + \frac{d_н}{2\lambda} \ln \frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н}}. \qquad (4.172)$$

Поскольку в воздухоохладителях применяются тонкостенные трубки, значение $d_н$ близко к $d_в$, а $\ln d_н / d_в$ близко к нулю и средним слагаемым в знаменателе (4.172) всегда можно пренебречь.

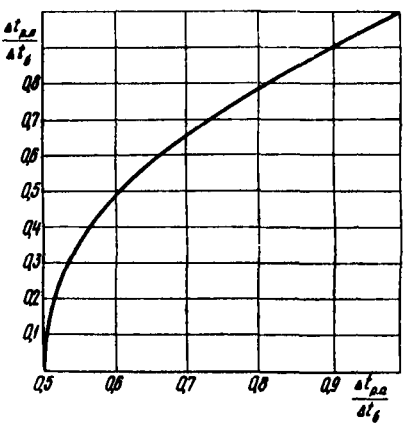


Рис. 4.64. Зависимость между среднелогарифмической и среднеарифметической разностями температуры

При определении коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности к холодоносителю ($\alpha_в$) необходимо различать два случая:

а) внутри трубок движется холодоноситель, не изменяющий своего агрегатного состояния (вода, рассол);

б) в трубках движется кипящий холодильный агент.

В первом случае для определения $\alpha_в$ служит хорошо известная из курса теплопередачи формула

$$Nu = 0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}. \qquad (4.173)$$

Из этой формулы подстановкой значений физических констант холодоносителя нетрудно получить величину $\alpha_в$ в зависимости от скорости холодоносителя $w_ж$ и определяющего размера, каковым является внутренний диаметр трубки. Если холодоносителем служит вода при температуре порядка 10 °С, значение $\alpha_в$ может быть определено по формуле

$$\alpha_в = 1400\frac{w_ж^{0,8}}{d_в^{0,2}}. \qquad (4.174)$$

Необходимо заметить, что формула (4.173) справедлива для длинных труб ($l/d_э \geq 50$) и развитого турбулентного движения ($Re \geq 10\,000$). В данном случае приходится иметь дело с начальным участком ($l/d_э < 50$). Тем не менее применение формул (4.173) и (4.174) вполне допустимо, если наблюдается развитое турбулентное движение.

Естественно, что определение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности к холодоносителю производится одинаково для гладких и ребристых трубок. Разница заключается в выборе величины скорости. Для гладких трубок скорость холодоносителя должна быть весьма небольшой, так как площади внутренней и наружной поверхности практически одинаковы, а коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности относительно мал. Поэтому величина теплового потока, поступающего от наружной поверхности к внутренней, ограничена.

В ребристых воздухоохладителях наружная поверхность развивается очень сильно и соответственно с этим растет величина теплового потока, хотя коэффициент теплоотдачи несколько меньше, чем для гладких труб.

Рекомендуются следующие скорости холодоносителя: в случае гладких труб – не более 0,3 *м/сек*; в случае оребренных поверхностей – от 0,5 до 1,5 *м/сек* в зависимости от степени оребрения.

Значение коэффициента теплоотдачи при кипении холодильного агента зависит от вида холодильного агента, температуры его кипения, величины удельной тепловой нагрузки, отнесенной к внутренней поверхности трубки, и от весовой скорости холодоносителя в трубках.

Для группы наиболее распространенных фреонов можно пользоваться эмпирической формулой, предложенной С. Н. Богдановым:

$$\alpha_в = \frac{q^{0,6}G^{0,2}}{d^{0,6}}K_ф, \qquad (4.175)$$

или

$$\alpha_в = 0{,}95 q^{0{,}6} \left(\frac{\gamma w}{d} \right)^{0{,}2} K_ф , \qquad (4.176)$$

где q – удельный тепловой поток, *ккал/м²·час*;

G – расход холодильного агента, *кГ/час*;

γw – весовая скорость агента, *кГ/м²·сек*;

d – диаметр трубы, *м*;

$K_ф$ – коэффициент, учитывающий свойства фреонов.

Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к гладкой трубе $\alpha_н$ определяются с помощью достаточно надежных обобщенных зависимостей, справедливых при поперечном обтекании одиночной цилиндрической трубы:

$$\mathrm{Nu} = c\mathrm{Re}^n , \qquad (4.177)$$

где c и n зависят от критерия Re (при $\mathrm{Re} = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4$ $c = 0{,}197$, $n = 0{,}6$; при $\mathrm{Re} > 5 \cdot 10^4$ $c = 0{,}023$, $n = 0{,}8$).

Если происходит обтекание пучка трубок, необходимо учитывать связанные с этим изменения условий теплоотдачи и вводить в формулу (4.177) поправочные коэффициенты, различные для разных по ходу движения воздуха рядов трубок и разных способов расположения трубок (коридорное, шахматное) – рис. 4.53.

Средние значения коэффициентов теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности гладкотрубного воздухоохладителя можно определять по следующим формулам:

– при коридорном расположении

$$\alpha_н = 1{,}3 K_z d^{-0{,}35} (\gamma w)^{0{,}65} ; \qquad (4.178)$$

– при шахматном расположении

$$\alpha_н = 1{,}48 K_z d_н^{-0{,}4} (\gamma w)^{0{,}6} , \qquad (4.179)$$

где γw – весовая скорость в живом сечении воздухоохладителя;

K_z – коэффициент, учитывающий число рядов трубок по ходу движения воздуха.

Напишем выражение для определения коэффициента теплопередачи от воздуха к холодоносителю в случае гладкотрубных воздухоохладителей:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н}} \cdot \qquad (4.180)$$

В этой формуле значения $\alpha_в$ и $\alpha_н$ вычисляются с помощью приведенных выше зависимостей.

Если процесс охлаждения воздуха сопровождается конденсацией водяного пара, то на наружной поверхности воздухоохладителя происходит передача не только явного тепла (за счет разности температур воздуха и поверхности), но и скрытого тепла, выделяющегося при конденсации. Учет этого процесса производится введением в расчетную зависимость коэффициента влаговыпадения ξ, на величину которого умножается коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности $\alpha_н$. Тогда формула для коэффициента теплопередачи гладкотрубных воздухоохладителей приобретает вид

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\xi \alpha_н}} \cdot \qquad (4.181)$$

Во многих практически важных случаях $\alpha_н << \alpha_в$. Например, если холодоносителем является вода, ее скорость в трубках $w_ж = 0{,}5$ *м/сек*, $d_в = 10$ *мм*, то $\alpha_в \cong 2000$ *ккал/м²час · град*. Приняв скорость воздуха 10 *м/сек*, $\alpha_н = 12$ *мм*, получим $\alpha_н \cong 60$ *ккал/м² · час · град*. Здесь можно первым слагаемым в знаменателе формул (4.180) и (4.181) пренебречь и считать, что в случае сухого охлаждения $K \cong \alpha_н$, а в случае охлаждения с конденсацией $K \cong \xi\alpha_н$.

Значительно сложнее определяется коэффициент теплопередачи для ребристых воздухоохладителей.

Поскольку условия теплоотдачи от внутренних поверхностей к холодоносителю остаются без изменения, первое слагаемое в формуле (4.181) видоизменяется незначительно. Вместо отношения $d_н/d_в$ вводится множитель $F_н/F_в$, представляющий собой отношение площади всей наружной ребристой поверхности к площади внутренней поверхности. Это отношение можно назвать коэффициентом оребрения $K_{ор}$:

$$K_{ор} = \frac{F_н}{F_в} = \frac{F_т + F_р}{F_в}, \qquad (4.182)$$

где $F_т$ – площадь наружной поверхности неоребренных частей трубок, *м²*;

$F_р$ – площадь поверхности ребер, *м²*.

В результате оребрения коренным образом изменяются условия теплоотдачи на наружной поверхности, а также условия движения тепла от наружной оребренной поверхности к внутренней поверхности трубок.

Условия теплоотдачи на наружной поверхности ребристых трубок определяются закономерностями обтекания воздушным потоком оребренной поверхности, которые значительно сложнее, чем в случае гладких трубок.

Для гладкотрубных воздухоохладителей коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ находится с помощью хорошо известного критериального уравнения, полученного при обтекании цилиндрической поверхности. В ребристых воздухоохладителях цилиндрическую поверхность представляют собой неоребренные участки труб, на долю которых приходится 5–10% всей наружной поверхности. Основную же часть поверхности составляет оребрение трубок. Физическая картина обтекания такой поверхности ближе всего к той, которая получается при движении воздуха в щелевидных каналах. Поэтому (как это предложил А. А. Гоголин) определение коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной ребристой поверхности следует производить с помощью уравнения

$$\mathrm{Nu} = c\,\mathrm{Re}^{n}\left(\frac{l}{d_э}\right)^{p}, \qquad (4.183)$$

где l – длина щелевидного канала, считая от входной кромки ребра первого ряда трубок до выходной кромки ребра последнего ряда, *м*;

$d_э$ – эквивалентный диаметр, представляющий собой характерный для ребристой поверхности линейный размер, *м*.

Определение $d_э$ производится по формуле

$$d_э = \frac{2(S_т - d_н)(S_р - \delta)}{(S_т - d_н)+(S_р - \delta)}, \qquad (4.184)$$

где $S_т$ – шаг трубы в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, *м*;

$S_р$ – шаг ребер, *м*;

$d_н$ – наружный диаметр трубки, *м*;

δ – толщина ребра, *м*.

Для того чтобы найти $\alpha_н$, можно воспользоваться и следующими экспериментальными зависимостями:

при коридорном расположении трубок

$$\alpha_н = 6{,}46 d_э^{0{,}305} d_н^{-0{,}6} (\gamma w)^{0{,}705}; \qquad (4.185)$$

при шахматном расположении трубок

$$\alpha_н = 4{,}16 d_э^{0{,}095} d_н^{-0{,}5} (\gamma w)^{0{,}595}. \qquad (4.186)$$

Величина весовой скорости воздуха γw ограничивается в связи с возможностью срыва и уноса капель конденсата с поверхности ребристых трубок. По данным А. А. Гоголина, уноса капель не происходит до величины $\gamma w = 5 \div 6$ *кГ/м²· сек*. При $\gamma w = 8$ *кГ/м²· сек* унос становится интенсивным и, при $\gamma w = 10$ *кГ/м²· сек* практически весь конденсат уносится с поверхности воздухоохладителя. Поэтому в процессах охлаждения и осушки воздуха не следует принимать $\gamma w > 6$ *кГ/м²· сек*, так как унесенные из воздухоохладителя капельки конденсата, нагреваясь в помещении, испаряются и увлажняют воздух.

Для учета теплотехнических особенностей процесса передачи тепла от наружной поверхности ребер к внутренней поверхности трубок вводится специальный коэффициент эффективности ребристой поверхности $K_э$. На величину этого коэффициента оказывает влияние тепловое сопротивление ребра и места контакта между ребром и наружной поверхностью трубки. Значение коэффициента эффективности оценивается по величине изменений температуры всей ребристой поверхности по сравнению с температурой на наружной поверхности неоребренной части трубок:

$$K_э = \frac{t - \vartheta_н}{t - \vartheta_т}, \tag{4.187}$$

где $\vartheta_н$ – средняя температура всей ребристой поверхности;
$\vartheta_т$ – температура поверхности неоребренной части трубок;

$$t - \vartheta_н = \frac{(t - \vartheta_р) F_р + (t - \vartheta_т) F_т}{F_р + F_т}, \tag{4.188}$$

где $\vartheta_р$ – средняя температура поверхности ребра $F_р$.

Эффективность всей ребристой поверхности зависит от двух факторов: эффективности ребра и коэффициента оребрения.

Эффективность ребра оценивается с помощью специального коэффициента эффективности $K_{эр}$, который характеризует изменение температуры на поверхности ребра.

Величина коэффициента эффективности ребра $K_{эр}$ по аналогии с коэффициентом эффективности всей ребристой поверхности определяется по формуле

$$K_{эр} = \frac{t - \vartheta_р}{t - \vartheta_т}. \tag{4.189}$$

Для коэффициента эффективности ребристой поверхности ($K_э$) имеется следующая зависимость от $K_{эр}$ и $K_{ор}$:

$$K_э = K_{эр} + \frac{1 - K_{эр}}{K_{ор}}. \qquad (4.190)$$

Из формулы (4.190) видно, что при больших значениях $K_{эр}$ (близких к 1) и большой степени оребрения $K_э \approx K_{эр}$.

Таким образом, формулы для определения коэффициента теплопередачи от воздуха к холодоносителю в случае ребристого воздухоохладителя приобретают вид:

– при сухом охлаждении воздуха

$$K_э = \frac{1}{\frac{K_{ор}}{\alpha_в} + \frac{1}{\alpha_н K_э}}; \qquad (4.191)$$

– при охлаждении воздуха с конденсацией водяного пара

$$K = \frac{1}{\frac{K_{ор}}{\alpha_в} + \frac{1}{\xi\alpha_н K_э}}. \qquad (4.192)$$

Для некоторых типов ребер величина $K_{эр}$ может быть получена аналитически. Выводы соответствующих зависимостей приведены в курсах по теплопередаче. Так, для прямых и спирально-навивных ребер

$$K_{эр} = \frac{t - \vartheta_р}{t - \vartheta_т} = \frac{\mathrm{th}\left(h_р\sqrt{B}\right)}{h_р\sqrt{B}}, \qquad (4.193)$$

где th - гиперболический тангенс;

$h_р$ – высота ребра;

$B = \frac{2\alpha_н}{\lambda\delta}$ при сухом охлаждении;

$B = \frac{2\alpha_н\xi}{\lambda\delta}$ при охлаждении с конденсацией.

Как видно из приведенных расчетных зависимостей, поставленная задача по определению необходимой поверхности воздухоохладителя может быть решена лишь с помощью последовательных приближений.

Начинать расчет следует с изображения процесса на $I - d$ диаграмме (рис. 4.64). Принимая в формуле (4.168) (по Е. Е. Карпису)

$\Delta t \cong 1$°C для перекрестно-противоточной схемы движения воздуха и холодоносителя и $\Delta t \cong 3$ °C для перекрестно-прямоточной схемы, определяем конечную температуру холодоносителя $t_{жк}$. Затем, задавшись перепадом температур холодоносителя в пределах 2–4 °C, находим его начальную температуру $t_{жн}$, после чего производим расчет с привлечением приведенных выше зависимостей.

Более подробное изложение различных способов расчета, основанных на методе привлечения расчетных зависимостей для коэффициента теплопередачи, можно найти в специальной литературе по кондиционированию воздуха [5, 10, 14, 43].

Аэродинамическое сопротивление (в $кГ/м^2$), возникающее при проходе воздуха через поверхностные воздухоохладители, обычно определяется с помощью экспериментальных зависимостей вида

$$\Delta p_г = Az(\gamma w)^n, \qquad (4.194)$$

где A – постоянный множитель, величина которого зависит от типа воздухоохладителя. Для процессов с конденсацией водяного пара этот коэффициент следует умножить на 1,5;

z – число рядов трубок, расположенных последовательно по ходу движения воздуха;

n – экспериментальная константа, обычно $n > 1{,}5$.

Сопротивление воздухоохладителей НИИ сантехники с ребристыми алюминиевыми трубками, имеющими гладкие накатные ребра, по данным Е. Е. Карписа, определяется по формуле $\Delta p_г = 0{,}062\, z\,(\gamma w)^{1{,}7}$. Для воздухоохладителей, у которых навитая ребристая поверхность с гофрами, справедлива зависимость $\Delta p_г = 0{,}11\, z\,(\gamma w)^{1{,}86}$.

Гидродинамическое сопротивление проходу воды в $кГ/м^2$ может вычисляться по формуле Л. Ф. Краснощекова

$$\Delta p_ж = 64{,}5\frac{n m_ж^{0{,}8} G^{1{,}85}}{d_д^4}, \qquad (4.195)$$

где n – количество элементов воздухоохладителя, имеющих собственные присоединительные штуцера и соединенных последовательно по холодоносителю;

G – расход воздухоохладителя, $м^3/час$;

$d_д$ – внутренний диаметр меньшего из присоединенных штуцеров в дюймах;

$m_ж$ – число ходов холодоносителя в элементе.

Как было указано в начале данного параграфа, расчету поверхностного теплообменника предшествует выбор его типа. Кроме того,

в описанном методе расчета такими величинами, как скорость движения воздуха и холодоносителя, приходится задаваться. При этом нет объективных оснований оценить получившийся в итоге такого расчета результат.

Конечно, если расчет выполнен правильно, а выбор упомянутых величин не противоречит рекомендованным опытом пределам, можно утверждать, что с помощью запроектированного теплообменника будет обеспечен соответствующий процесс обработки воздуха с более или менее приемлемыми показателями. Однако судить о том, является ли данное решение оптимальным, не представляется возможным.

Для получения оптимального решения как в отношении выбора типа воздухоохладителя, так и в отношении нахождения целесообразного режима его использования должен быть применен иной метод расчета. В этом методе приходится оценивать не только величины, характеризующие процесс теплопередачи от воздуха к холодоносителю и дающие возможность определять необходимую ребристую поверхность воздухоохладителя, но и энергетические затраты, связанные с осуществлением заданного процесса обработки воздуха.

В. Е. Мининым [17] предложен метод оптимального теплотехнического расчета поверхностных теплообменников, позволяющий находить наиболее экономичный в эксплуатации режим. Расчет поверхностных теплообменников производится с помощью специальных диаграмм совмещенных характеристик, связывающих теплотехнические и экономические характеристики теплообменников.

§ 4.17. Поверхностные орошаемые воздухоохладители и теплообменные аппараты пенно-испарительного типа

Поверхностные орошаемые воздухоохладители отличаются от рассмотренных в § 4.14—4.16 тем, что в них производится орошение водой тепловоспринимающей поверхности. В качестве последней обычно используется наружная поверхность оребренных трубок. Орошение производится центробежными форсунками, к которым подводится рециркуляционная вода. Схематическое изображение орошаемого поверхностного воздухоохладителя показано на рис. 4.65.

В поверхностных орошаемых воздухоохладителях основная поверхность тепло- и массообмена представляет собой пленку воды, которая покрывает ребристую поверхность. Отличие этой пленки от

получающейся в результате конденсации водяного пара при мокром процессе охлаждения заключается в том, что она более подвижна (это объясняется непрерывным воздействием факелов распыла) и, следовательно, процесс тепло- и массообмена несколько более интенсифицирован.

Кроме этой основной пленочной поверхности в орошаемых воздухоохладителях имеется также поверхность тепло- и массообмена в виде капелек воды, получающихся в результате работы форсунок. Как видим, в орошаемых поверхностных воздухоохладителях соединены принципы, положенные в основу устройства контактных и неконтактных аппаратов. Поэтому данному типу воздухоохладителей свойственны достоинства и недостатки обоих типов аппаратов.

К числу основных достоинств орошаемых воздухоохладителей следует отнести их сравнительно большой диапазон применения,

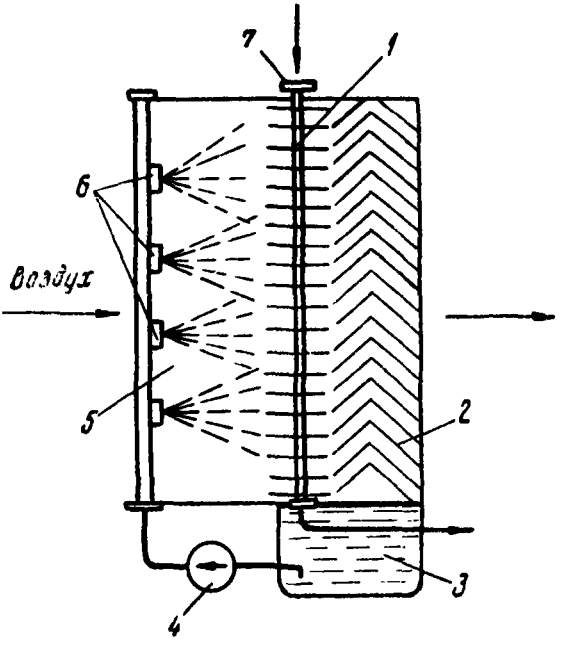


Рис. 4.65. Схема орошаемого поверхностного воздухоохладителя:

1 – поверхностный теплообменник; *2* – сепаратор; *3* - поддон; *4* – рециркуляционный насос; *5* – оросительное пространство; *6* – форсунки для разбрызгивания воды; *7* – патрубок для входа холодоносителя

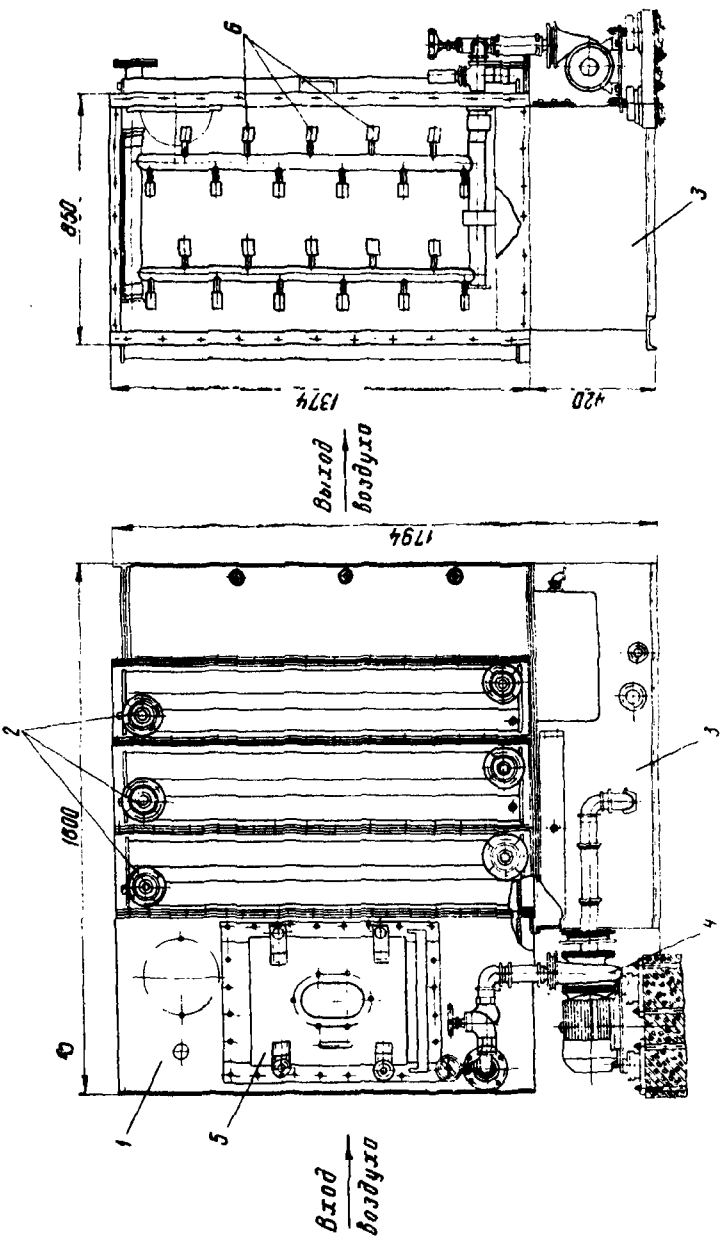


Рис. 4.66. Орошаемый поверхностный воздухоохладитель производительностью 10 000 $м^3$/час:
1 – камера орошения; *2* – теплообменник; *3* – поддон; *4* – насос для рециркуляции воды; *5* – герметическая дверка; *6* – форсунки

выражающийся в возможности осуществлять различные процессы обработки воздуха, в том числе и с увлажнением, чего нельзя получить в поверхностных воздухоохладителях. Недостатком орошаемых воздухоохладителей описанного типа являются значительные габариты.

В настоящее время широкое распространение получили орошаемые поверхностные воздухоохладители НИИ сантехники, выпускаемые Домодедовским заводом на различную производительность по воздуху (40, 60 и 80 тыс. $м^3/час$). В состав такого воздухоохладителя входит поверхностный ребристый теплообменник, камера орошения с размещенными в ней трубами и форсунками, поддон, центробежный насос с электродвигателем и каплеулавливатель (или сепаратор).

Орошаемый поверхностный воздухоохладитель на 10 тыс. $м^3/час$ воздуха изображен на рис. 4.66. Скорость воздуха при входе в форсуночную часть орошаемого воздухоохладителя не должна превышать 3 *м/сек*. Давление воды перед форсунками, имеющими $d_c = 4 \div 5$ *мм*, должно быть 1,2–1,5 $кГ/см^3$.

Расчет орошаемых поверхностных воздухоохладителей производят теми же методами, что и неорошаемых. При этом увеличение поверхности теплообмена и некоторую его интенсификацию учитывают введением специальных поправочных множителей для увеличения коэффициентов теплопередачи. Сами же коэффициенты относят к той же поверхности, что у неорошаемых воздухоохладителей.

Величины поправочных множителей зависят от скорости воздуха, скорости холодоносителя и количества рядов оребренных труб по направлению движения воздуха.

По опытам НИИ сантехники значения поправочного множителя для коэффициента теплопередачи колеблются в случае достаточно глубокого по ходу движения воздуха теплообменника (8 рядов труб) от 1,15 до 1,20. Для теплообменника с меньшим числом рядов труб этот множитель больше. Для 4-рядных теплообменников его величина равна 1,5–1,75.

Теплообменные аппараты пенно-испарительного типа, предложенные и разработанные А. А. Рымкевичем, В. А. Бросалиным, М. А. Барским-Зориным, значительно эффективнее орошаемых поверхностных теплообменников.

Из результатов сравнения различных контактных аппаратов (§ 4.13) следует, что наибольшей интенсивности процесс тепло- и массообмена достигает в пенных аппаратах, что объясняется весьма высокой подвижностью водовоздушной эмульсии, или пены. Поэтому поверхностный теплообменник целесообразно разместить в слое

пены, получив таким образом комбинированный контактно-поверхностный аппарат нового типа (рис. 4.67). В качестве поверхностного теплообменника можно использовать испаритель холодильной машины. Однако условия работы воздухоохладителя непосредственного испарения, омываемого потоком воздуха и испарителя, помещенного в слое пены, существенно различны.

Как указывалось, значение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к кипящему холодильному агенту (обычно фреону-12) весьма велико. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности трубок сравнительно мал. Поэтому для выравнивания условий теплоотдачи в случае воздухоохладителя непосредственного испарения приходится развивать площадь наружной поверхности за счет оребрения.

Совсем иная картина наблюдается при размещении испарителя в рабочем пространстве ударно-пенного аппарата. Весьма высокая под-

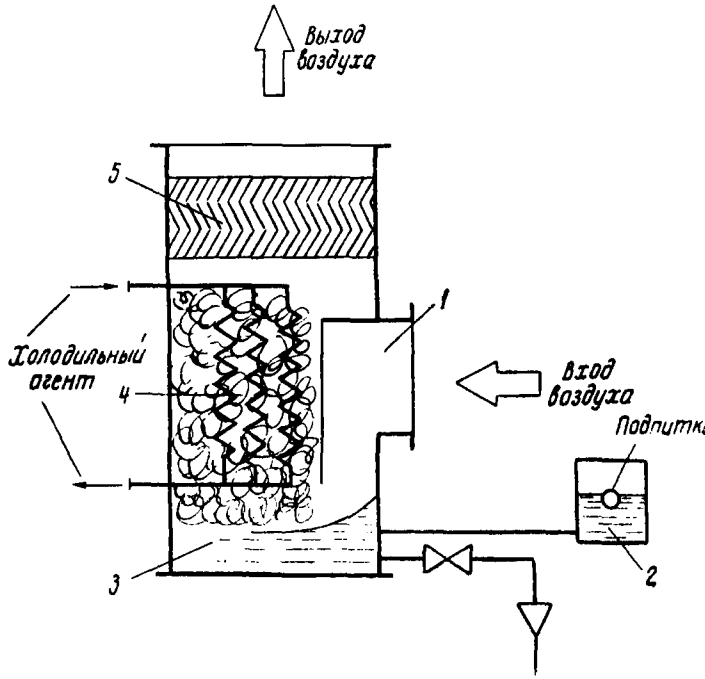


Рис. 4.67. Схема теплообменного аппарата пенно-испарительного типа:

1 – воздухоподающий патрубок; *2* – бак для подпитки аппарата водой; *3* – вода, находящаяся в аппарате; *4* – испаритель холодильной установки; *5* – сепаратор

вижность водовоздушной эмульсии, или пены, создает хорошие условия для теплоотдачи к наружной поверхности трубок испарителя, которая характеризуется высокими значениями коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$, достигающими величины 1000 *ккал/м²· час · град*. Поскольку значения $\alpha_в$ (к кипящему фреону) и $\alpha_н$ (к водовоздушной эмульсии) становятся соизмеримыми, нет необходимости в ребристом испарителе. Поэтому в пенно-испарительном кондиционере испаритель делается гладким, что снижает аэродинамическое сопротивление.

В результате исследований, выполненных В. А. Бросалиным, в диапазоне оптимальных режимов работы при охлаждении и осушке воздуха получены следующие характеристики пенно-испарительного кондиционера: коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности испарителя $\alpha_н$ = 600÷800 *ккал/м²· час · град*; коэффициент теплопередачи от воздуха к холодильному агенту K = 400÷600 *ккал/м²· час · град*; аэродинамическое сопротивление аппарата Δp = 100÷160 *кГ/м²*.

Этот же принцип может быть использован в аппарате, служащем не для обработки воздуха, а для охлаждения воды. Тогда все устройство получает название «Пенно-испарительный водоохладитель» (ПИВ).

Исследования, проведенные М. А. Барским-Зориным, показали, что применение пенно-испарительных теплообменных аппаратов особенно целесообразно в условиях, когда ставятся требования о максимальном сокращении габаритов всех устройств, входящих в систему кондиционирования воздуха.

§ 4.18. Осушка воздуха

Одним из самых распространенных процессов тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования, как указывалось выше, является его охлаждение с одновременным понижением влагосодержания. Этот процесс обычно применяется во всех случаях, когда кондиционирование создается для помещений с тепло- и влагоизбытками. Здесь осушка воздуха не является самоцелью, а сопутствует охлаждению.

Однако иногда осушка воздуха применяется как основной и самостоятельный процесс. Специальные воздухоосушительные установки необходимы, например, для создания заданных условий в складских помещениях, а также в некоторых производственных помещениях, имеющих влаговыделения без тепловыделений.

Воздухоосушительные установки подразделяются на два основных типа:

а) воздухоосушители, в которых осушка воздуха достигается с помощью охлаждения ниже температуры точки росы (воздухоосушители этого типа обычно называют механическими);
б) воздухоосушители, основанные на применении поглотителей водяного пара из воздуха (сорбентов).

Механические осушители воздуха

Основу механического воздухоосушителя составляет поверхностный ребристый воздухоохладитель, температура наружной поверхности ребристых трубок которого существенно ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Только при этом условии процесс охлаждения воздуха сопровождается понижением влагосодержания, т. е. осушкой. Чаще всего в механических осушителях используется воздухоохладитель непосредственного испарения, в трубках которого происходит испарение (кипение) холодильного агента (фреона-12, фреона-22).

Если поверхностный теплообменник непосредственного испарения предназначен для осушки воздуха, к нему предъявляются некоторые специальные требования.

Как мы видели, температура наружной поверхности воздухоохладителя может быть определена по формуле (4.158). Отсюда следует, что чем больше отношение $\frac{R_н}{R_т + R_в}$, тем ближе температура поверхности $\vartheta_н$ к температуре холодоносителя $t_ж$. Поскольку это отношение с ростом коэффициента оребрения $K_{ор} = F_н/F_в$ уменьшается, в механических воздухоосушителях нежелательно допускать высокие степени оребрения. Можно рекомендовать $K_{ор} = 8 \div 10$, что соответствует коэффициенту эффективности ребристой поверхности $K_э > 0{,}85$.

Заметим, что чем ниже температура наружной поверхности механического воздухоосушителя (охлаждающей поверхности), тем выше осушительное действие и ниже охладительное. Это означает, что если задано количество водяного пара, подлежащего удалению из воздуха, то при более низких температурах поверхности осушка воздуха будет сопровождаться меньшим охлаждением. Следовательно, температура воздуха после осушки будет более высокой (рис. 4.68). Поэтому можно заключить, что чем выше должна быть температура осушенного воздуха при заданном уменьшении влагосодержания, тем ниже должна быть температура охлаждающей поверхности.

При одной и той же конечной температуре воздуха наибольшей его осушки удается достигнуть при более низких температурах охлаждающей поверхности (рис. 4.69). Однако чрезмерное понижение этой температуры в некоторых случаях не может быть оправдано. Так, например, если температура охлаждающей поверхности равна $\vartheta_н$, как это показано на рис. 4.62, состояние воздуха, покидающего воздухоохладитель, может оказаться между точками *H* и *B*. Конденсация водяного пара происходит не только на охлаждающей поверхности, но и в объеме воздуха. Это означает, что воздух, выходящий из осушителя, содержит мельчайшие капли воды или частицы льда, испарение которых в обслуживаемом помещении резко снижает осушающее действие механического воздухоосушителя.

Как мы видели (рис. 4.68), выбирая более низкую температуру охлаждающей поверхности, можно при одной и той же осушке получить более высокую температуру воздуха, покидающего воздухоосушитель. Однако эффект осушения всегда сопро-

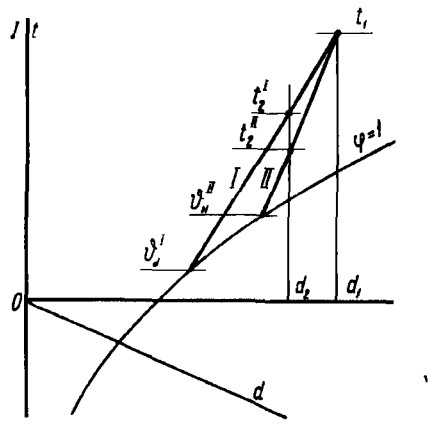


Рис. 4.68. Изображение процессов осушки воздуха в механических воздухоосушителях с различной температурой поверхности и одинаковой степенью осушки

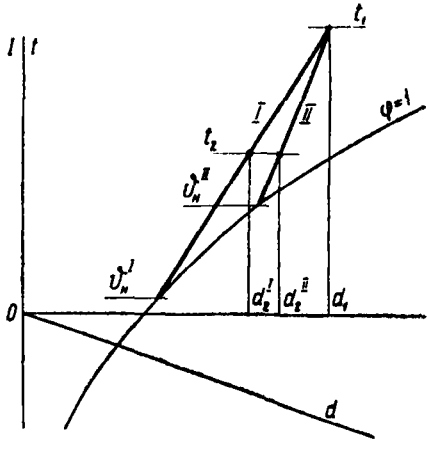


Рис. 4.69. Изображение процессов осушки воздуха в механических воздухоосушителях при условии одинаковой конечной температуры

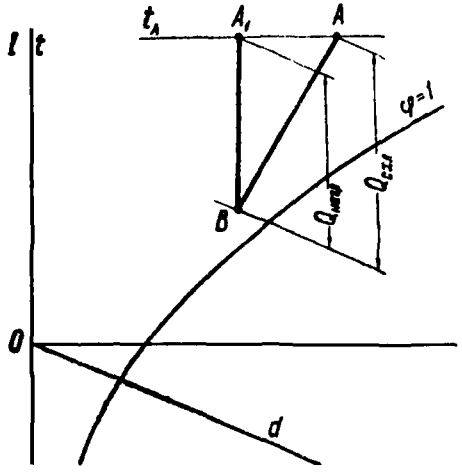


Рис. 4.70. Изображение процесса осушки воздуха при сохранении постоянной температуры до и после осушки:

AB – процесс осушки; BA_1 – процесс нагревания

вождается некоторым охлаждением. Если требуется сохранять температуру постоянной или если необходимо поддерживать температуру воздуха выше той, которую можно получить после процесса охлаждения и осушки, нужно производить нагревание воздуха. На рис. 4.70 показан процесс обработки воздуха при условии сохранения постоянной температуры t_A. Количество отведенного из воздуха тепла $Q_{охл}$ больше тепла, подведенного к воздуху в процессе нагревания ($Q_{нагр}$).

В механических воздухоосушителях для нагревания обычно используется то тепло, которое выделяется в конденсаторе. Для

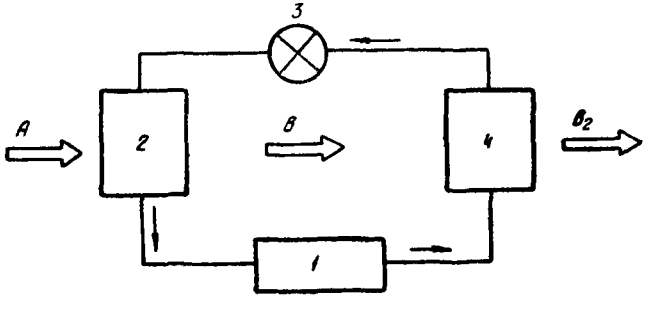


Рис. 4.71. Принципиальная схема механического воздухоосушителя с использованием для нагревания теплоты конденсации холодильного агента:

A – влажный воздух; *B* – охлажденный и осушенный воздух; B_2 – нагретый воздух: *1* – компрессор; *2* – испаритель; *3* – регулирующий вентиль; *4* – конденсатор

этого осушенный и охлажденный воздух пропускается через конденсатор холодильной машины, как это показано на рис. 5.71. Естественно, что выходящий после охлаждения конденсатора воздух будет иметь температуру и энтальпию выше начальных (рис. 4.72), поскольку в конденсаторе выделяется, кроме тепла конденсации холодильного агента, еще и тепло, связанное с работой компрессора. Работа холодильной машины в данном случае происходит по циклу теплового насоса. На этом принципе основано устройство выпускаемых в настоящее время механических воздухоосушителей.

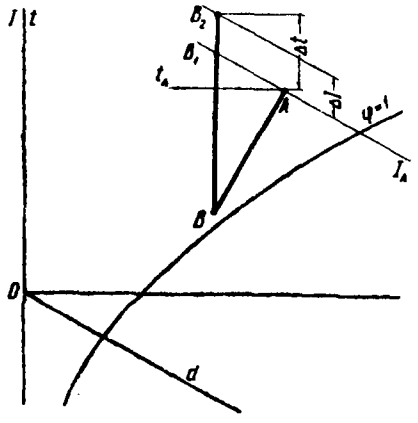


Рис. 4.72. Изображение процесса изменения состояния воздуха в механическом воздухоосушителе при использовании для нагревания тепла конденсации:

AB – процесс осушки и охлаждения (при прохождении через испаритель); BB_2 – процесс нагревания (при прохождении через конденсатор)

Осушители, основанные на применении поглотителей влаги

Осушка воздуха может производиться жидкими и твердыми влагопоглотителями. В качестве жидких влагопоглотителей применяются водные растворы различных солей. При этом используется свойство указанных растворов, заключающееся в том, что при равных температурах давление насыщенного водяного пара в пограничном слое над поверхностью раствора ($P''_{п,р}$) ниже давления насыщенного водяного пара над поверхностью воды ($P''_{п}$). Эта разность давлений насыщенного водяного пара над поверхностью воды и раствора ($P''_{п} - P''_{п,р}$) называется депрессией. Очень важным показателем для данного раствора является отношение указанных давлений, обозначаемое так же, как относительная влажность воздуха, – φ:

$$\varphi = \frac{P''_{п,р}}{P''_{п}}. \qquad (4.196)$$

Как видим, это отношение идентично понятию относительной влажности воздуха.

Свойства растворов солей принято оценивать по фазовой диаграмме, представляющей собой зависимость состояния раствора от его температуры и концентрации $K_р$:

$$K_р = \frac{g_c}{G_ж + g_c} \cdot 100\%, \qquad (4.197)$$

где $G_ж$, g_c – соответственно вес воды и растворенной в ней соли.

Поясним представленную на рис. 4.73 фазовую диаграмму раствора. Допустим, что в начальном состоянии раствор имеет концентрацию $K_{р.А}$ и температуру $t_А$ и, следовательно, его состояние на диаграмме характеризуется точкой *A*. При охлаждении раствора его состояние изменяется по линии *AB;* до точки *B* никаких изменений (за исключением уменьшения температуры) в растворе не происходит. Точка *B* лежит на кривой криоскопических состояний. При дальнейшем охлаждении состояние раствора изменяется не по вертикали, а по этой кривой. Это означает, что снижение температуры сопровождается выпадением из раствора льда.

Рассматривая криоскопическую кривую *BC*, т. е. такие состояния раствора, при которых начинает выпадать лед, можно заключить, что каждой концентрации соответствует определенное понижение температуры замерзания раствора $T_р$ по сравнению с температурой замерзания воды $T_ж$. Это понижение температуры ($\Delta t_{ж-р} = T_ж - T_р$) тем больше, чем выше концентрация раствора.

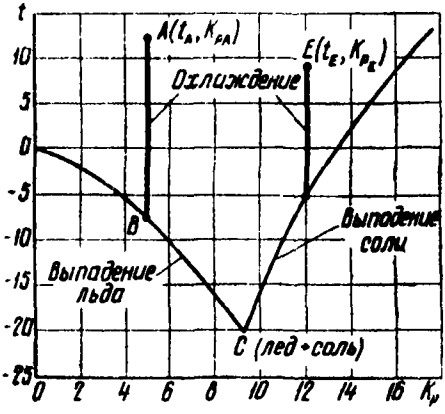


Рис. 4.73. Фазовая диаграмма раствора

Если начальное состояние раствора характеризуется точкой *E*, то процесс охлаждения изображается сначала прямой *ED*, а затем кривой *DC*. Кривая *DC* представляет собой точки состояния насыщенного раствора. Охлаждение по кривой *DC* сопровождается выпадением кристаллов растворенной соли.

В точке *С*, называемой эвтектической, отсутствует жидкая фаза, а раствор является смесью льда и кристаллов соли.

Снижение давления насыщенного водяного пара над поверхностью раствора будет тем больше, чем выше концентрация раствора. Как показали исследования, величина $\varphi = P''_{п,р} / P''_{п}$ при постоянном барометрическом давлении мало зависит от температуры. Поэтому можно считать, что $\varphi = f(K_р)$. Так, например, для раствора хлористого кальция при температуре 20 °С $K_р$ = 8%, φ = 0,95; $K_р$ = 10%, φ = 0,93; $K_р$ = 15%, φ = 0,87; $K_р$ = 20%, φ = 0,78; $K_р$ = 25%, φ = 0,7.

Раствор хлористого лития характеризуется следующими данными: $K_р$ = 4%, φ = 0,85; $K_р$ = 6%, φ = 0,8; $K_р$ = 8%, φ = 0,68; $K_р$=10%, φ = 0,55; $K_р$= 12%, φ = 0,45; $K_р$ = 14%, φ = 0,35; $K_р$= 16%, φ = 0,2.

К веществам, водные растворы которых могут быть использованы для осушки воздуха, относятся главным образом хлористые и бромистые соли легких металлов: NaCl, MgCl, $CaCl_2$, LiCl, LiBr и др.

При выборе раствора для воздухоохладительной установки следует учитывать, кроме его воздухоосушительных свойств, еще и стоимость, а также такие его свойства, как химическую стойкость, токсичность и способность вызывать коррозию.

К числу эффективных воздухоосушителей принадлежат хлористый и бромистый литий, однако эти соли имеют высокую стоимость.

В качестве воздухоосушительной установки, использующей для обработки воздуха влагопоглощающий раствор, может быть применен любой из рассмотренных контактных аппаратов. Лучше других для этой цели подходят аппараты пенного типа.

В воздухоосушительной установке в процессе взаимодействия воздуха и раствора изменяется состояние того и другого. Раствор отнимает от воздуха тепло и влагу, и поэтому несколько нагревается и разбавляется водой.

Увеличение температуры раствора целесообразно ограничить 2–3 °С, а уменьшение концентрации – 0,2–0,3%.

Поскольку концентрация раствора в процессе работы установки снижается, ее необходимо непрерывно восстанавливать до начального значения. Этот процесс называется реконцентрацией.

Существует несколько методов реконцентрации раствора. Наиболее часто применяется выпаривание влаги из кипящего раствора или испарение ее из нагретого раствора.

На рис. 4.74 представлена схема установки с использованием метода, основанного на выпаривании влаги из раствора.

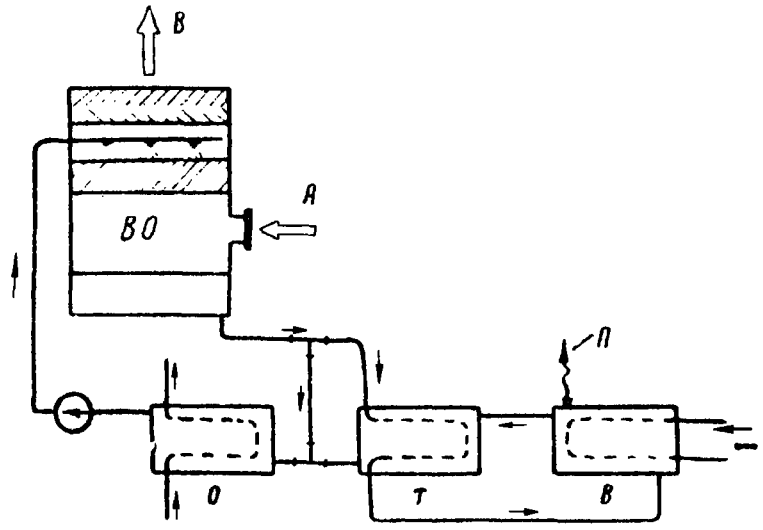


Рис. 4.74. Реконцентрация раствора выпариванием влаги:

ВО – воздухоосушитель; *О* – охладитель раствора; *Т* – теплообменник; *В* – устройство для выпаривания влаги; *П* – выход пара; *А* – вход влажного воздуха; *В* – выход осушенного воздуха

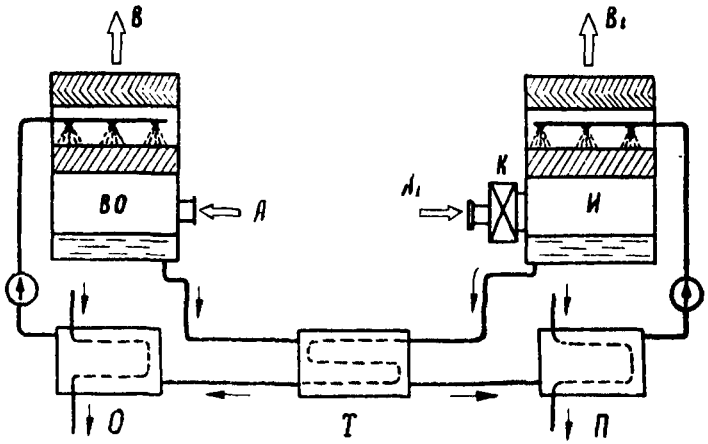


Рис. 4.75. Реконцентрация раствора при помощи испарения влаги:

ВО – воздухоосушитель; *И* – испаритель; *К* – калорифер; *П* – подогреватель раствора; *Т* – теплообменник; *О* – охладитель раствора; *А* – вход влажного воздуха; *В* – выход осушенного воздуха; A_1 – вход наружного воздуха; B_1 – выброс в атмосферу увлажненного воздуха

В случае применения не выпаривания, а испарения следует обеспечить испарение абсорбированной раствором влаги. Для этого достаточно нагреть раствор до такой температуры, чтобы давление водяного пара над поверхностью раствора оказалось выше парциального давления пара в воздухе, предназначенном для поглощения избыточного количества влаги. Тогда будет наблюдаться испарение последней и произойдет необходимая реконцентрация раствора. Обычно в качестве установки, предназначенной для испарения, используется аппарат того же типа, что и для осушки воздуха (рис. 4.75).

Осушка воздуха твердыми поглотителями влаги

Осушка воздуха твердыми поглотителями влаги значительно эффективнее осушки с помощью водных растворов солей. В качестве твердых поглотителей влаги из воздуха используются вещества, называемые сорбентами. Чаще других сорбентов применяется гель кремниевой кислоты, или силикагель. Силикагель выпускается промышленностью в виде зерен диаметром от 2 до 6 *мм*. Зернам силикагеля свойственна весьма пористая структура, которая создает развитую поверхность внутренних капилляров. Суммарная площадь внутренней поверхности стенок капилляров достигает 400 000 $м^2$ на 1 *кГ* сорбента. Плотность самого твердого вещества силикагеля $\gamma_т = 2{,}2 \div 2{,}3$ $Г/см^3$, а плотность сорбента в насыпном состоянии $\gamma = 0{,}45 \div 0{,}7$ $Г/см^3$.

В Советском Союзе выпускается две марки силикагеля: КСМ и КСК. Силикагель марки КСК имеет более крупные зерна и его пористость выше. Если у силикагеля марки КСМ объем капилляров составляет около 42% объема, то объем капилляров у силикагеля марки КСК равен 61%. Влагопоглотительная способность силикагеля марки КСК при более высоких (выше 0,65) значениях относительной влажности воздуха выше, чем у силикагеля марки КСМ. Поэтому для осушки воздуха целесообразнее применять силикагель марки КСК.

В основе механизма процесса осушки воздуха лежат явления адсорбции и капиллярной конденсации. Молекулы водяного пара, адсорбированные поверхностью капилляров и сконденсировавшиеся на ней, образуют вогнутый мениск жидкости (воды). Известно, что давление насыщенного пара жидкости над ее вогнутой поверхностью ниже, чем над плоской. Причем это понижение обратно пропорционально радиусу капилляра.

Таким образом, если давление водяного пара в воздухе будет больше, чем давление насыщенного пара над вогнутой поверхностью воды в капиллярах, то пар из воздуха будет диффундировать в полость капилляров и затем конденсироваться.

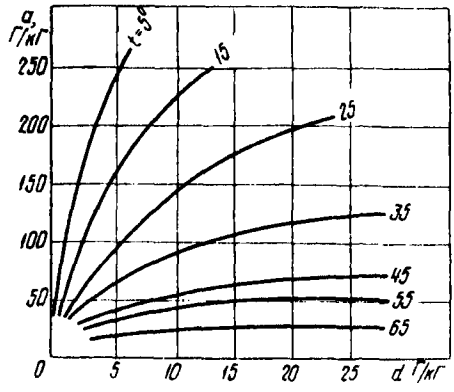


Рис. 4.76. Зависимости равновесного содержания влаги в силикагеле от температуры и влагосодержания влаги в силикагеле от температуры и влагосодержания воздуха

Способность силикагеля поглощать водяной пар из воздуха зависит от температуры и парциального давления или влагосодержания воздуха. Максимальное количество водяного пара, поглощаемое силикагелем из воздуха, соответствует равновесному состоянию, которое наступает после продолжительного пребывания силикагеля в данном воздухе.

Если обозначить равновесное состояние силикагеля a *Г/кГ* сухого силикагеля, то в зависимости от влагосодержания и температуры воздуха кривые равновесной влажности будут изображаться кривыми в соответствии с рис. 4.76.

В установках, используемых для осушки воздуха, силикагель насыпается слоем, имеющим определенную толщину. При этом средняя влажность силикагеля в слое меньше равновесной.

Если по оси абсцисс отложим толщину слоя силикагеля l, а по оси ординат – отношение влажности в данной точке слоя силикагеля к равновесной x/a, то получим кривые распределения влажности силикагеля для различных отрезков времени $(\tau_1, \tau_2, ..., \tau_n)$, показанные на рис. 4.77. По истечении отрезка времени τ, равновесная влажность достигается лишь на поверхности слоя силикагеля, т. е. толщина слоя с равновесной влажностью равна нулю ($\Delta z_1 = 0$), толщина слоя силикагеля, не начавшего работать, равна Δy_1. После отрезка времени τ_2 равновесную влажность приобретает часть слоя силикагеля, равная Δz_2, а толщина слоя, не набравшего влаги, составляет Δy_2. И лишь после отрезка времени τ_n вся толщина слоя силикагеля вступает в работу ($\Delta y_n = 0$), а на толщине Δz_n силикагель приобретает равновесную влажность.

Таким образом, в каждый данный момент времени τ_i есть слой силикагеля, влажность которого x менее равновесной. В соответствии с рис. 4.77 толщина такого слоя равна $l - \Delta z_i - \Delta y_i$. Слой толщиной Δz_i имеет равновесную влажность, т. е. $x = a$, для слоя толщиной Δy_i влажность $x = 0$ (или первоначальной величине, которую

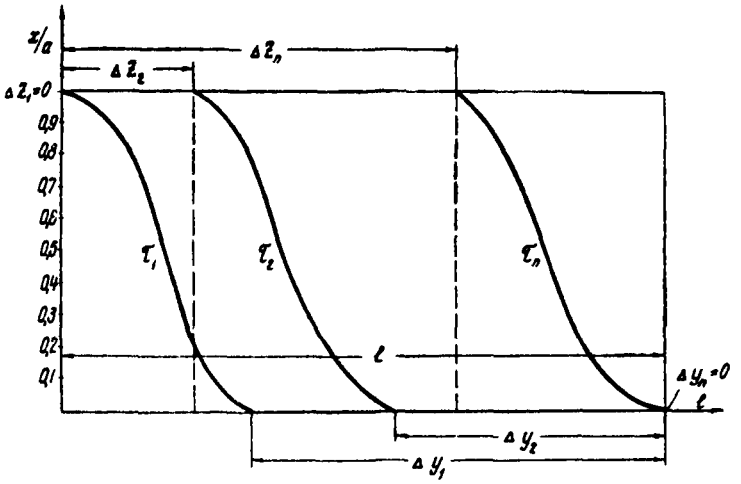


Рис. 4.77. Кривые распределения влажности силикагеля в различные моменты времени

силикагель имел до начала работы установки). По истечении τ_n часов силикагель во всей толщине слоя приобретает ту или иную влажность. При этом средняя влажность силикагеля тем выше, чем толще слой. Использование слоя силикагеля в течение периода времени, превышающего τ_n часов, нецелесообразно, так как степень осушки воздуха начнет постепенно снижаться.

С помощью силикагеля можно достигнуть глубокого осушения воздуха, конечное влагосодержание которого может достигать величины $d_к = 0{,}025$ *Г/кГ*, что соответствует температуре точки росы примерно –50 °С.

Сопротивление слоя силикагеля Δh в *мм вод. ст.* может быть определено по приближенной формуле

$$\Delta h = (3500 \div 4000)\, l w^2, \qquad (4.198)$$

где l – толщина слоя, *м*;

w – скорость воздуха при подходе к слою силикагеля, *м/сек*.

Рекомендуется принимать w в пределах 0,15–0,5 *м/сек*.

Поглощение силикагелем водяного пара из воздуха состоит, как указывалось выше, из двух процессов: адсорбции и капиллярной конденсации. Оба эти процесса сопровождаются выделением тепла. При адсорбции выделяется теплота смачивания, которая для различных условий составляет величину менее 100 *ккал* на 1 *кГ* поглощенной влаги.

В процессе капиллярной конденсации освобождается теплота парообразования, приблизительно равная 600 *ккал* на 1 *кГ* влаги. Следовательно, полные тепловыделения достигают величины, близкой к 700 *ккал* на 1 *кГ* адсорбированной влаги.

Можно считать, что тепло, составляющее теплоту смачивания, теряется на нагревание элементов установки и отдается окружающей среде. Теплота парообразования, содержавшаяся ранее в воздухе вместе с водяным паром, поступает вновь в воздух в виде явного тепла, что выражается в росте его температуры.

Процесс изменения состояния воздуха при прохождении им слоя силикагеля изображается на $I - d$ диаграмме изоэнтальпой (рис. 4.78).

После того как слой силикагеля достигает расчетной влажности, его использование для осушки воздуха прекращается. С целью возвращения силикагелю первоначальных свойств производится его регенерация, заключающаяся в нагревании до температуры выше 100 °С (обычно путем пропуска через слои силикагеля воздуха, имеющего температуру 150–180 °С) с последующим охлаждением. В процессе нагревания (или активации) происходит испарение влаги в капиллярах силикагеля, а в процессе охлаждения минимальное количество водяного пара вновь конденсируется, благодаря чему в капиллярах образуются мениски воды, способствующие дальнейшим процессам осушки воздуха.

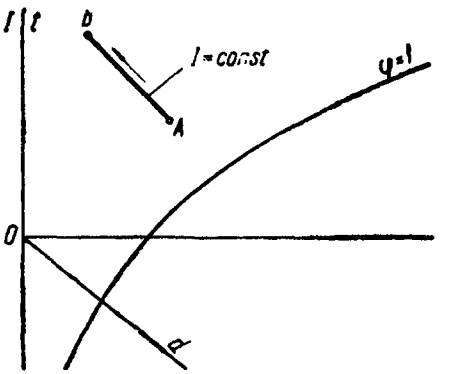


Рис. 4.78. Изображение на $I - d$ диаграмме процесса осушки воздуха в слое сорбента

Таким образом, работа силикагелевой воздухоосушительной установки состоит из двух циклов: цикла адсорбции и цикла активации. Для обеспечения непрерывности действия воздухоосушительной установки слои силикагеля дублируют, и тогда во время работы одного слоя в цикле адсорбции другой проходит активацию, и наоборот.

Принципиальная схема установки с дублирующими друг друга слоями силикагеля представлена на рис. 4.79. В положении, изобра-

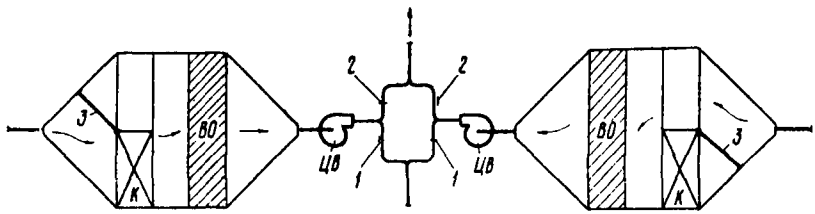


Рис. 4.79. Схема установки с дублирующими слоями силикагеля:

ВО – слой воздухоосушающего твердого сорбента; *К* – калорифер; *ЦВ* – центробежный вентилятор:
1 – регулирующее устройство на подаче воздуха в помещение; *2* – регулирующие устройства на выбросе воздуха в атмосферу; *3* – клапан, регулирующий пропуск воздуха через калорифер или помимо него

женном на рисунке, в левой части установки происходит активация силикагеля, а в правой части – осушка воздуха.

Естественно, что в установках с двумя дублирующими слоями силикагеля продолжительность циклов должна быть одинакова. Следует иметь в виду, что толщина слоя силикагеля и продолжительность процесса адсорбции связаны друг с другом.

Количество влаги $G_ж$, подлежащее удалению из воздуха, равно

$$G_ж = \frac{G_г (d_1 - d_2)}{1000}\tau, \qquad (4.199)$$

где d_1, d_2 – начальное и конечное влагосодержание воздуха, *Г/кГ*;
τ – длительность цикла адсорбции, *час*.

Предельную влажность силикагеля a следует назначать порядка 0,1 веса сухого силикагеля (γ_c). Следовательно, требующийся для поглощения $G_ж$ объем силикагеля составит

$$V = \frac{G_ж}{a\gamma_c} = \frac{G_г (d_1 - d_2)\tau}{1000 a\gamma_c}. \qquad (4.200)$$

Если принять скорость перед входом воздуха в слой силикагеля w, то можно определить площадь лобовой поверхности слоя:

$$F = \frac{G_г \left(1 + \frac{d_1}{1000}\right)}{\gamma_г \cdot 3600 w}\tau,$$

где $\gamma_г$ – объемный вес воздуха, *кГ/м*^{3}. Отсюда толщина слоя силикагеля оказывается равной

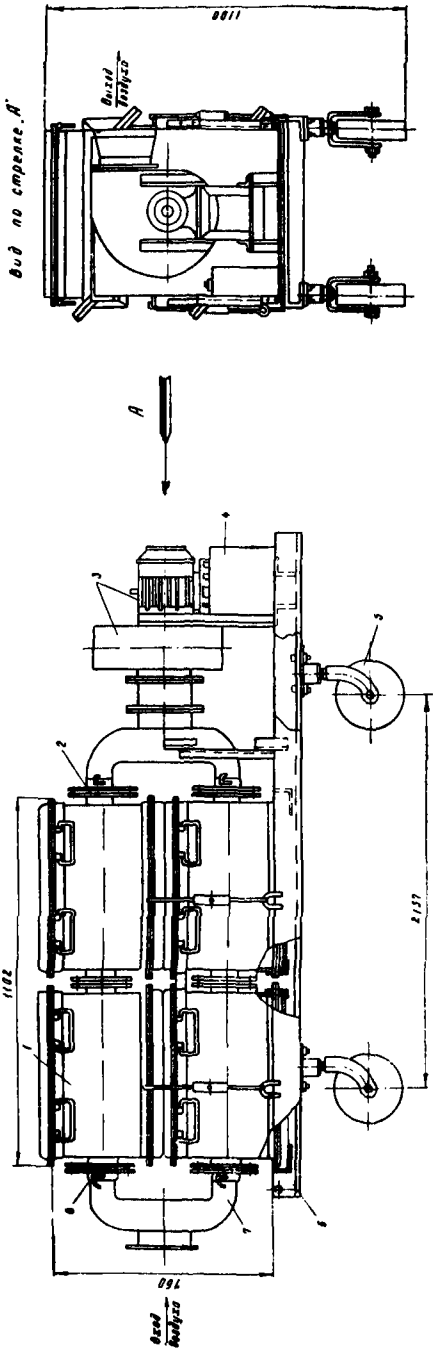


Рис. 4.80. Силикагелевая передвижная воздухоосушительная установка:

1 – осушительный патрон; *2* – хомут; *3* – вентиляционный агрегат; *4* – магнитный пускатель; *5* – катки; *6* – монтажная рама; *7* – тройник; *8* – клапан

$$l = \frac{V}{F} = 3600 \frac{(d_1 - d_2)\,\gamma_г \tau w}{(1000 + d_1)\,a\gamma_c}. \qquad (4.201)$$

Приняв $\gamma_г = 1{,}2$ *кГ/м*^{3}, $\gamma_c = 600$ *кГ/м*^{3} и $a = 0{,}1$, можно получить приблизительную формулу для определения толщины слоя силикагеля:

$$l \approx 0{,}007 \tau w (d_1 - d_2). \qquad (4.202)$$

Кроме установок, работа которых должна быть непрерывной, в ряде случаев возникает необходимость в агрегатах периодического действия. Последние целесообразно иметь передвижными, так как это позволяет производить, например, интенсивную осушку различных помещений строящихся зданий перед началом отделочных работ.

В. И. Сыщиковым разработана передвижная силикагелевая установка, состоящая из четырех патронов. В каждом патроне два горизонтальных слоя силикагеля толщиной по 125 *мм*, расположенных параллельно направлению движения воздуха (рис. 4.80).

В комплект установки входит тележка, на которой смонтированы две колонки патронов, вентилятор и электродвигатель. Осушаемый воздух в количестве 1000 *м*^{3}*/час* забирается из помещения и разделяется на два потока, каждый из них проходит последовательно через два патрона.

Общая максимальная влагоемкость установки составляет 50 *кГ*. Патроны, достигшие полного влагонасыщения, снимаются и подвергаются регенерации, а их место занимают новые.

Кроме силикагеля, в качестве твердого сорбента можно использовать алюмогель, или активированный алюминий, содержащий в основном Al_2O_3. Сорбционные способности этого сорбента ниже, чем силикагеля, а область его применения ограничена температурой порядка 25 °С. Поэтому алюмогель используется реже, чем силикагель. Однако с помощью алюмогеля можно получить более высокую степень осушки воздуха, характеризующуюся температурой точки росы –60 °С.

Осушка воздуха в установках, использующих хлористый кальций

Применение хлористого кальция в установках для осушки воздуха основано на его способности в твердом и жидком состоянии поглощать водяной пар из воздуха.

Физическая картина поглощения хлористым кальцием водяного пара из воздуха может быть представлена следующим образом. При контакте воздуха с твердым сорбентом происходит поглощение во-

дяного пара на границе контакта, следствием чего является химическое связывание молекул H_2O и видоизменение поверхностного слоя твердого вещества – переход $CaCl_2$ в $CaCl_2nH_2O$ (процесс гидратации). По мере увеличения числа поглощенных молекул воды на поверхности твердого $CaCl_2$ образуется пленка жидкости (раствора), в которой продолжается процесс поглощения водяного пара. Поглощенная из воздуха пленкой раствора влага продвигается в глубь слоя твердого хлористого кальция. Установлено, что длина участка слоя сорбента, на котором происходит активное поглощение водяного пара из воздуха, равна 450–600 *мм*.

Влагопоглотительная способность хлористого кальция характеризуется построенными В. И. Сыщиковым кривыми, которые показаны на рис. 4.81.

Как видно из рисунка, влагопоглотительная способность хлористого кальция тем больше, чем выше относительная влажность воздуха. Второй вывод, который можно сделать в результате рассмотрения кривых рис. 5.81, заключается в целесообразности использования всей влагопоглотительной способности $CaCl_2$, которая состоит из $G = G_ж + G_т$ *кГ*/*кГ* сорбента. Если не предусматривать поглощения влаги раствором, поглотительная способность уменьшается на величину $G_ж$. Поэтому во всех установках, предложенных В. И. Сыщиковым, осуществлен принцип, в соответствии с которым процесс поглощения водяного пара происходит не только при омывании воздухом слоя твердого хлористого кальция, конечным результатом чего является образование раствора, но и при взаимодействии воздуха с этим раствором.

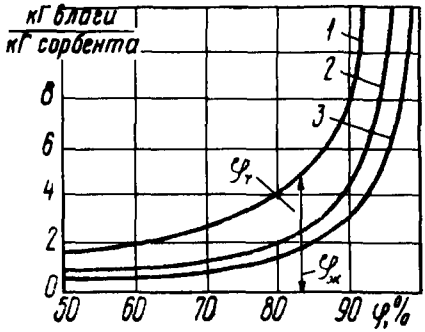


Рис. 4.81. Влагопоглотительная способность хлористого кальция в зависимости от его состояния и относительной влажности воздуха:
1 – безводный хлористый кальцнй $CaCl_2$; *2* – кристаллический хлористый кальций $CaCl_2nH_2O$; *3* – концентрированный раствор

Разработано несколько типов переснаряжаемых хлористокальциевых воздухоосушительных установок, которые по способу использования можно подразделить на переносные, передвижные и стационарные, а по направлению движения воздуха при омывании слоя сорбента – на вертикальные и горизонтальные.

Принципиальная схема установки переносного типа с вертикальными слоями хлористого кальция показана на рис. 4.82. Воздух поступает снизу и проходит вверх между вертикально расположенными тонкими слоями хлористого кальция (толщиной 10–20 *мм*). Тонкие слои хлористого кальция могут быть созданы в виде армированных металлической сеткой пластин или тонких кассет (рис. 4.83). В результате поглощения водяного пара твердый сорбент переходит в жидкое состояние и стекает вниз. Такая схема позволяет осуществлять контакт поступающего наиболее влажного воздуха прежде всего со стекающим раствором, которого больше всего в нижней части, а затем уже с твердым сорбентом. Это, как видно из рис. 4.81, в наи-

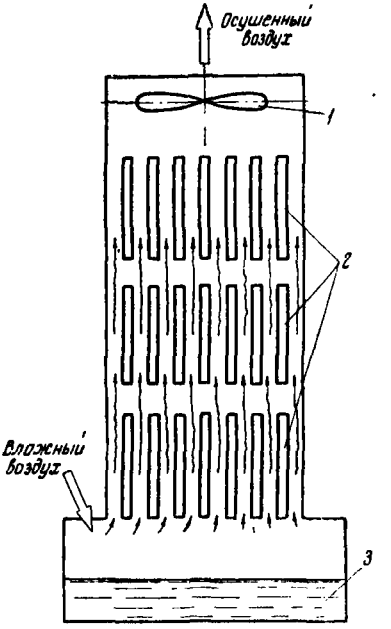


Рис. 4.82. Схема установки переносного типа с вертикальными слоями хлористого кальция:

1 – вентилятор; *2* – слои хлорнстого кальция; *3* – растворосборник

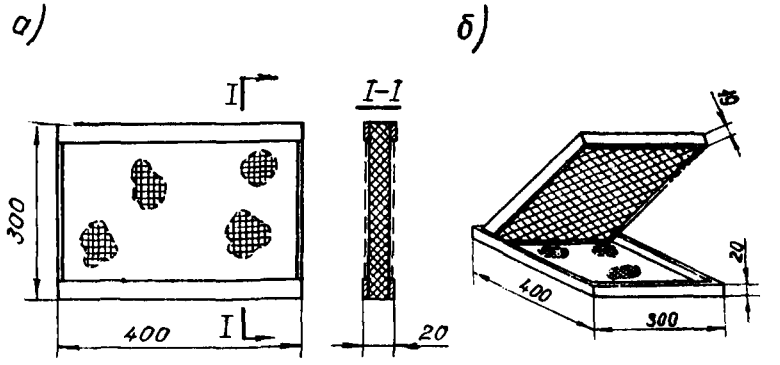


Рис. 4.83. Пластины и кассеты хлористого кальция:

а – пластнна; *б* – пластина с кассетой

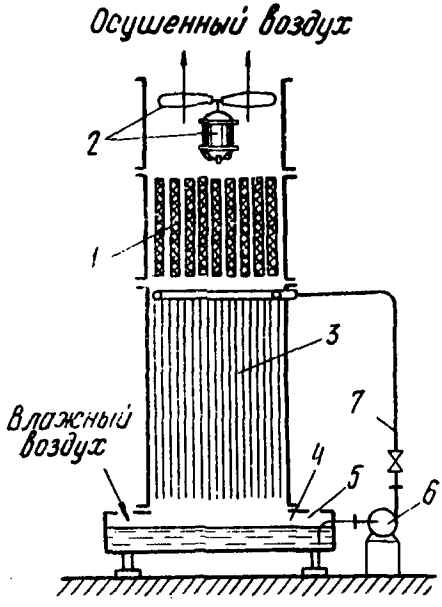


Рис. 4.84. Воздухоосушительная установка с использованием тонкокапиллярного материала (тканевой насадки):

1 – пластины с твердым хлористым кальцием; *2* – вентиляционный агрегат; *3* – тканевая насадка; *4* – растворосборник; *5* – отверстие для входа влажного воздуха; *6* – насос; *7* – растворопровод

большей степени соответствует характеру кривых поглощения.

Укажем, что в числе разработанных В. И. Сыщиковым установок имеется модификация, в которой нижняя часть (см. рис. 4.84) заполняется не пластинками, а тканевой насадкой из тонковолокнистого материала с развитыми капиллярами (марля, стекловолокно), орошаемой стекающим раствором.

На рис. 4.85 представлена передвижная установка с горизонтальными слоями хлористого кальция. В верхней части этой установки кассеты-противни с хлористым кальцием располагаются открытой поверхностью вниз, что позволяет образовавшемуся раствору беспрепятственно стекать. Предусматривается последовательное перетекание раствора с верхних противней на нижние. В нижнюю часть раствор перетекает через специальные окна, устроенные в разделительной диафрагме, и попадает в кассеты, расположенные открытой поверхностью вверх. При этом в нижней части могут быть установлены пустые кассеты, заполняемые раствором из верхней части в процессе работы установки.

Во всех случаях расстояние между пластинами или кассетами установки должно быть 15–20 *мм*, а скорость воздуха не более 2,0 *м/сек*.

Процесс изменения состояния воздуха при прохождении через хлористокальциевые установки такой же, как и в случае применения силикагеля, и изображается на $I - d$ диаграмме линией $I = \text{const}$. Получающееся при этом повышение температуры воздуха позволя-

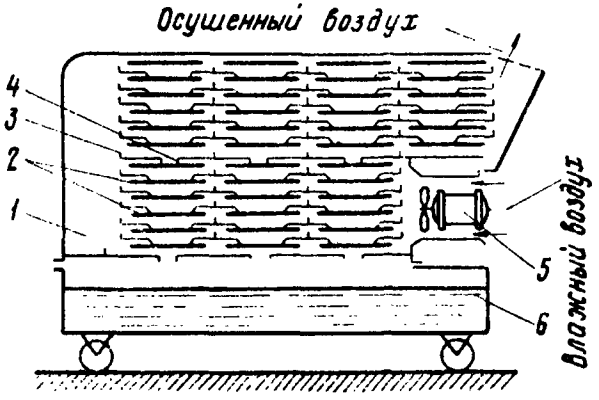


Рис. 4.85. Передвижная воздухоосушительная установка с горизонтальными слоями хлористого кальция:

1 – абсорбер; *2* – тонкие слои сорбента; *3* – диафрагма; *4* – отверстие для стока раствора; *5* – вентиляционный агрегат; *6* – растворосборник

ет полезно использовать принцип вертикальной компоновки. Движение воздуха в установках вертикального типа может быть осуществлено за счет естественной конвекции без применения вентиляторов. Однако установки с горизонтальным расположением слоев сорбента более компактны.

Восстановление влагопоглотительной способности хлористого кальция, или его регенерацию, можно осуществлять выпариванием из раствора твердого вещества. Выпаривание целесообразнее производить не с помощью кипячения, а путем обдувания горячим воздухом (с температурой 70–110 °С).

Более подробные сведения о хлористокальциевых установках можно найти в специальном пособии для проектирования, разработанном В. И. Сыщиковым [31].

Глава 5

СЕТИ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 5.1. Воздуховоды

Воздуховодами называются специальные каналы, служащие для перемещения воздуха в системах вентиляции и кондиционирования. С помощью воздуховодов наружный (атмосферный) воздух в приточных системах вентиляции подводится к различным аппаратам для обработки, а затем распределяется по помещениям сооружения. В вытяжных системах, наоборот, воздух из помещений при помощи воздуховодов направляется к вытяжной шахте и выбрасывается наружу.

Движение воздуха в воздуховодах происходит благодаря работе вентилятора, который создает в одной части сети воздуховодов давление выше атмосферного, а в другой – ниже атмосферного. Поэтому сеть воздуховодов делится на две части: нагнетательную и всасывающую. В приточных системах вентиляции более разветвленной является нагнетательная часть, а в вытяжных системах – обычно всасывающая. Кроме того, как мы видели (гл. 3), в системах кондиционирования предусмотрены воздуховоды, используемые для рециркуляции части воздуха.

Классифицировать воздуховоды можно по ряду признаков. По материалу, из которого они изготовлены, воздуховоды делятся на две большие группы: металлические и неметаллические.

К металлическим воздуховодам относятся наиболее распространенные стальные воздуховоды из малоуглеродистой черной и оцинкованной листовой стали. Малоуглеродистые стали марок Ст. 1, Ст. 2 и Ст. 3, содержащие незначительный процент углерода (до 0,2%), являются мягкими, обладают достаточной прочностью и необходимой пластичностью и вязкостью. Применяются два типа тонколистовой стали: кровельная и оцинкованная в виде листов 710×1420 *мм* и 1000×2000 *мм* с толщиной листа 0,5–2,0 *мм* и имеющая толщину листа 0,8–4,0 *мм*, ширину 600–1400 *мм* и длину 1200–1400 *мм*.

Соединение отдельных стальных листов для получения деталей воздуховодов производится с помощью фальцев (рис. 5.1) или сварки.

Сварные соединения применяются при толщине листовой стали не менее 0,8 *мм*, при этом дуговая сварка допускается, если тол-

щина сварных листов не менее 1,5 *мм*. Для сварки более тонких листов используются газовые сварные соединения.

В настоящее время разработаны металлические воздуховоды весьма совершенного типа – так называемые спирально-навивные воздуховоды. Эти воздуховоды, в отличие от воздуховодов с фланцевыми соединениями, обладают большими плотностью и жесткостью.

В зависимости от свойств транспортируемого в воздуховодах воздуха применяются обычные или защитные покраски и покрытия внутренней поверхности стальных воздуховодов. При наличии в перемещаемом воздухе особо агрессивных примесей используются воздуховоды из нержавеющей стали и алюминия.

Из числа неметаллических воздуховодов наибольшее распространение получили воздуховоды, изготовленные из винипласта, асбестоцементные воздуховоды и воздуховоды из других строительных материалов. Воздуховоды последней разновидности могут быть выполнены в виде самостоятельных конструкций. Примером их являются приведенные на рис. 5.2 приставные шлакогипсовые воздуховоды. Кроме того, к этой же разновидности

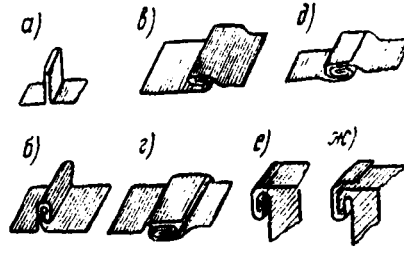


Рис. 5.1. Типы фальцевых соединений:
а – одинарный стоячий; *б* – двойной стоячий; *в* – одинарный лежачий; *г* – двойной лежачий; *д* – полуторный комбинированный; *е* – одинарный угловой; *ж* – комбинированный угловой

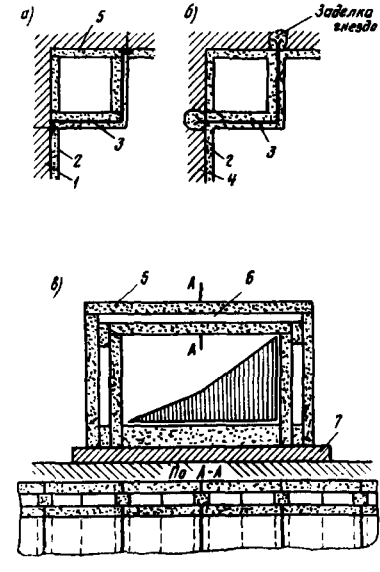


Рис. 5.2. Приставные шлакогипсовые воздуховоды:
а – у деревянных конструкций; *б* – у каменных конструкций; *в* – двойной чердачный короб: *1* – деревянная стенка; *2* – штукатурка; *3* – пачечная сталь; *4* – кирпичная стена; *5* – плита; *6* – воздушная прослойка; *7* – настил

воздуховодов относятся различные каналы, представляющие собой часть строительных ограждений. На рис. 5.3 показаны воздуховоды в подземном сооружении, составляющие часть выработки (ее подсводное пространство).

В последнее время были предложены воздуховоды из нового конструкционного материала – металлопласта, получаемого нанесением различных пластмассовых пленок на металлические листы. Эти воздуховоды являются весьма перспективными, так как позволяют заменить дорогостоящую и дефицитную нержавеющую сталь.

Выбор того или иного материала для изготовления воздуховодов должен производиться в зависимости от свойств перемещаемой среды на основании рекомендаций, содержащихся в СНиП 41-01-2003.

Воздуховоды могут отличаться не только по материалу, но и по форме поперечного сечения. Если воздуховоды представляют собой самостоятельную конструкцию, они чаще всего изготовляются круглыми или прямоугольными. Круглые воздуховоды требуют меньше материала, они более жесткие и допускают бóльшую степень индустриализации при изготовлении. Поэтому во всех случаях следует стремиться применять круглые воздуховоды.

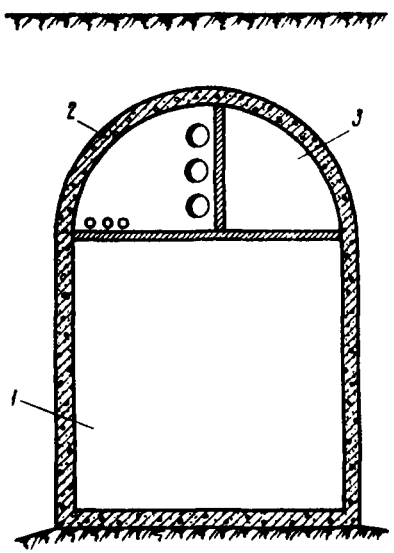


Рис. 5.3. Вентиляционные каналы в подземных сооружениях:

1 – служебное помещение; *2* – часть выработки для инженерных коммуникаций; *3* – воздуховод

В сооружениях производственного назначения, как правило, используются воздуховоды круглого поперечного сечения. Но круглые воздуховоды могут применяться не всегда. Причиной тому, во-первых, являются архитектурно-эстетические соображения. Прямоугольная форма воздуховодов в большей степени, чем круглая, позволяет размещать их в помещениях, не нарушая архитектурного облика последних. Второе обстоятельство, которое заставляет переходить на прямоугольные воздуховоды, – ограниченная высота помещений. Так, если высота помещения составляет 2,4 *м*, то обычно нельзя применять круг-

лые воздуховоды с диаметром поперечного сечения более 0,5 *м*, так как это затруднит проход людей. В этом случае необходимо переходить на прямоугольные воздуховоды, равновеликие по площади поперечного сечения круглым.

На самые распространенные металлические воздуховоды из тонкой листовой стали разработаны нормы, предусматривающие такие размеры сечений круглых и прямоугольных воздуховодов, которые обеспечивают минимальные количества отходов при раскрое стандартного листа. Строительными нормами ВСН 353-86 предусмотрены 22 диаметра от 100 до 2000 мм для воздуховодов круглого сечения и 33 размера от 100x150 до 1600x2000 мм воздуховодов прямоугольного сечения.

Для выполнения разветвленной сети воздуховодов той или иной конфигурации необходимы прямые звенья и фасонные части.

При изготовлении круглых и прямоугольных металлических воздуховодов применяются следующие фасонные части:

а) Переходы с одного сечения на другое. Сечения могут отличаться формой, размерами, а также тем и другим. Различают переходы с круглого сечения на круглое, с прямоугольного на прямоугольное и с прямоугольного сечения на круглое. Переходы могут быть прямые, когда центры сечений лежат на одной оси, и косые, когда центры смещены.

б) Отводы и колена. Эти фасонные части служат для осуществления поворотов трассы воздуховодов под тем или иным углом. Отводы отличаются от колен более плавным очертанием. Чем больше радиус закругления отвода, тем меньше его сопротивление. Сопротивления колен значительно больше, чем отводов. Для уменьшения сопротивления колена в нем может быть предусмотрена специальная аэродинамическая решетка в виде направляющих лопаток (рис. 5.4). Следует заметить, что на отводы под углом 90° с круглым и прямоугольным поперечным сечением имеются нормали.

в) Тройники. Они являются, так же как и отводы, весьма распространенными фасонными частями и устанавливаются в таких местах сети воздуховодов, в которых необходимы ответвления. В тройниках

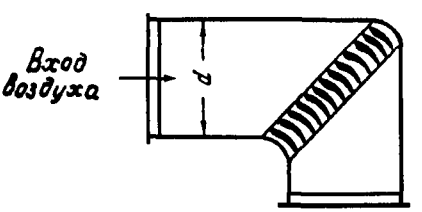


Рис. 5.4. Колено с профилированными направляющими лопатками

происходит разделение или слияние воздушных потоков. Различают прямые и штанообразные тройники. Геометрически тройники характеризуются углом примыкания ответвления α и отношением площадей поперечных сечений ответвления и проходной части к площади сечения сборной части, т. е. f_0/f и $f_п/f$.

В настоящее время на прямые и штанообразные тройники круглого и прямоугольного поперечного сечения имеются нормали. На рис. 5.5 представлена схема нормализованного прямого тройника для круглых воздуховодов. Угол примыкания ответвления α для этого тройника составляет 30° при диаметре воздуховодов $d < 440$ *мм* и 45° при $d > 440$ *мм*. Как видно из рис. 5.5, установка этого нормализованного тройника предусматривается с полуотводом.

Кроме рассмотренных фасонных частей, для тех же целей (поворотов трассы воздуховодов и присоединения ответвлений) применяются крестовины и утки.

Следует выделить фасонные части, являющиеся по существу переходами, но называемые диффузорами и конфузорами. В диффузоре происходит расширение движущегося потока воздуха, а в конфузоре – сужение. Эти фасонные части обычно устанавливаются перед оборудованием, предназначенным для обработки воздуха (калориферы, масляные фильтры) и имеющим поперечное сечение значительно больших размеров, чем сечение воздуховодов.

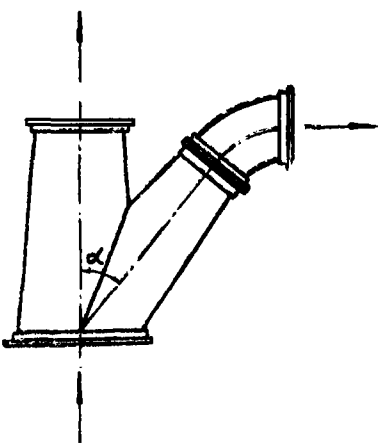


Рис. 5.5. Нормализованный прямой тройник круглого сечения

Соединение отдельных звеньев и фасонных частей воздуховодов между собой, а также их присоединение к оборудованию осуществляется с помощью фланцев.

Фланцы могут выполняться из полосовой стали (обычно 25×4 *мм*) или угловой стали (сортаментом от 25×25×3 *мм* до 50×50×4 *мм*).

Для воздуховодов диаметров до 375 *мм* и соответствующих прямоугольных воздуховодов с фальцевыми соединениями могут применяться фланцы из полосовой стали. Звенья фальцевых воздуховодов с более крупными поперечными сече-

ниями и сварных воздуховодов должны соединяться на фланцах из угловой стали.

В зависимости от свойств движущегося воздуха прокладки между фланцами воздуховодов рекомендуется выполнять из следующих материалов:

- для воздуха нормальной влажности при температуре до 70 °С – из пряди смоляного каната или шнурового асбеста;
- для воздуха с повышенной влажностью – из листовой резины;
- для воздуха с температурой более 70 °С – из асбестового картона;
- для воздуха, содержащего пары кислот, – из кислотостойкой резины.

Для изменения количества перемещаемого в сети воздуховодов воздуха и для отключения отдельных ветвей или всей сети воздуховодов применяются различные регулировочные и запорные устройства. К наиболее распространенным из них относятся:

а) шибер, позволяющий изменять величину проходного сечения воздуховода путем перемещения заслонки в направлении, поперечном движению воздуха. Во избежание излишних утечек воздуха следует рекомендовать устраивать шибер в конверте (рис. 5.6). Обычным местом установки шибера является сечение воздуховода в непосредственной близости от выхлопного отверстия вентилятора. С помощью шибера регулируется суммарный расход воздуха, перемещаемого вентилятором;

б) дроссельный клапан, в котором, в отличие от шибера, изменение сечения происходит благодаря вращению заслонки

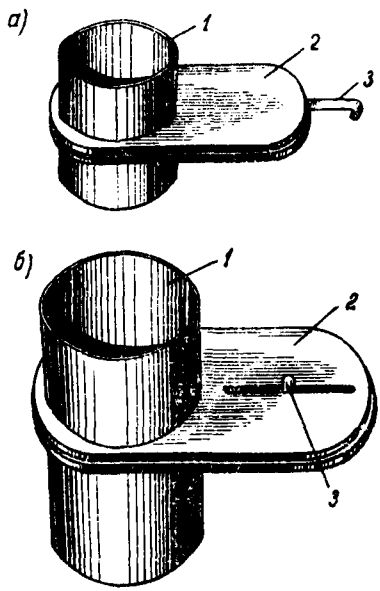


Рис. 5.6. Шиберы в конвертах:
а – с выдвижной ручкой;
б – с потайной ручкой:
1 – воздуховод; *2* – конверт; *3* – ручка

вокруг оси (рис. 5.7). Естественно, что форма и размеры заслонки должны соответствовать проходному сечению воздуховода в месте установки дроссель-клапана. Обычно ось, вокруг которой вращается заслонка, соединяется с рукояткой, выведенной наружу. По положению рукоятки можно судить о степени открытия заслонки. Для фиксирования заслонки в нужном положении на секторе предусмотрены специальные гнезда, в них может входить шпилька, имеющаяся на рукоятке. Дроссельные клапаны, как правило, устанавливаются на ответвлениях сети воздуховодов и служат для регулирования количества переме-

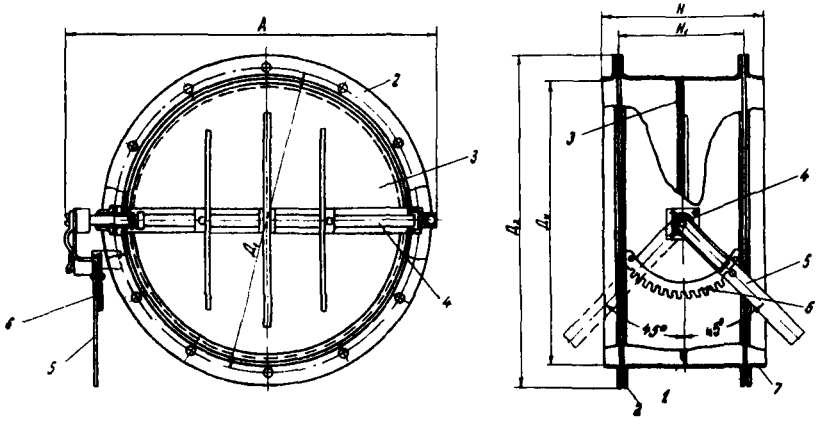


Таблица размеров

Дроссель клапана ДУ	$Д_1$	$Д_2$	Д	Н	$Н_1$	Вес, кг
200	224	240	294	174	130	4,6
300	324	340	394	184	140	6,25
400	424	440	494	214	140	9,1
500	540	564	627	280	210	22,6
600	640	664	727	310	240	25,44
800	840	864	927	370	380	41,25

Рис. 5.7. Дроссельный клапан:

1 – корпус; *2* – фланцы; *3* – полотно клапана; *4* – ось; *5* – ручка; *6* – фиксирующий сектор; *7* – воздуховод

щаемого воздуха. Эти регулировочные устройства не отличаются высокой герметичностью, что от них и не требуется;

в) дроссельный клапан с электрическим и пневматическим приводом. Этот тип регулировочного устройства отличается от предыдущего тем, что заслонка в движение приводится не вручную, а с помощью исполнительного механизма. Это позволяет осуществлять дистанционное управление дроссельными клапанами, которые нередко называются также воздушными заслонками.

Заслонками этого типа оборудуются автоматизированные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Известно несколько разновидностей воздушных заслонок с электрическим и пневматическим приводом;

г) герметический клапан. Представляет собой более сложное устройство (рис. 5.8). Он предназначен для полного отключе-

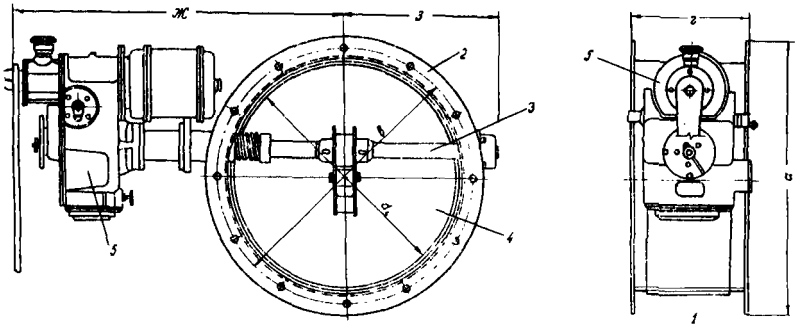


Таблица размеров

Тип клапана	Ду клапана	а	в	г	ж	з	Вес, кг	
							с эл. привод.	с руч. привод.
0117.200 КБ	200	270	250	118	494	168	51,35	12,4
0117.300 МЗ	300	385	360	1945	530	228	63,6	22,0
0118.400 КБ	400	508	480	210	586	288	75,5	35,8
0118.500 КБ	500	615	580	240	630	358	94,0	53,6
0118.600 КБ	600	780	680	250	685	408	108,5	~68
0118.800 КБ	800	965	920	294	855	533	168,0	–

Рис. 5.8. Герметический клапан с электроприводом:
1 – корпус; *2* – фланец; *3* – ось; *4* – тарель; *5* – электропривод

ния всей сети воздуховодов или отдельных ответвлений. Герметичность достигается плотным прижатием подвижной части клапана, называемой тарелью, к выступающим бортикам. Для увеличения плотности применяется резиновое уплотнение.

Герметические клапаны выпускаются с ручным и электрическим приводом. В клапанах с электрическим приводом для перемещения тарели используется электродвигатель. Клапан с электроприводом допускает дистанционное управление и применяется в автоматизированных системах вентиляции и кондиционирования воздуха;

д) обратные клапаны. Предназначаются для автоматического закрытия воздуховода в целях обеспечения движения воздуха только в каком-либо одном направлении и предотвращения движения в противоположном направлении (рис. 5.9).

Рабочая часть клапана состоит из двух створок, которые вращаются вокруг оси, проходящей через центр поперечного сечения воздуховода. При движении воздуха в нужном направлении створки под действием динамического давления воздушного потока находятся в открытом положении. Если поток воздуха отсутствует, створки под действием груза и пружины расходятся в стороны и закрывают сечение воздуховода.

Обратные клапаны чаще всего устанавливаются для отключения вентиляционных камер от взрывоопасных помещений в случае остановки вентилятора;

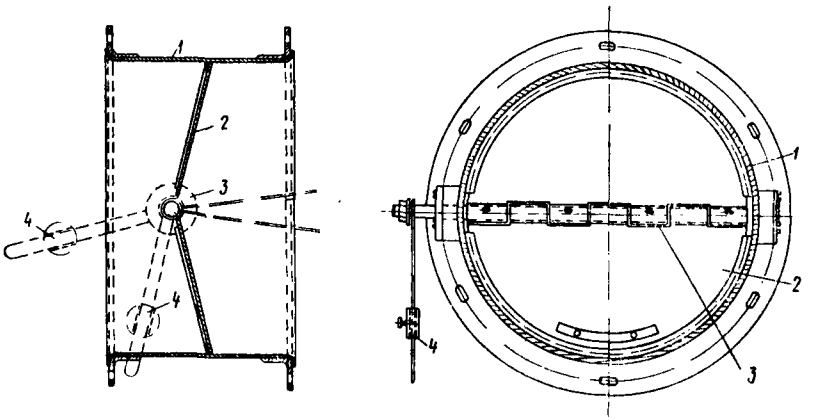


Рис. 5.9. Автоматический обратный клапан:
1 – корпус; *2* – створки; *3* – пружина; *4* – рычаг с грузом

е) многостворчатые клапаны (рис. 5.10). Представляют собой несколько совместно работающих дроссельных клапанов и применяются для тех же целей, что и последние. Устанавливаются в воздуховодах большого сечения. Очень часто являются составной частью центрального кондиционера, в котором служат для регулирования процесса смешения наружного и рециркуляционного воздуха, и позволяют выравнивать скорости воздушного потока, поступающего для обработки на те или иные элементы кондиционера.

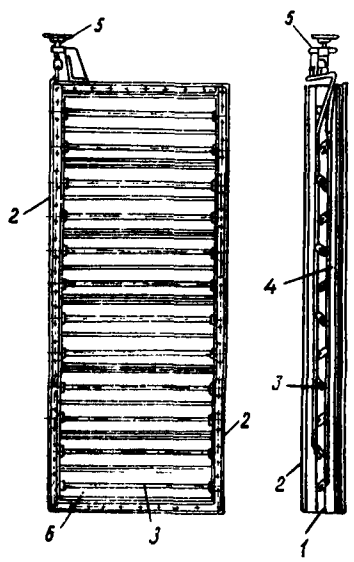


Рис. 5.10. Многостворчатый клапан:
1 – корпус; *2* – фланец; 3 – ось;
4 – тяги; *5* – привод; *6* – створка

§ 5.2. Основы аэродинамического расчета воздуховодов

При аэродинамическом расчете воздуховодов ставятся следующие задачи: во-первых, найти такие размеры поперечных сечений всех участков сети воздуховодов, которые обеспечивали бы перемещение необходимых количеств воздуха, и во-вторых, определить суммарное сопротивление, возникающее при движении воздуха в сети воздуховодов.

Расчет базируется на общих законах гидроаэромеханики, воздух рассматривается как несжимаемая жидкость. Это вполне допустимо, так как величина давления, действующего в сетях воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования воздуха, незначительна. В самом деле, сравним условия работы трубопровода, служащего для перемещения воды, которая считается практически несжимаемой, и воздуховода. Коэффициент сжимаемости воды, т. е. величина, показывающая, на какую долю ΔV уменьшается первоначальный объем V при увеличении давления на 1 *атм*, может быть принят равным $5 \cdot 10^{-5}$. Поэтому при увеличении давления в трубопроводе на 10 *атм* отношение $\Delta V/V$ для воды составит $5 \cdot 10^{-4}$ или 0,05%. Для

воздуха коэффициент сжимаемости примерно в 1000 раз больше, а возможные увеличения давления в воздуховодах примерно в 1000 раз меньше, чем 10 *атм*. Поэтому отношение $\Delta V/V$ для воздуха, перемещаемого в сетях воздуховодов, составит те же 0,05%.

При движении воздуха в воздуховодах давление расходуется на трение воздуха о поверхности стенок воздуховода и на преодоление местных сопротивлений. Сопротивления трения непрерывны и наблюдаются по всей длине воздуховодов. Местные сопротивления возникают в таких местах воздуховодов, где происходят внезапные изменения скорости воздушного потока по величине или по направлению. По своей физической природе эти сопротивления являются потерями энергии на неупругие удары воздуха.

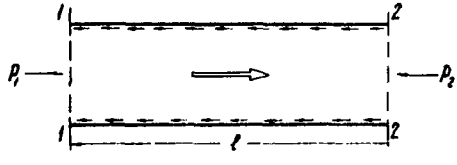


Рис. 5.11. К определению потерь давления на преодоление сопротивлений трения

Местные сопротивления можно подразделить на две группы: в первой группе расход воздуха до и после сопротивления остается постоянным, во второй группе он изменяется.

Выражение для определения потерь давления воздуха на преодоление сопротивлений трения легко можно получить из рассмотрения уравнения Бернулли. Для двух сечений воздуховода (рис. 5.11) уравнение Бернулли

$$P + \gamma z + \frac{\gamma w^2}{2g} = \text{const} \qquad (5.1)$$

может быть написано в виде

$$P_1 + \gamma z_1 + \frac{\gamma w_1^2}{2g} = P_2 + \gamma z_2 + \frac{\gamma w_2^2}{2g} + \Delta p\,, \qquad (5.2)$$

где P_1, P_2 – давления в сечениях *1–1* и *2–2*;

z_1, z_2 – пьезометрические отметки центров сечений *1–1* и *2–2*;

Δp – потери давления на преодоление трения при движении воздуха от сечения *1–1* до сечения *2–2*.

Если воздуховод горизонтален и имеет постоянное сечение, уравнение (5.2) приводится к виду

$$P_1 - P_2 = \Delta p\,. \qquad (5.3)$$

Здесь P_1, P_2 и Δp, как и вообще давления воздуха в воздуховодах, чаще всего измеряются в *кГ/м²* (*мм вод. ст.*).

Для установившегося во времени режима движения воздуха можно написать условие равновесия, когда сила, действующая в направлении движения и вызванная разностью давлений $(P_1 - P_2)F$, уравновешивается силами трения у стенок воздуховода $\tau_0 Ul$:

$$(P_1 - P_2)F = \tau_0 Ul, \tag{5.4}$$

τ_0 – напряжение трения у стенок воздуховода, *кГ/м²*;

U–периметр сечения воздуховода, *м*;

l – длина между рассматриваемыми сечениями, *м*.

Напряжение трения найдем из выражения

$$\tau_0 = \psi \frac{\gamma w^2}{2g}, \tag{5.5}$$

где ψ – коэффициент сопротивления трения.

Подставив в (5.4) значение $P_1 - P_2$ из (5.3) и τ_0 из (5.5), получим выражение для определения потерь давления на трение:

$$\Delta p = \psi \frac{Ul}{F} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}. \tag{5.6}$$

Если эти потери отнести к единице длины, найдем величину удельных потерь давления на трение:

$$R = \psi \frac{U}{F} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}. \tag{5.7}$$

Для воздуховодов круглого сечения $U = \pi d$ и $F = \pi d^2/4$. Поэтому выражение (5.7) может быть представлено в таком виде:

$$R = 4\psi \frac{1}{d} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}. \tag{5.8}$$

Величина 4ψ может быть названа также коэффициентом сопротивления трения для круглых воздуховодов; принимают $4\psi = \lambda$. Коэффициент сопротивления трения зависит от режима течения воздуха и степени шероховатости внутренней поверхности стенок воздуховодов. Для ламинарного режима он находится теоретически на основании положений аэрогидромеханики:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{5.9}$$

Здесь для определения критерия Рейнольдса используется обычное выражение $\mathrm{Re} = wd/v$; при этом для воздуховодов некруглого сечения $d = d_{экв}$.

Нетрудно видеть, что удельные потери давления на трение при ламинарном режиме зависят линейно от скорости воздушного потока, т. е. $R = av$.

Ламинарный режим движения воздуха в воздуховодах систем вентиляции и кондиционирования встречается чрезвычайно редко. Обычно наблюдается турбулентный режим, для которого величина коэффициента сопротивления трения устанавливается экспериментально.

Для коэффициента сопротивления трения существует несколько эмпирических формул. Эти формулы охватывают три возможные области турбулентного режима:

а) область гидравлически гладкой внутренней поверхности воздуховодов, которая характеризуется тем, что толщина ламинарного пограничного слоя, движущегося непосредственно у поверхности, больше величины выступов шероховатости поверхности;

б) переходную область, в которой выступы шероховатости частично выходят из пограничного слоя и попадают в ядро потока;

в) область шероховатой внутренней поверхности воздуховодов. Толщина пограничного слоя в этой области меньше выступов шероховатости, попадающих в ядро течения воздушного потока.

Для области гидравлически гладкой внутренней поверхности коэффициент сопротивления трения не зависит от шероховатости внутренней поверхности воздуховода и является функцией только числа Рейнольдса, т. е. $\lambda = f(\mathrm{Re})$.

Для определения λ в этой области широко применяется выражение

$$\lambda = 0{,}316\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}, \qquad (5.10)$$

а также формула, полученная Г. А. Муриным,

$$\lambda = \frac{1{,}01}{(\lg \mathrm{Re})^{2{,}5}}. \qquad (5.11)$$

Удельные потери давления на трение в области режима течения, когда внутренняя поверхность воздуховода может считаться гидравлически гладкой, пропорциональны скорости в степени 1,75, т. е. $R = a_1 w^{1.75}$.

При определении коэффициента сопротивления трения в переходной области следует иметь в виду, что он зависит как от числа Re, так и от величины относительной шероховатости $\varepsilon = k/d$ (где k – абсолютная шероховатость), т. е. $\lambda = f(\mathrm{Re}, \varepsilon)$. Одна из предложенных Б. Н. Лобаевым [15] формул имеет вид

$$\lambda = \frac{1{,}42}{\left(\lg \frac{\mathrm{Re}}{\varepsilon}\right)^2}; \tag{5.12}$$

если подставить вместо Re его значение и выразить скорость через расход воздуха и площадь поперечного сечения, получим

$$\lambda = \frac{1{,}42}{\left(\lg 1{,}274 \frac{L}{kv}\right)^2}. \tag{5.13}$$

В той области турбулентного режима, где на течение воздуха оказывает влияние лишь шероховатость внутренней поверхности стенок воздуховода, коэффициент сопротивления трения не зависит от числа Re и является лишь функцией относительной шероховатости, т. е. $\lambda = f(\varepsilon)$. Для определения λ широко применяется выражение

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 + 2\lg \frac{d}{2k}\right)^2}. \tag{5.14}$$

или более простая формула, предложенная Б. Л. Шифринсоном,

$$\lambda = 0{,}111 \cdot \varepsilon^{0{,}25}. \tag{5.15}$$

Удельные потери давления на трение в этой области турбулентного режима пропорциональны квадрату скорости движения воздуха $R = a_2 w^2$.

Переход от одной области турбулентного режима к другой зависит от значений критерия Рейнольдса и относительной шероховатости.

Величина абсолютной шероховатости для внутренней поверхности стенок воздуховодов из различных материалов может приниматься по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Величины абсолютной шероховатости поверхности стенок воздуховодов из различных материалов

Материал стенки воздуховода	Абсолютная шероховатость k, *мм*	Материал стеики воздуховода	Абсолютиая шероховатость k, *мм*
Листовая сталь	0,1	Штукатурка по металлической сетке	10
Шлако-алебастровые плиты	1,0	Кирпичная кладка	3–6
Шлакобетон-ные плиты	1,5	Фанера	1,0

Границу между областью гидравлически гладких воздуховодов и переходной можно определить по выражению

$$\mathrm{Re}_1 = 11\frac{d}{k}, \tag{5.16}$$

или, подставив в (5.16) значение критерия Re, по формуле

$$w_1 = 11\frac{v}{k}. \tag{5.17}$$

При этом для области гладких воздуховодов величина d/k должна быть больше 600.

Граница между переходной областью и областью шероховатых воздуховодов определяется по выражению

$$\mathrm{Re}_2 = 445\frac{d}{k} \tag{5.18}$$

или

$$w_2 = 445\frac{v}{k}. \tag{5.19}$$

С помощью приведенных формул, полученных Б. Н. Лобаевым, можно найти значения скорости воздушного потока, соответствующие нижней и верхней границам переходной области для различных воздуховодов. Так, для наиболее распространенных стальных воздуховодов при температуре воздуха $t = +20$ °С ($\nu = 15{,}7 \cdot 10^{-6}$ *м*^{2}/*сек*) величины скорости воздуха будут равны:

на нижней границе

$$w_1 = 11\frac{15{,}7}{10^6 \cdot 0{,}0001} = 1{,}72 \text{ м/сек};$$

на верхней границе

$$w_2 = 445\frac{15{,}7}{10^6 \cdot 0{,}0001} = 70 \text{ м/сек}.$$

На практике скорость воздуха в стальных воздуховодах систем вентиляции и кондиционирования всегда больше 1,72 *м/сек* и меньше 70 *м/сек*. Поэтому коэффициенты сопротивления трения при аэродинамическом расчете воздуховодов должны определяться по формулам для переходной области. Если иметь в виду стальные воздуховоды ($k = 0{,}1$ *мм*) и так называемый стандартный воздух (температура 20 °С, относительная влажность 50% и давление, примерно равное атмосферному), то можно получить выражение для удельных потерь давления на трение. С достаточной степенью точности можно пользоваться одной из следующих формул:

$$R = 23\,200\frac{G^{1,9}}{d^5}, \tag{5.20}$$

где G – расход воздуха, *кГ/час*, или, заменив расход через скорость воздушного потока и диаметр воздуховода,

$$R = 4{,}5\frac{w^{1,9}}{d^{1,2}}. \tag{5.21}$$

Для облегчения практических расчетов составлены специальные номограммы, позволяющие находить удельные потери давления на трение.

В ряде проектных организаций кроме номограмм используют специальные таблицы, составленные для стандартного воздуха и нормализованных стальных воздуховодов.

Когда температура перемещаемого воздуха значительно отличается от 20 °С, то потери давления на трение изменяются; в этом легко убедиться, если в формуле для коэффициента сопротивления трения (5.13) расход выразить в *кГ/час:*

$$\lambda = \frac{1{,}42}{\left(\lg 1{,}274 \frac{G}{k\gamma v}\right)^2}. \qquad (5.22)$$

Кинематическая вязкость с ростом температуры возрастает, а объемный вес уменьшается незначительно, поэтому произведение $\gamma\nu$ растет и коэффициент сопротивления трения несколько увеличивается. Зависимость коэффициента сопротивления трения от температуры может быть выражена формулой

$$\lambda_t = \lambda_{20}(1 + 0{,}00012t). \qquad (5.23)$$

Удельные потери давления на трение в случае движения воздуха с температурой, отличной от 20 °С, рассчитываются по выражению

$$R_t = R_{20}\frac{(1 + 0{,}00012t)(273 + t)}{293}. \qquad (5.24)$$

Если давление воздуха, перемещаемого в сети воздуховодов, намного отличается от атмосферного, необходимо вводить поправку при определении удельных потерь давления на трение, которые обратно пропорциональны давлению. Что касается коэффициента сопротивления трения λ, то его величина может приниматься постоянной до давления 60 *ата,* и лишь при более высоких давлениях следует учитывать некоторое увеличение коэффициента сопротивления трения.

§ 5.3. Определение сопротивлений трения в воздуховодах прямоугольного сечения

Удельные потери давления на трение в воздуховодах прямоугольного сечения можно найти по формуле (5.7). Однако непосредственное использование этой формулы в практических расчетах нецелесообразно, так как необходимое прямоугольное сечение воздуховода определяется не одной величиной – диаметром d, а двумя – высотой a и шириной b. Поэтому разработка нужных для расчета таблиц и номограмм по формуле (5.7) наталкивается на большие трудности. Задачу можно существенно облегчить, если при определении удельных потерь давления на трение в прямоугольных воздуховодах использовать таблицы и номограммы, составленные для круглых воздуховодов. Для этого прямоугольное сечение воздуховода нужно заменить эквивалентным круглым сечением.

Эквивалентный диаметр можно найти двумя различными методами.

а) Из условий равенства скоростей воздуха в прямоугольном воздуховоде и эквивалентном круглом. Удельные потери давления на трение в прямоугольном $R_{пр}$ и круглом R_0 воздуховодах должны быть равны при равенстве скоростей, т. е. $R_{пр} = R_0$ при $w_{пр} = w_0 = w$. Используя зависимость (5.7), напишем

$$\psi \frac{2(a+b)}{ab} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g} = \psi \frac{\pi d \cdot 4}{\pi d^2} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}. \qquad (5.25)$$

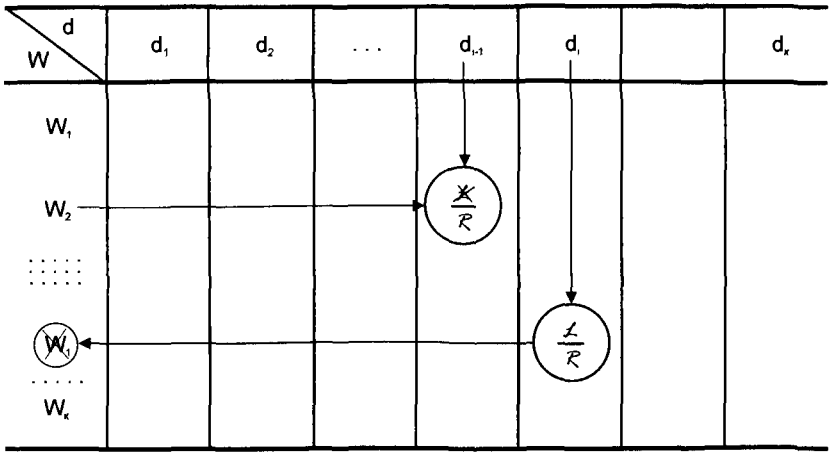
Из этого равенства можно найти значение эквивалентного диаметра такого круглого воздуховода, заменив которым прямоугольное, получим равенство потерь давления на трение при условии, что скорости движения воздуха в том и другом воздуховоде одинаковы:

$$d_{эw} = \frac{2ab}{a+b}. \qquad (5.26)$$

Следует иметь в виду, что расходы воздуха в прямоугольном воздуховоде и эквивалентном круглом отличаются друг от друга, так как сечения прямоугольного воздуховода axb и круглого, имеющего диаметр, определенный по формуле (5.26), не равны.

Таблица 5.2

Определение удельных потерь давления на трение в круглых воздуховодах



Стрелки показывают, как правильно пользоваться таблицей. По истинной скорости w_2 в прямоугольном воздуховоде и эквивалентному диаметру $d_{i\text{-}1} = d_{эw}$ определяются удельные потери давления на трение R. Величина расхода, расположенная в таблице сверху удельных потерь на трение, не будет соответствовать истинному расходу, и на нее не следует обращать внимания. Скорость в прямоугольном воздуховоде определяется из очевидного соотношения

$$w = \frac{L}{3600ab}. \tag{5.27}$$

б) Из условий равенства расхода воздуха в прямоугольном воздуховоде и эквивалентном круглом. В этом случае удельные потери давления на трение в прямоугольном $R_{пр}$ и круглом R_0 воздуховодах должны быть равны при равенстве перемещаемых расходов, т. е. $R_{пр} = R_0$ при $L_{пр} = L_0 = L$. Тогда, выразив в зависимости (5.7) значения скорости через расход воздуха, можно написать формулу

$$\psi \frac{2(a+b)\gamma L^2}{ab(3600ab)^2} = \psi \frac{\pi d \cdot 4\gamma L^2 \cdot 16}{\pi d^2 (3600\pi)^2 d^4}. \tag{5.28}$$

Произведя сокращения и решив равенство (5.28) относительно d, найдем выражение для диаметра такого круглого воздуховода, при замене которым прямоугольного воздуховода получим равенство потерь давления на трение в случае, если расход воздуха в том и другом воздуховоде одинаков:

$$d_{э\,L} = \sqrt[5]{\frac{32a^3b^3}{\pi^2 (a+b)}}. \tag{5.29}$$

Естественно, что скорости воздуха в круглом воздуховоде, имеющем диаметр, определенный по формуле (5.29), и прямоугольном, у которого сечение axb, не равны. Поэтому пользоваться номограммами и таблицами здесь нужно иначе, чем описано выше. Для нахождения величины удельных потерь давления на трение в прямоугольном воздуховоде необходимо определить $d_{э\,L}$ по формуле (5.29) и затем, опускаясь вниз по соответствующему столбцу табл. 5.2 ($d_i = d_{э\,L}$), найти значение удельных потерь давления на трение. На величину скорости, стоящую в крайней левой графе, внимания обращать не следует.

§ 5.4. Местные сопротивления в воздуховодах

Как было указано, местные сопротивления возникают там, где происходят нарушения нормального течения воздушного потока. Эти нарушения обычно связаны с отрывом потока от поверхности стенки воздуховода и вихреобразованием в местах изменения конфигурации воздуховода и встречи препятствий. Наиболее распространенными нарушениями воздушного потока в сети воздуховодов являются: вход воздуха в воздуховод и выход воздуха из него, расширение, сужение и изгиб потока, протекание потока через запорные или дроссельные устройства, разветвление одного потока на несколько (чаще всего два) и слияние нескольких потоков в один.

Нетрудно видеть, что местные сопротивления в сети воздуховодов будут наблюдаться во всех местах установки фасонных частей, запорных и регулировочных устройств, а также в местах забора воздуха и выхода воздуха в вентилируемые помещения. Во всех перечисленных случаях происходит перестройка поля скоростей и образование на границе воздушного потока вихрей. На это тратится энергия, поэтому течение воздуха через местные сопротивления всегда связано с потерей давления.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений, за исключением потери динамического давления при выходе воздуха из сети, наблюдаются на отрезке воздуховода той или иной длины. Поэтому они не могут быть отделены от потерь давления на трение. Однако с целью удобства аэродинамического расчета сети воздуховодов местные сопротивления считаются сосредоточенными в одном сечении воздуховода.

Теоретически рассчитать потери давления на местные сопротивления возможно лишь для весьма ограниченного числа случаев. На практике их обычно определяют экспериментально; при этом оказывается, что потери давления пропорциональны квадрату скорости. Это дает основание выражать местные сопротивления в единицах динамического давления воздушного потока в воздуховоде и применять для расчета местных сопротивлений следующую формулу:

$$\Delta p_{\text{мс}} = \zeta \frac{\gamma w^2}{2g}, \qquad (5.30)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент ζ при турбулентном режиме движения зависит от геометрической формы местного сопротивления и не зависит от числа Рейнольдса.

Рассмотрим характер движения воздушного потока в некоторых наиболее часто встречающихся элементах сетей воздуховодов.

Прямой вход воздуха в воздуховод. Аэродинамическая картина движения воздуха в воздуховоде вблизи входного сечения (рис. 5.12) зависит от двух факторов: от относительной толщины стенки входной кромки воздуховода $\delta_{ст}/d$ и от того, заделан воздуховод в ограждение или нет. Если воздуховод заделан в ограждение, аэродинамика потока воздуха на входе определяется относительным расстоянием входной кромки до поверхности ограждения $b_з / d$.

При входе воздуха в воздуховод под влиянием центробежных сил происходит отрыв потока от внутренней поверхности стенки и на некотором расстоянии от входного сечения образуется наименьшее сечение потока, или его сжатие. Затем поток снова расширяется до полного сечения воздуховода. Отрыв потока от стенок воздуховода вызывает вихреобразование, являющееся основной причиной потерь давления воздушного потока на входе. Наибольшее значение коэффициента местного сопротивления прямого входа наблюдается при совершенно острой кромке стенки воздуховода ($\delta_{ст}/d = 0$) и бесконечно большом удалении входного сечения от поверхности ограждения ($b_з/d = \infty$). В этом случае $\zeta = 1$, а относительное расстояние до наиболее сжатого сечения, равного $d_с = 0{,}5d$, составляет $b_с = 0,4d$. Влияние поверхности ограждения перестает сказываться при $b_з/d \geq 5$. Если входная кромка стенки воздуховода не

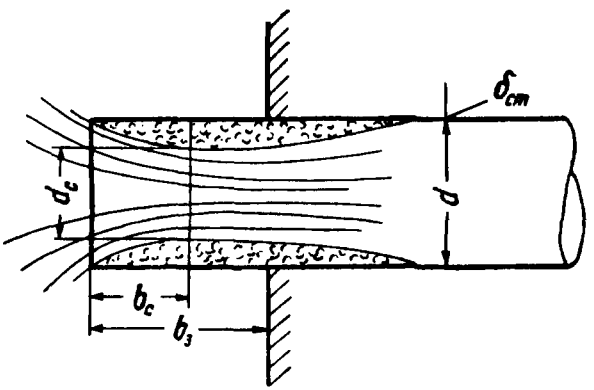


Рис. 5.12. Аэродинамическая картина движения воздуха вблизи входного сечения

слишком тонкая или закруглена, коэффициент ζ резко уменьшается. Так, уже при $\delta_{ст}/d = 0{,}05$, $\zeta = 0{,}5$, при закруглении кромки с радиусом $r = 0{,}1\,d$ $\zeta = 0{,}1$, при $r = 0{,}2d$ $\zeta = 0{,}04$. При заделке воздуховода заподлицо с поверхностью ограждения ($b_з/d = 0$) коэффициент местного сопротивления $\zeta = 0{,}5$.

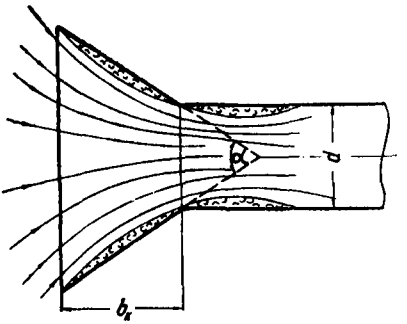


Рис. 5.13. Вход воздуха в воздуховод через конфузор

Вход воздуха в воздуховод через конфузор. Чтобы уменьшить сопротивление входа, вызванного внезапным сужением потока и вихреобразованием, устраивают плавный переход от большего сечения к меньшему в виде конфузора (рис. 5.13). Коэффициент местного сопротивления такого входа зависит от угла сужения конфузора α и его относительной длины $b_к/d$. Каждой длине конфузора соответствует такое значение угла сужения, при котором коэффициент сопротивления ζ принимает минимальное значение. Практически можно считать, что для достаточно широкого диапазона $b_к/d = = 0{,}1 \div 1{,}0$ оптимальные значения угла сужения лежат в пределах 40–60°. При таком угле и и относительной длине $b_к/d = 0{,}2$ коэффициент сопротивления получается равным 0,2.

Внезапное расширение воздуховода (рис. 5.14). При внезапном расширении поперечного сечения воздуховода наблюдается резкое падение скорости потока, что вызывает так называемые потери на удар. При этом в месте перехода к широкому сечению воздуховода

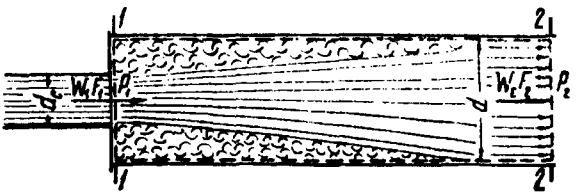


Рис. 5.14. Внезапное расширение воздуховода

образуется струя, отделенная от остального пространства поверхностью раздела. Поверхность распадается и закручивается в достаточно мощные вихри, на что и тратится энергия потока. Длина отрезка воздуховода, на котором происходит вихреобразование и постепенное рассасывание вихрей, составляет примерно $8–12d$ (здесь d – гидравлический диаметр широкого сечения). Коэффициент местного сопротивления внезапного расширения воздуховода (отнесенный к скорости в узкой части) при $R > 3500$ зависит только от степени расширения сечения воздуховода $n = F_2/F_1$ и может быть определен по формуле Борда-Карно:

$$\zeta = \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2. \qquad (5.31)$$

В области меньших чисел Рейнольдса, свойственных ламинарному и переходному режимам ($10 < \mathrm{Re} < 3500$), коэффициент сопротивления внезапного расширения зависит не только от степени расширения, но и от критерия Re, а при $\mathrm{Re} < 10$ – только от этого критерия. В последнем случае может быть использована зависимость

$$\zeta = \frac{26}{\mathrm{Re}}. \qquad (5.32)$$

Плавное расширение воздуховода в виде диффузора (рис. 5.15). Диффузор устраивается для тех же целей, что и конфузор – обеспечить плавный переход от меньшего сечения к большему и этим самым снизить потери давления. При плавном увеличении сечения растет турбулентность потока, но величина средней скорости

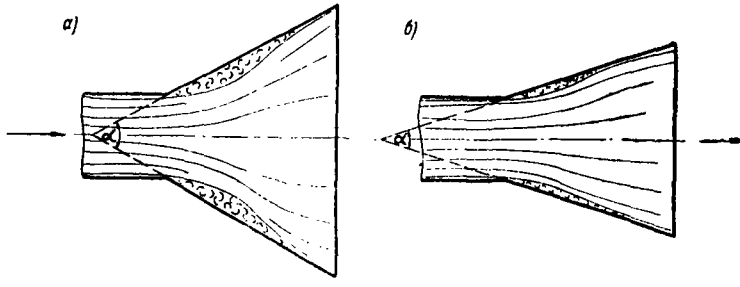


Рис. 5.15. Плавное расширение воздуховода в виде диффузора:
а – с большим углом расширения; *б* – с малым углом расширения

уменьшается. Все это ведет к тому, что при увеличении до определенных пределов угла расширения ($\alpha < 8 \div 10°$) общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, меньше, чем для такой же длины отрезка воздуховода, имеющего площадь поперечного сечения, равную площади начального сечения диффузора. Начиная с некоторого значения, дальнейшее увеличение угла расширения вызывает значительный рост коэффициента сопротивления диффузора, который становится во много раз больше, чем сопротивление отрезка воздуховода той же длины. Увеличение коэффициента сопротивления диффузора объясняется не столько усилением турбулентности потока, сколько отрывом пограничного слоя от стенок диффузора и связанным с этим вихреобразованием. Коэффициент сопротивления диффузора зависит от таких факторов, как угол расширения α, степень расширения n, форма поперечного сечения, условия входа, режим течения (число Re).

Поскольку для многих случаев (особенно при малых углах расширения) потери давления на трение составляют значительную долю в суммарных потерях давления, коэффициент местного сопротивления диффузора представляет собой сумму $\zeta = \zeta_{\text{расш}} + \zeta_{\text{тр}}$, в которой $\zeta_{\text{расш}}$ является коэффициентом местного сопротивления из-за расширения, а с помощью $\zeta_{\text{тр}}$ оцениваются потери давления на сопротивление трения. При неравномерности поля скоростей перед диффузором $\zeta_{\text{расш}}$ следует умножать на коэффициент больше единицы.

И. Е. Идельчик предложил рассчитывать потери на плавное расширение по формуле для внезапного расширения (5.31), вводя в нее коэффициенты смягчения или полноты удара ($\varphi_{\text{расш}}$), которые определяются из выражения

$$\varphi_{\text{расш}} = k_{\text{ф}} \left(tg \frac{\alpha}{2} \right)^{1,25}, \qquad (5.33)$$

где $k_{\text{ф}}$ – коэффициент, зависящий от формы диффузора. Для конических и плоских диффузоров $k_{\text{ф}} = 3{,}2$; для пирамидальных диффузоров с расширением в двух плоскостях $k_{\text{ф}} = 4{,}0$.

Коэффициент сопротивления трения диффузора круглого сечения и прямоугольного с одинаковыми углами расширения в обеих плоскостях вычисляется по формуле

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right). \qquad (5.34)$$

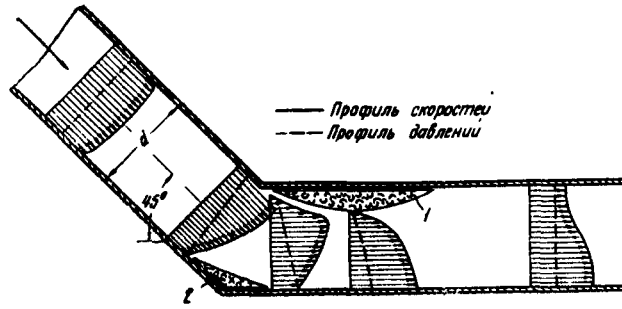


Рис. 5.16. Изменение скоростей и давлений в колене:
1 – вихревая область у внутренней стенки; *2* – то же у внешней стенки

Изогнутые фасонные части воздуховода (колена, отводы). В месте изгиба воздуховода появляются центробежные силы, направленные от центра кривизны к внешней стенке. Эти силы вызывают повышение давления у поверхности внешней стенки и понижение – у поверхности внутренней стенки. Скорость потока при этом уменьшается у внешней стенки и увеличивается у внутренней (рис. 5.16), что позволяет говорить о появлении диффузорного эффекта у внешней стенки и конфузорного у внутренней стенки до поворота потока. После поворота потока места появления этих эффектов меняются.

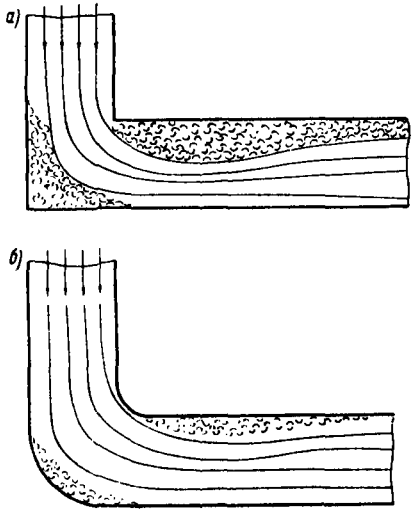


Рис. 5.17. Движение потока воздуха в колене (а) и отводе (б)

Диффузорные явления вызывают отрыв потока и вихреобразование у внешней и внутренней стенок (рис. 5.16). Причем вихреобразование у внутренней стенки интенсивней, так как отрыв потока в этом месте усиливается инерционными силами, заставляющими поток двигаться по на-

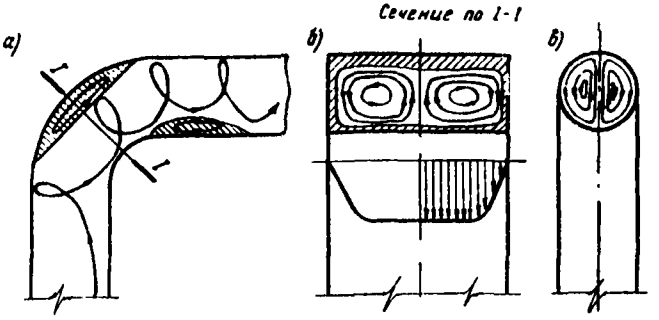


Рис. 5.18. Парный вихрь в отводе:
а – продольный разрез отвода; *б* – поперечное сечение прямоугольного отвода; *в* – то же круглого отвода

правлению к внешней стенке. Из рис. 5.17 видно, что вихреобразование в коленах больше, чем в отводах, поэтому и потери давления в местах установки колен больше.

Наличие центробежной силы и пограничного слоя ведет к образованию вторичного течения воздуха в поперечном направлении, или так называемого парного вихря (рис. 5.18). Наложение этого вихря на основной поток вдоль оси воздуховода создает винтообразное движение воздуха в месте изгиба воздуховода (в колене или отводе). Общий коэффициент сопротивления колен и отводов состоит из двух частей: коэффициента местного сопротивления поворота и сопротивления трения.

Существенное уменьшение сопротивления колена может быть достигнуто скруглением острой внутренней кромки. Скругление внешней стенки при сохранении острой внутренней кромки не дает заметного уменьшения сопротивления колена. Сопротивление колена может быть снижено также установкой направляющих лопаток (рис. 5.19).

Фасонные части для разделения или слияния потоков. К этим частям относятся тройники и крестовины. Тройники являются одним из самых распространенных элементов сети воздуховодов, поэтому точные значения их коэффициентов местных сопротивлений совершенно необходимы для выполнения аэродинамического расчета воздуховодов. Аналитическому и экспериментальному определению сопротивлений тройников посвящено много работ. Однако до настоящего времени еще не создано достаточно надежного и удобного для прак-

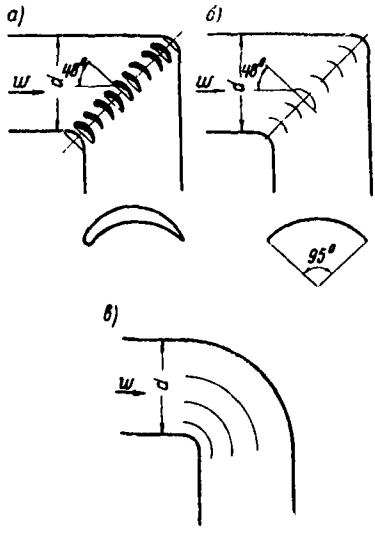


Рис. 5.19. Направляющие лопатки в коленах и отводах:
а – профилированные; *б* – тонкие по дуге 95°; *в* – концентрические

тического использования аналитического метода расчета, а имеющиеся в справочниках коэффициенты не охватывают всего многообразия встречающихся на практике случаев.

Каждый тройник (рис. 5.20) следует характеризовать углом ответвления α отношением площади поперечного сечения ответвления и проходного участка к площади сечения сборного воздуховода, т. е. f_0/f_c и $f_п/f_c$, отношением расходов L_0/L_c, $L_п/L_c$ и скоростей w_0/w_c и $w_п/w_c$. Все тройники могут работать на всасывании, и тогда в них происходит слияние потоков, и на нагнетании, и тогда в них наблюдается разделение потока.

При слиянии в тройнике двух потоков воздуха, движущихся с различными скоростями, происходит турбулентное смешение (удар), что связано с потерями давления. Кроме этого, давление теряется на повороте воздушного потока из ответвления в сборный воздуховод. Здесь наблюдается отрыв потока от поверхности стенки, вихреобразование, сжатие струи и последующее расширение (рис. 5.20, *б*). Как видим, сопротивления, возникающие в тройнике, сказываются не только в ответвлении, но и в прямых участках.

При разделении потока в нагнетательном тройнике потери давления состоят из потерь на удар при внезапном расширении потока в месте его разделения и потерь на поворот потока в ответвление. Это явление вызывает удар в прямом проходе.

Особенностью тройников является то, что их коэффициенты местных сопротивлений могут получать отрицательное значение. Так, при $w_0 < w_п$ знак «минус» имеет коэффициент местного сопротивления в ответвлении, а при $w_п < w_0$ – коэффициент проходной части тройника. Это означает, что в тройниках может получиться эжекция, стремящаяся изменить направление движения потока воздуха. В аэродинамическом отношении самыми выгодными следует считать тройники, у которых $f_c = f_0 + f_п$ и $w_c = w_0 = w_п$.

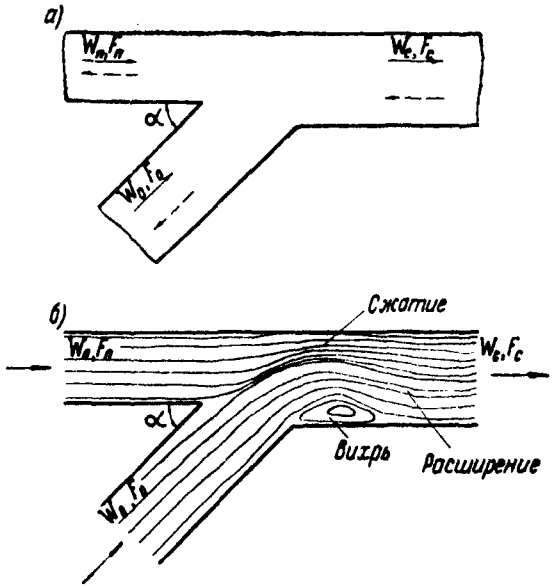


Рис. 5.20. Схема движения воздуха в тройнике:
а – слияние или разделение потоков под углом; *б* – вихреобразование при слиянии потоков

Весьма подробные сведения о всех возможных аэродинамических сопротивлениях можно найти в капитальном труде И. Е. Идельчика [7].

§ 5.5. Методика расчета разветвленной сети воздуховодов

В начале главы были сформулированы задачи аэродинамического расчета воздуховодов в самом общем виде. Но каковы бы ни были эти задачи, перед расчетом должны быть известны количества перемещаемого воздуха. Что касается искомых величин (площадей поперечных сечений воздуховодов и необходимого для перемещения воздуха давления), то на практике могут встретиться следующие случаи:

1) давление задано, требуется определить площади поперечных сечений воздуховодов;
2) известны поперечные сечения воздуховодов, надо определить необходимое давление;
3) требуется найти обе искомые величины.

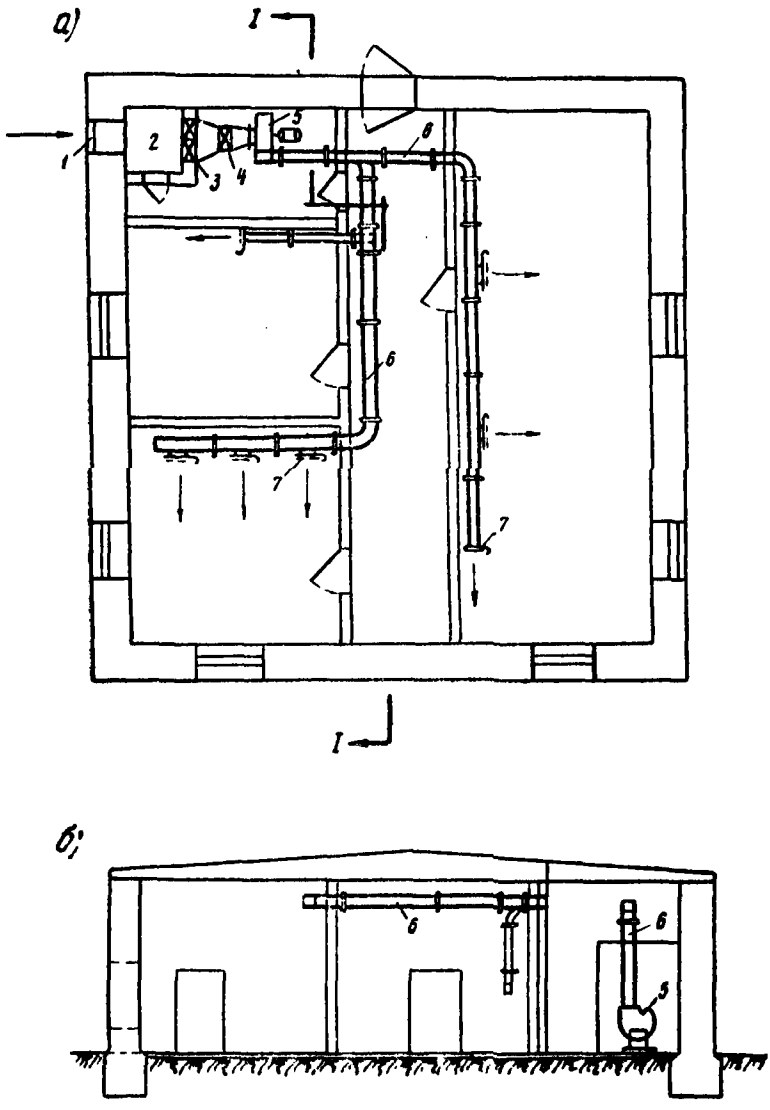


Рис. 5.21. План (*а*) и разрез (*б*) сооружения с нанесенными на них элементами приточной системы вентиляции:

1 – жалюзийная решетка; *2* – приточная камера; *3* – противопыльные фильтры; *4* – калорифер; *5* – вентилятор; *6* – воздуховоды; *7* – приточные отверстия

Первый случай характерен для сетей воздуховодов систем естественной вентиляции, когда расчетная величина действующего давления не может быть изменена. Второй может иметь место, когда сечения воздуховодов задаются по конструктивным или архитектурным соображениям. Третий – самый распространенный в практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха. С каким бы случаем из числа перечисленных ни приходилось иметь дело, принципиальные основы аэродинамического расчета сети воздуховодов сохраняются. Наиболее сложным является третий, применительно к которому и излагаются основные положения методики расчета.

Перед производством аэродинамического расчета сети воздуховодов должна быть проделана некоторая подготовительная работа. Эта работа обычно состоит из следующих операций:

1. *Трассировка сети.* На планы этажей и разрезы сооружения наносится все оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха, намечаются места для выпуска воздуха в приточных и забора воздуха в вытяжных системах, а также определяется местоположение всех воздуховодов. На рис. 5.21 показаны планы и разрезы сооружения с нанесенными на них элементами приточной системы вентиляции.
2. *Разработка аксонометрической схемы.* После того как уточнено расположение всей системы в объеме сооружения, вычерчивается ее аксонометрическая схема, которая дает возможность получить все необходимые для расчета сети воздуховодов размеры и выявить места установки фасонных частей и их конфи-

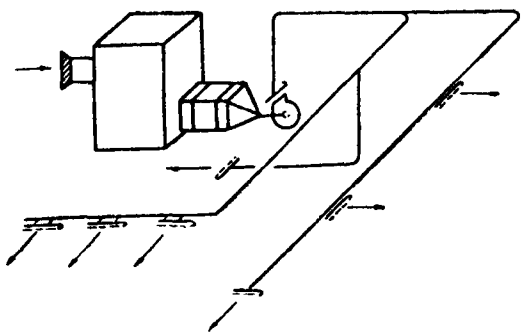


Рис. 5.22. Аксонометрическая схема приточной вентиляции

гурацию. На рис. 5.22 приводится аксонометрическая схема приточной системы вентиляции, выполненная на основе планов и разрезов сооружения.

3. *Нагрузка аксонометрической схемы и разбивка ее на участки.* Под нагрузкой схемы понимается определение количеств воздуха, перемещающихся во всех воздуховодах системы. Количество воздуха в единицу времени, или расход, чаще всего выражается в *м³/час*.

Поскольку аэродинамический расчет воздуховодов выполняется после таких этапов проектирования, как определение воздухообменов, разработка принципиальной схемы и подбор оборудования, найти количества воздуха не представляет особого труда. Здесь следует указать, что в ряде случаев перед нагрузкой аксонометрической схемы необходимо произвести расчет воздухораспределительных устройств, так как количество воздуха, подводимого к воздухораспределителю, обычно зависит от создаваемых температурного и скоростного полей.

После того как аксонометрическая схема нагружена, она разбивается на участки. Участком считается часть воздуховода, в которой ос-

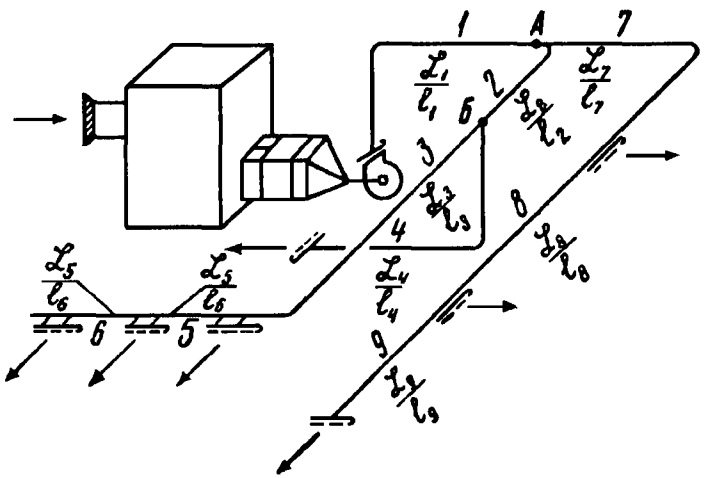


Рис. 5.23. Аксонометрическая схема приточной вентиляции с разбивкой на участки и распределением нагрузок:

1–9 – номера участков; L_1–L_9 – расходы воздуха по участкам, *м³/час*; l_1–l_9 – длины участков, *м*; *А, Б* – узловые точки

таются неизменными расход и скорость воздуха. На рис. 5.23 изображена та же аксонометрическая схема, что и на предыдущем рисунке, но с указанием расходов воздуха и разбивкой на участки. Кроме номеров участков на схеме обозначены все точки, в которых имеются ответвления, или так называемые узловые точки.

Расчет сети воздуховодов начинается с выбора магистрали. В качестве магистрали назначается наиболее напряженная трасса сети, находящаяся в самых невыгодных условиях в отношении потерь давления на преодоление сопротивлений. Этому требованию отвечают последовательно включенные участки (от забора до выброса), имеющие в совокупности наибольшие протяженность и нагрузку. Может оказаться, что эти два показателя не будут наблюдаться у одной и той же трассы, т. е. наиболее протяженная трасса окажется менее нагруженной, и наоборот. В этом случае выбор магистрали произвести труднее, но обычно в качестве таковой следует назначать более нагруженную трассу сети воздуховодов.

После выбора магистрали выполняется аэродинамический расчет сети воздуховодов. Естественно, что прежде всего должны быть определены диаметры участков, составляющих магистраль. Суммарные сопротивления всех этих участков дают величину давления, необходимого для перемещения расчетного количества воздуха в сети воздуховодов. После расчета магистралей производится расчет ответвлений.

Существует много различных методов аэродинамического расчета, изложение существа которых можно найти в литературе [15].

В рассматриваемом случае, когда суммарные потери давления и сети не заданы, чаще всего используется метод, в соответствии с которым выбираются значения скорости воздуха на участке. Выбор значений скорости может быть подчинен экономическим соображениям. Методы экономического расчета излагаются в специальной литературе.

Чем ниже назначенная величина скорости, тем меньше давление для преодоления сопротивлений сети, но тем больше расход материалов на воздуховоды. Это приводит, естественно, к сокращению эксплуатационных расходов (в связи с меньшей затратой энергии) и увеличению капиталовложений. Кроме того, воздуховоды с большими сечениями загромождают помещения, их установка в случае ограниченной высоты помещений и большой насыщенности их внутренним оборудованием обычно неприемлема. Поэтому очень часто выбираются максимально допустимые скорости воздуха в отдельных участках сети воздуховодов. Эти скорости нередко ограничиваются требованиями бесшумности работы систем

вентиляции и кондиционирования воздуха. Наибольшие величины скоростей назначаются в участках вблизи вентилятора. Здесь значения скоростей воздуха могут колебаться от 10 до 15 *м/сек*. Наименьшие скорости должны быть в участках, имеющих воздухопускные отверстия в помещении. При этом допустимая величина скорости зависит от назначения помещения. Обычно скорости в указанных участках не должны превышать 4 *м/сек*. В промежуточных участках сети воздуховодов назначаются промежуточные значения скорости, которые увеличиваются по пути к вентилятору.

После того как намечена величина скорости на участке w, *м/сек*, определяется площадь сечения воздуховода:

$$F = \frac{L}{3600w}. \tag{5.35}$$

Если необходимо иметь воздуховод прямоугольного сечения, то по найденной величине площади сечения можно определить размеры воздуховода $a \times b$. Эти размеры должны быть приведены в соответствие с существующей нормалью. После этого следует уточнить значение скорости.

Очень часто сечение выбирается прямоугольным из-за ограниченной высоты помещения. Тогда один из размеров (a) назначается таким, чтобы вертикальное расстояние от пола помещения до воздуховода было достаточным для прохода человека. Например, если высота помещения 2,4 *м*, то $a \leq 0{,}5$ *м*. После определения для воздуховода с размерами поперечного сечения $a \times b$ эквивалентного диаметра по формуле (5.26) находятся удельные потери давления на трение R, а затем потери давления на трение на участке Rl.

Для определения потерь давления на местные сопротивления должны быть точно установлены коэффициенты всех местных сопротивлений на участках. При этом сопротивления тройников и крестовин следует учитывать лишь в тех участках, где проходит не суммарный поток, а его части.

Потери давления на местные сопротивления Z рассчитываются по формуле

$$Z = \sum \zeta \frac{\gamma w^2}{2g}, \tag{5.36}$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов всех местных сопротивлений на участке.

Полные потери давления на преодоление сопротивлений при движении воздуха в участках составляют

$$\Delta h = Rl + Z\,, \tag{5.37}$$

а потери давления в магистрали и, следовательно, во всей сети воздуховодов равны

$$H = \sum_{1}^{n} (R_i l_i + Z_i)\,. \tag{5.38}$$

Расчет всех ответвлений заключается в таком подборе сечений участков, составляющих ответвления, при котором потери давления на преодоление сопротивлений были бы равны соответствующим узловым давлениям. Например, для системы, изображенной на рис. 5.23, при расчете ответвлений следует добиваться равенств

$$\Delta h_6 = R_4 l_4 + Z_4 \tag{5.39}$$

и

$$\Delta h_a = (Rl + Z)_4 + (Rl + Z)_2 \tag{5.40}$$

и т. д.

Допустимое расхождение не должно превышать 5% от соответствующего узлового давления. Если с помощью нормализованных размеров сечений воздуховодов этого добиться нельзя, необходимо установить дроссельную диафрагму для погашения части избыточного давления.

§ 5.6. Аэродинамические характеристики сетей воздуховодов

Для каждой сети воздуховодов может быть построена графическая зависимость между давлением, необходимым для перемещения воздуха, и расходом воздуха. Если в формуле (5.38) выразить входящие в нее величины с помощью выражений (5.7) и (5.36), то нетрудно убедиться, что для данной сети такие величины, как $\psi \dfrac{U\gamma}{F2g}$ и $\sum \zeta$, являются постоянными, а значит, давление зависит от квадрата скорости. Но поскольку скорость линейно связана с расходом, получим следующее выражение для характеристики сети:

$$H = aL^2\,. \tag{5.41}$$

Эта формула справедлива для таких сетей воздуховодов вентиляции и кондиционирования, в которых основными являются сопротивления воздуховодов. Если в сети установлено много фильтров для тонкой и сверхтонкой очистки воздуха, зависимость для характеристики сети приобретает вид

$$H = aL^2 + bL\,, \qquad (5.42)$$

где bL – сопротивление фильтров в предположении, что движение воздуха через эти фильтры происходит ламинарно.

Выражения (5.41) и (5.42) справедливы для условий, когда давления воздуха в месте поступления в сеть воздуховодов и выхода из сети одинаковы. Если давление в месте выхода из сети выше давле-

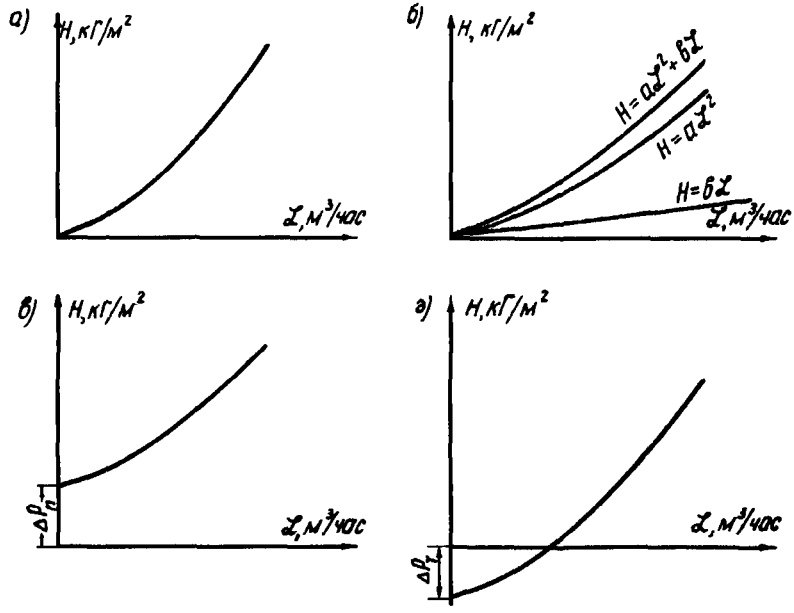


Рис. 5.24. Графики зависимости между давлением и расходом воздуха в сети:

а – для зависимости $H=aL^2$; *б* – для зависимостн $H = aL^2 + bL$;
в – для зависимости $H = aL^2$ при наличии в помещении подпора величиной $\Delta p_п$;
г – для зависимости $H = aL^2$ при наличии естественной тяги величиной $\Delta p_т$

ния в месте забора, вентилятору приходится преодолевать подпор $\Delta p_{\text{п}}$, и тогда характеристика сети имеет вид

$$H = aL^2 + bL + \Delta p_{\text{п}}. \qquad (5.43)$$

В случае когда давление в месте забора воздуха больше, чем в месте выхода, наблюдается тяга $\Delta p_{\text{т}}$, помогающая вентилятору. Тогда характеристика сети может быть выражена формулой

$$H = aL^2 + bL - \Delta h_{\text{т}}. \qquad (5.44)$$

На рис. 5.24 изображены графики, иллюстрирующие приведенные в этом параграфе зависимости для характеристик сетей воздуховодов.

§ 5.7. Закономерности изменения температуры воздуха при его движении в воздуховодах

В ряде случаев температура движущегося в воздуховоде воздуха сильно отличается от температуры среды, окружающей воздуховод снаружи. При этом нередко возникает необходимость оценить изменение температуры движущегося воздуха, происходящее вследствие теплообмена с окружающей средой. Этой средой может быть воздух помещений, в которых находится воздуховод, или массив грунта, если воздуховод является подземным.

Наибольший практический интерес представляет случай, когда требуется определить нагревание охлажденного в центральном кондиционере воздуха, подаваемого с заданными параметрами в обслуживаемые помещения с помощью системы открыто проложенных воздуховодов. Поступления тепла при значительной разности температур могут существенно изменить состояние подаваемого в помещение воздуха, что потребует дополнительного охлаждения при обработке воздуха в центральном кондиционере. Если воздуховоды не имеют тепловой изоляции, требуется значительно большее дополнительное охлаждение воздуха, чем в случае воздуховодов с тепловой изоляцией. Однако устройство тепловой изоляции связано с дополнительными капитальными затратами. В некоторых специальных случаях необходимо также учитывать стоимость дополнительного объема помещения, занимаемого тепловой изоляцией. Решение о целесообразности устройства тепловой изоляции или отказа от нее должно приниматься на основе технико-экономического анализа.

Получение необходимых зависимостей для соответствующих расчетов возможно в результате решения задачи о закономерностях изменения температуры воздуха, движущегося в воздуховоде.

Допустим, что в круглом воздуховоде с диаметром d в *м* движется воздух с постоянной скоростью w в *м/час* и расходом G в *кГ/час*. Температура окружающей воздуховод воздушной среды постоянна и всюду одинакова: t_c = const. Значение коэффициента теплопередачи от движущегося воздуха к воздуху помещения также постоянно (k = const) для данной величины скорости.

Допустим также, что поступающий в воздуховод воздух имеет в начальном сечении температуру t_0, постоянную во времени (при этом $t_0 \neq t_c$, примем, что $t_0 < t_c$). Затем под влиянием теплообмена с окружающей средой температура воздуха изменится. Если $t_c > t_0$, то температура воздуха будет расти по длине воздуховода.

Требуется найти закономерности изменения температуры движущегося в воздуховоде воздуха, иначе говоря, определить функцию $t(x)$.

Если пренебречь количеством тепла, выделяющимся в результате трения воздуха о стенки воздуховода, то для элемента длины воздуховода dx можно составить такое равенство:

$$k\pi d\left[t_c - t(x)\right]dx = Gcdt(x). \tag{5.45}$$

В этом равенстве левая часть – количество тепла, поступающее в движущийся воздух вследствие теплообмена с окружающей средой. Правая часть – то же количество тепла, полученное движущимся воздухом, что выразилось в повышении его температуры на величину $dt(x)$.

Разделив переменные, получим

$$\frac{dt(x)}{t_c - t(x)} = \frac{k\pi d}{cG}dx. \tag{5.46}$$

Интегрируя в пределах от $x = 0$, когда температура поступающего в воздуховод воздуха равна t_0, до x, когда температура движущегося воздуха $t(x)$, найдем

$$-\ln\frac{t_c - t(x)}{t_c - t_0} = \frac{k\pi d}{cG}x \tag{5.47}$$

Отсюда получим искомую зависимость для определения $t(x)$:

$$\frac{t_c - t(x)}{t_c - t_o} = e^{-\frac{k\pi d}{cG}x}. \qquad (5.48)$$

Если бы в воздуховоде перемещался сильно нагретый воздух (например, для воздушного отопления), при этом $t(x) > t_c$, то для определения закономерностей его остывания можно было использовать аналогичную зависимость

$$\frac{t(x) - t_c}{t_o - t_c} = \exp\left(-\frac{k\pi d}{cG}x\right). \qquad (5.49)$$

Формулу (5.48) можно представить в ином виде, если выразить расход в соответствии с равенством

$$G = \gamma w \frac{\pi d^2}{4}, \qquad (5.50)$$

где γ – объемный вес перемещаемого воздуха, $кГ/м^3$.

Тогда

$$\frac{t_c - t(x)}{t_c - t_o} = \exp\left(-\frac{4k}{dwc\gamma}x\right). \qquad (5.51)$$

Или, что то же самое,

$$\frac{t_c - t(x)}{t_c - t_o} = \exp\left(-\frac{2k}{rwc\gamma}x\right). \qquad (5.52)$$

Если воздуховод не круглого сечения, а любой другой формы, то соответствующая зависимость принимает вид

$$\frac{t_c - t(x)}{t_c - t_o} = \exp\left(-\frac{kS}{\gamma cFw}x\right), \qquad (5.53)$$

где S и F – периметр и площадь поперечного сечения воздуховода.

Значение коэффициента теплопередачи k в случае неизолированных (голых) стальных воздуховодов может быть определено по формуле для

плоской стенки. В самом деле, количество тепла, получаемое воздухом, движущимся внутри круглого воздуховода (на единицу длины), равно

$$Q_{кр} = \frac{t_c - t_x}{\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2}}, \qquad (5.54)$$

где d_1, d_2 – соответственно внутренний и наружный диаметры воздуховода, $d_2 = d_1 + 2\delta$;

α_1 – коэффициент теплоотдачи (конвекцией) от внутренней поверхности стенки воздуховода к движущемуся воздуху;

α_2 – коэффициент теплоотдачи (конвекцией и лучеиспусканием) к наружной поверхности воздуховода;

δ – толщина стенки воздуховода;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки.

Для количества тепла, передаваемого в тех же условиях через плоскую стенку,

$$Q_{пл} = \frac{\pi d_1 (t_c - t_x)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (5.55)$$

Поскольку толщина стенки δ в стальных воздуховодах мала, а значение коэффициента теплопроводности λ сравнительно велико, средний член в знаменателе формул (5.54) и (5.55) можно опустить $\left(\ln\frac{d_2}{d_1} = \ln\frac{d_1 + 2\delta}{d_1} \text{ близок к нулю}\right)$. Что же касается коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2, то они могут быть соизмеримы, так как при определении α_2 необходимо учитывать, кроме конвективного теплообмена, еще и лучистый (от поверхностей ограждений к наружной поверхности воздуховода).

Поделив (5.54) на (5.55) и произведя некоторые преобразования, получим

$$\frac{Q_{кр}}{Q_{пл}} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\frac{d_1}{d_2}\alpha_1 + \alpha_2}. \qquad (5.56)$$

Так как $d_1/d_2 \cong 1$, количества тепла, подсчитанные по формулам (5.54) и (5.55), оказываются равными ($Q_{кр} = Q_{пл}$) и, следовательно, в

случае неизолированных (голых) воздуховодов значение коэффициента теплопередачи может приниматься как для плоской стенки.

С учетом весьма малого термического сопротивления стальной стенки формула приобретает вид

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (5.57)$$

Оценим величину k для обычных случаев практики, когда температура охлажденного воздуха равна 10–15 °С, а температура воздуха помещения – 25–30 °С.

Коэффициент теплоотдачи к движущемуся воздуху от внутренней поверхности воздуховода может быть определен по формуле

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0{,}8}\,Pr^{0{,}4}. \qquad (5.58)$$

Тогда для различных диаметров воздуховода и скоростей движения воздуха величина α_1 принимает следующие значения (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Значения коэффициентов теплоотдачи от внутренней поверхности воздуховода к воздуху

w, *м/сек*	$d_1 = 0{,}3$ *м*				$d_1 = 0{,}5$ *м*				$d_1 = 1{,}0$ *м*			
	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20
α_1, $\frac{ккал}{м^2 \cdot час \cdot град}$	17	25	34	42	15	22	31	37	13	19	27	34

Теплоотдача к наружной поверхности воздуховода происходит путем свободной конвекции от воздуха помещения и лучеиспускания от поверхностей ограждений. Коэффициент теплоотдачи конвекцией вычисляется по выражению

$$Nu = 0{,}135(GrPr)^{1/3}. \qquad (5.59)$$

В случае неизолированных воздуховодов разность температур наружной поверхности и окружающего воздуха помещения может достигнуть 10–15 °С, чему соответствует значение коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{2к} = 3{,}34 - 3{,}26$ *ккал/м² · час · град* (в среднем 3,3 *ккал/м² · час · град)*. Количество лучистого тепла, передаваемого от поверхностей ограждений помещения (суммарная

площадь $F_н$, средняя температура $T_н$) к наружной поверхности воздуховода (площадь F_2, температура T_2), может быть определено по формуле

$$Q_{2,н} = \varepsilon' c_0 F_2 \left[\left(\frac{T_н}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \qquad (5.60)$$

где $\varepsilon' = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_2} + \dfrac{F_2}{F_н}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_н} - 1 \right)}$ – приведенная степень черноты системы поверхности ограждений – поверхность воздуховода;

c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела ($c_0 = 4{,}96$).

Считая, что воздуховод окрашен масляной краской, а поверхность строительных ограждений оштукатурена, получим $\varepsilon_2 = 0{,}92$; $\varepsilon_н = 0{,}91$; принимая $\dfrac{F_2}{F_н} = 0{,}25$, найдем $\varepsilon' = 0{,}9$.

Следовательно, коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен

$$\alpha_{2,л} = \frac{0{,}9 \cdot 4{,}96 \left[\left(\dfrac{T_н}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{(T_н - T_2)}. \qquad (5.61)$$

Для температур, обычно встречающихся на практике, температурный фактор

$$\frac{\left(\dfrac{T_н}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{T_2}{100} \right)^4}{T_н - T_2} = 1{,}07 \div 1{,}08,$$

поэтому $\alpha_{2,л} = 4{,}8$ *ккал/м²·час·град.*

Таким образом, общий коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности неизолированного воздуховода $\alpha_2 = 8{,}0–8{,}5$ *ккал/м² · час · град.* Средние значения коэффициента теплопередачи по формуле (5.57) для различных диаметров воздуховода и скоростей движения воздуха могут быть найдены по табл. 5.4.

Таблица 5.4

Значения коэффициентов теплоотдачи для воздуховодов

w, *м/сек*	$d_1 = 0{,}3$ *м*				$d_1 = 0{,}5$ *м*				$d_1 = 1{,}0$ *м*			
	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20
k, $\frac{ккал}{м^2 \cdot час \cdot град}$	5,6	6,3	6,7	7,0	5,4	6,0	6,5	6,8	5,1	5,8	6,3	6,7

Значение коэффициента теплопередачи, отнесенного к единице площади внутренней поверхности круглого воздуховода, имеющего тепловую изоляцию (толщина $\delta_{из}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{из}$), определяется по формуле

$$k_{кр} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_2} \right) \pi d_1} \qquad (5.62)$$

(толщиной и термическим сопротивлением стальной стенки пренебрегаем).

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки с такой же тепловой изоляцией равен

$$k_{пл} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (5.63)$$

Получим отношение коэффициентов, определенных по (5.62) и (5.63):

$$\frac{k_{кр}}{k_{пл}} = \frac{1 + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} \alpha_1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}{1 + \frac{\alpha_1 d_1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_1 + 2\delta_{из}}{d_1} + \frac{\alpha_1 d_1}{\alpha_2 (d_1 + 2\delta_{из})}}. \qquad (5.64)$$

Для воздуховодов, имеющих тепловую изоляцию, разность температур между воздухом помещения и наружной поверхностью воздуховода может быть принята около 1°, и тогда в соответствии с (5.59) и (5.60) величина α_2 оказывается примерно равной 6,0 *ккал/м²·час·град*.

Значение коэффициента теплоотдачи α_1 следует принимать по табл. 5.3.

Нами проведены расчеты по определению $\frac{k_{кр}}{k_{пл}} = \varphi$ для достаточно широкого диапазона изменений скорости движения воздуха (8–15 *м/сек*), диаметра воздуховода (0,3–1,0 *м*) и коэффициента теплопроводности материала тепловой изоляции (0,03–0,05 *ккал/м · час · град*). Оказалось, что с достаточной для практических целей степенью точности величину φ можно вычислять по простой формуле

$$\varphi = \frac{d_1 + \delta_{из}}{d_1} . \qquad (5.65)$$

Следовательно, коэффициент теплопередачи от воздуха помещения к воздуху, движущемуся в воздуховоде, имеющем тепловую изоляцию, может быть определен по выражению

$$k = k_{пл}\varphi . \qquad (5.66)$$

Зная величины коэффициентов теплопередачи, можно рассчитать изменения температуры воздуха, движущегося в неизолированных и изолированных воздуховодах.

Чтобы показать, что в ряде случаев тепловая изоляция совершенно необходима, произведем расчет температуры воздуха в неизолированном воздуховоде для следующих условий: диаметр воздуховода d = 0,3 *м*, скорость воздуха w = 5 *м/сек* = 18 000 *м/час*, начальная температура воздуха t_0=15 °С, температура воздуха в помещении t_c = 25 °С.

Коэффициент теплопередачи k для данных условий (табл. 5.3) оказывается равным 5,6 *ккал/м² · час · град*.

Подставив в формулу (5.51) значения соответствующих величин, найдем

$$\frac{25 - t(x)}{25 - 15} = \exp\left(-\frac{4 \cdot 5{,}6}{0{,}3 \cdot 0{,}24 \cdot 1{,}2 \cdot 18\,000} x\right),$$

отсюда

$$t(x) = 25 - (25 - 15)\exp(-0{,}0145x) .$$

На рис. 5.25 представлена эта зависимость, из которой видно, что при большой протяженности воздуховода, работающего в дан-

ных условиях, происходит сильное нагревание охлажденного воздуха в неизолированном воздуховоде. Так, при протяженности воздуховода x = 100,0 *м* $t(x)$ = 22,7 °С, т. е. воздух нагревается на 7,7 °С. Естественно, что в этом случае целесообразнее покрывать воздуховоды тепловой изоляцией, чем предусматривать дополнительное охлаждение воздуха. Однако, как правило, необходимо сопоставлять расходы на указанное дополнительное охлаждение с затратами на устройство тепловой изоляции.

Если нужно обеспечить поступление воздуха в помещение с температурой $t_п$, которая ниже температуры $t_с$, то из кондиционера воздух должен выходить с температурой $t_0 < t_п$.

Получим выражение для определения разности температур $\Delta t = t_п - t_0$, позволяющее оценивать затраты на дополнительное охлаждение воздуха в кондиционере.

Разность $t_с - t_0$ представим в виде

$$t_с - t_о = t_с - t_п + \Delta t\,. \tag{5.67}$$

Подставив (5.67) в (5.51), найдем

$$\frac{t_с - t_п}{t_с - t_п + \Delta t} = \exp\left(-\frac{4k}{\gamma c \varpi d}\,x\right). \tag{5.68}$$

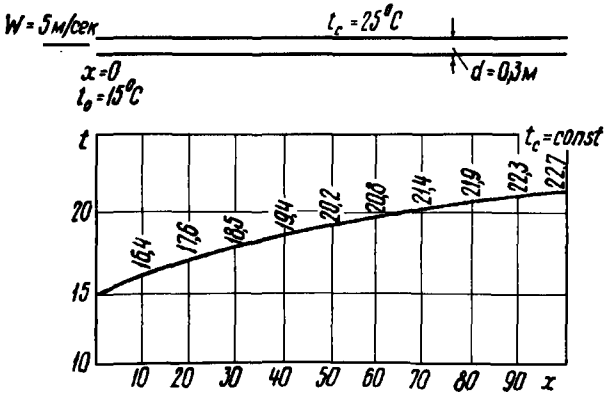


Рис. 5.25. График изменения температуры движущегося воздуха в зависимости от длины неизолированного воздуховода

Последнюю зависимость запишем иначе:

$$\frac{t_c - t_п + \Delta t}{t_c - t_п} = \exp\left(\frac{4k}{\gamma c w d} x\right). \qquad (5.69)$$

Отсюда можно найти выражение для искомой разности температур, представляющей собой потребное дополнительное охлаждение в кондиционере:

$$\Delta t = (t_c - t_п)\left(e^{\frac{4k}{\gamma c w d} x} - 1\right). \qquad (5.70)$$

Вид зависимости для потребного дополнительного охлаждения будет одинаков для неизолированных (голых) воздуховодов $\Delta t^г$ и для воздуховодов, имеющих тепловую изоляцию, $\Delta t^и$. Но поскольку для соответствующих коэффициентов теплопередачи может быть записано соотношение $k^г > k^и$, найдем $\Delta t^г > \Delta t^и$. Формула для определения величины дополнительного охлаждения воздуха в голых воздуховодах получит вид

$$\Delta t^г - \Delta t^и = t_о^и - t_о^г = (t_c - t_п)\left(e^{\frac{4k^г}{\gamma c w d} x} - e^{\frac{4k^и}{\gamma c w d} x}\right). \qquad (5.71)$$

Разность $t_о^и - t_о^г$ позволяет найти суммарную экономию холода $Э$ при обработке воздуха в центральном кондиционере:

$$Э = (t_о^и - t_о^г) c'_р \xi G n P_х, \qquad (5.72)$$

где $c'_р$ – теплоемкость влажного воздуха, обрабатываемого в кондиционере;

ξ – коэффициент влаговыделения, характеризующий угол наклона процесса обработки воздуха в кондиционере;

n – число часов, на которое рассчитана продолжительность эксплуатации тепловой изоляции;

$P_х$ – стоимость единицы холода с учетом эксплуатационных и капитальных затрат.

Дополнительные расходы K, связанные с устройством тепловой изоляции $\delta_{из}$ на воздуховоде длиной x, имеющем диаметр d, равны

$$K = \pi (d + \delta_{из}) \delta_{из} x \gamma_{из} P_{из}, \qquad (5.73)$$

где $\gamma_{из}$, $P_{из}$ – объемный вес и стоимость 1 *кГ* тепловой изоляции.

Если учесть также увеличение стоимости сооружения ΔK в связи с возрастанием объема, занимаемого воздуховодами, то следует к величине K прибавить ΔK:

$$\Delta K = \pi (d + \delta_{из}) \delta_{из} x \gamma_{из} P_{с}. \qquad (5.74)$$

где $P_{с}$ – стоимость строительной части сооружения, приходящаяся на 1 $м^3$ внутреннего объема.

Таким образом, устройство тепловой изоляции воздуховодов, предназначенных для транспортировки охлажденного воздуха, экономически оправдывается, если $K + \Delta K < Э$.

Глава 6

ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 6.1. Классификация вентиляторов

Вентиляторами называются воздуходувные машины, служащие для перемещения воздуха и развивающие при этом давление не выше 1500 *кГ/м*^{2}. Вентиляторы являются разновидностью нагнетательных гидравлических машин-нагнетателей, предназначенных для перемещения жидкости.

Все нагнетатели могут быть подразделены на три класса:

а) объемные, в которых энергия передается жидкости в результате сжатия ее рабочим органом. К числу таких нагнетателей относятся поршневые, зубчатые и пластинчатые;

б) струйные, в которых энергия, необходимая для движения жидкости, получается вследствие смешивания ее со струей активной или рабочей жидкости. Представителем струйных нагнетателей может служить водоструйный насос или элеватор;

в) лопаточные нагнетатели, использующие эффект закручивания и сжатия жидкости вращающимся рабочим колесом. Лопаточные нагнетатели могут быть центробежными, осевыми и вихревыми. Если перемещается капельная жидкость, лопаточный нагнетатель называется насосом. В случае перемещения газов в качестве нагнетателей используются вентиляторы, воздуходувки и компрессоры, которые отличаются друг от друга величиной развиваемого давления: для воздуходувок это давление не превышает 3 *атм* (30 000 *кГ/м*^{2}), для компрессоров оно, как правило, значительно больше.

Применяемые в настоящее время вентиляторы разделяются по принципу действия на центробежные и осевые. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха большое распространение получили первые. Осевые вентиляторы используются главным образом в тех случаях, когда надо перемещать воздух без сети воздуховодов, так как при обычных для систем вентиляции и кондиционирования расходах воздуха развиваемое осевыми вентиляторами давление недостаточно для преодоления сопротивлений сложных сетей воздуховодов (следует указать, что в некоторых типах осевых вентиляторов, созданных в последние годы, удалось несколько повысить давление воздуха).

Вентиляторы, как и все лопаточные машины, принято классифицировать по критерию быстроходности, который называется также удельным числом оборотов. Критерий быстроходности определяется для оптимального режима работы вентилятора, соответствующего значению максимального КПД, по следующей формуле:

$$n_y = c\frac{L^{1/2}n}{\left(\frac{P}{\rho}\right)^{3/4}}, \qquad (6.1)$$

где L – производительность (расход) вентилятора, *м*^{3}/*сек*;
P – развиваемое вентилятором давление, *кГ*/*м*^{2};
n – число оборотов в минуту;
ρ – плотность воздуха, *кГ* · *сек*^{2}/*м*^{4} ($\rho = \gamma/g$);
c – числовой коэффициент пропорциональности.

Физический смысл критерия быстроходности можно представлять как число оборотов вентилятора, который при оптимальном режиме подает 1 *м*^{3} воздуха в секунду, развивая при этом давление $P = \rho c^{4/3}$. Величина числового коэффициента пропорциональности $c = 0{,}87$, и поэтому для плотности воздуха при стандартных условиях $\rho = 0{,}122$ *кГ* · *сек*^{2}/*м*^{4}:

$$n_y = 0{,}87\frac{L^{1/2}n}{\left(\frac{P}{0{,}122}\right)^{3/4}} = \frac{L^{1/2}n}{P^{3/4}} = \frac{n\sqrt{L}}{\sqrt{P\sqrt{P}}}. \qquad (6.2)$$

Естественно, что если, при прочих равных условиях, одним вентилятором воздух подается при значительных давлениях, а другим при небольших, критерий быстроходности во втором случае будет больше. Поэтому для осевых вентиляторов критерий быстроходности намного выше, чем для центробежных. Обычно при $n_y > 100$ следует выбирать осевые вентиляторы, а при $n_y < 100$ – центробежные.

§ 6.2. Центробежные вентиляторы

Центробежные вентиляторы являются в настоящее время весьма распространенными машинами. Они используются для перемещения не только воздуха в системах вентиляции и кондиционирования, но и дымовых газов (в этом случае они называются дымососами), а также воздуха, сильно засоренного механическими примесями (в этом случае применяются так называемые пылевые вентиляторы).

Создание центробежного вентилятора промышленного типа принадлежит выдающемуся русскому инженеру генерал-майору А. А. Саблукову (1833 г.). Первые вентиляторы Саблукова были с успехом применены для вентиляции сахарного завода. Затем (начиная с 1835 г.) весьма широкое распространение они получили для проветривания шахт и рудников.

В конце XIX и начале XX веков растущая потребность промышленности дореволюционной России в вентиляторах удовлетворялась ввозом их из-за границы. Лишь после Октябрьской социалистической революции в СССР было создано свое собственное вентиляторостроение, опирающееся на научные разработки различных научно-исследовательских организаций, отдельных учебных заведений и в первую очередь Центрального аэрогидродинамического института (ЦАГИ). В настоящее время в Советском Союзе выпускается значительное число типов центробежных вентиляторов, удовлетворяющих самые различные нужды. Вместе с тем все возрастающие требования, предъявляемые к центробежным вентиляторам различными потребителями, заставляют непрерывно работать над улучшением конструкции вентиляторов и совершенствованием технологического процесса их изготовления на вентиляторостроительных заводах.

По величине полного давления, которое способны создавать центробежные вентиляторы, их подразделяют на вентиляторы низкого давления (менее 100 $кГ/м^2$), вентиляторы среднего давления (от 100 до 300 $кГ/м^2$) и вентиляторы высокого давления (выше 300 $кГ/м^2$). Такое деление вентиляторов несколько условно, так как один и тот же вентилятор может развивать различные величины давления в зависимости от числа оборотов рабочего колеса. Указанные здесь значения следует понимать как максимально возможные для данного типа вентиляторов.

Рассмотрим схему и принцип работы центробежного вентилятора (рис. 6.1).

При вращении рабочего колеса вентилятора воздух, находящийся между лопатками колеса, под действием центробежной силы перемещается в кожух. На место переместившегося воздуха через входное отверстие поступают новые порции. Собирающийся в спиральном кожухе воздух направляется к выходному отверстию по непрерывно расширяющемуся каналу между рабочим колесом и спиральным кожухом. Спиральная форма кожуха рассчитана на поступление из межлопаточных каналов все новых порций воздуха и способствует, благодаря диффузорному эффекту, формированию статического давления.

Рабочее колесо должно вращаться по направлению разворота спирального кожуха, как это показано стрелкой на рис. 6.1. Если рабочее колесо будет вращаться в обратном направлении, производительность вентилятора резко уменьшится, но изменения направления подачи воздуха (реверсирования) при этом не произойдет.

Разворот спирального кожуха может выполняться влево и вправо. Соответственно имеются вентиляторы правого вращения (правые) и левого вращения (левые). Если смотреть со стороны, противоположной всасывающему отверстию (со стороны привода), то в вентиляторах правых рабочее колесо будет вращаться по часовой стрелке, а в вентиляторах левых – против часовой стрелки.

Важнейшая часть центробежного вентилятора – его рабочее колесо – может быть различной конструкции. Обычно рабочее колесо состоит из дисков: заднего (чаще всего сплошного) и переднего (с отверстием для поступления воздуха и поэтому выполненного в виде кольца). К дискам приклепывают (реже приваривают) лопатки, которые для этой цели имеют уголки или отбортовку. К заднему диску приклепывают, крепят болтами или приваривают ступицу, предназначенную для насаживания рабочего колеса на вал.

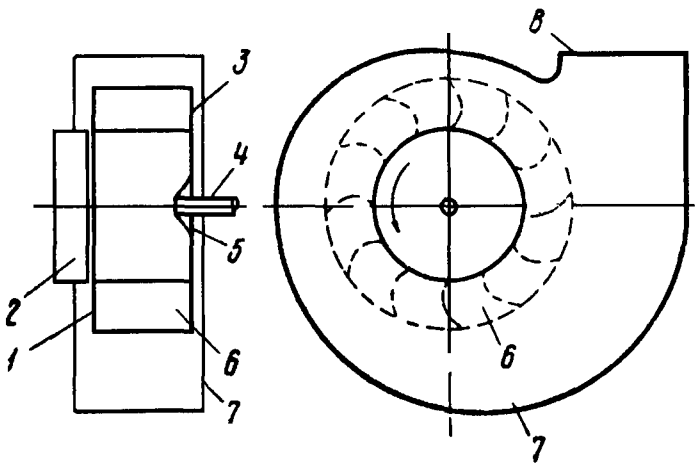


Рис. 6.1. Аэродинамическая схема центробежного вентилятора:

1 – передний диск; *2* – входное (всасывающее) отверстие; *3* – задний диск; *4* – вал; *5* – ступица; *6* – рабочее колесо с лопатками; *7* – спиральный кожух; *8* – выходное (нагнетательное) отверстие

Кроме описанной конструкции рабочего колеса, цилиндрического по своей форме, в вентиляторах некоторых типов применяются конические рабочие колеса.

Весьма легкие и дешевые рабочие колеса, изготовляемые штамповкой, используются в широко распространенных вентиляторах конструкции С. А. Рысина. Процесс изготовления такого рабочего колеса очень прост: в полосе листовой стали делаются высечки, которые отгибаются специальным штампом по форме лопаток, после чего свернутая по окружности полоса укрепляется между дисками. Вентиляторам С. А. Рысина свойственна простота изготовления и дешевизна. Но наряду с этим они обладают недостаточно высокими аэродинамическими качествами и не отличаются прочностью.

Чтобы придать широким рабочим колесам необходимую прочность, при помощи специальных тяг делается дополнительное крепление передних колец со ступицами.

Рабочее колесо пылевого вентилятора выполняется с консольным расположением лопаток обычно без переднего, а иногда и без заднего диска.

Зазор между рабочим колесом и патрубком, соединяющимся с входным отверстием, не должен превышать 1% от диаметра рабочего колеса.

Спиральный кожух центробежного вентилятора также весьма ответственная его часть. Как правило, кожухи изготовляют из листовой стали, соединяя отдельные листы с помощью сварки или на заклепках. Иногда стальные листы соединяют на фальцах. У некоторых центробежных вентиляторов спиральный кожух представляет собой литую конструкцию. Из-за большого веса такого кожуха вентиляторы данного типа выпускаются лишь сравнительно небольших размеров.

Спиральный кожух имеет два рабочих отверстия: входное, через которое воздух поступает к лопаткам рабочего колеса, и выходное (нагнетательное), предназначенное для выпуска воздуха из кожуха. Кроме того, в кожухе вентилятора есть конструктивное отверстие для вала, на который насаживается рабочее колесо, укрепляемое шпонкой и стопорным болтом. Чаще всего рабочее колесо насаживается на вал консольно. Опорой вала служат подшипники станины; к ней прикрепляется и кожух вентилятора. При очень больших размерах вентилятора спиральный кожух устанавливается на самостоятельной опоре. При малых же размерах вентилятора крепление спирального кожуха к станине может отсутствовать – в этом случае на вал электродвигателя консольно насаживается не только рабочее колесо, но и кожух центробежного вентилятора.

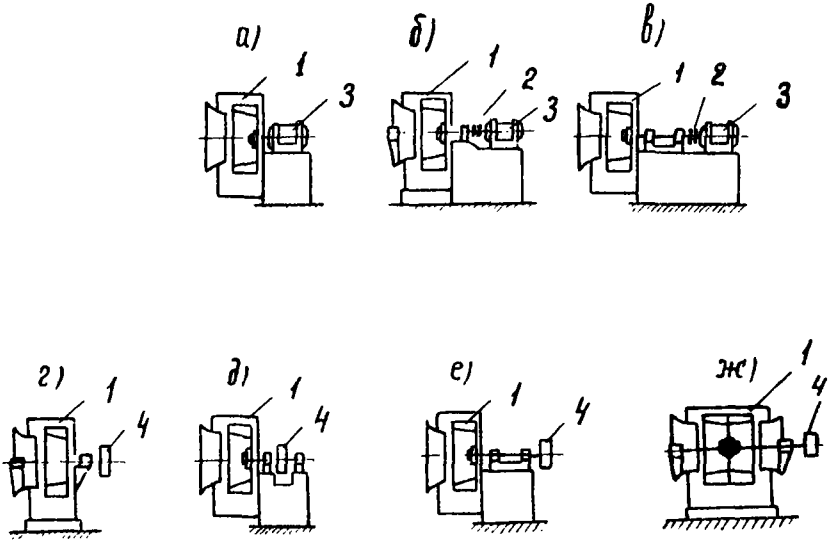


Рис 6.2. Способы соединения центробежных вентиляторов с электродвигателями:

а – на общем валу; *б, в* – с помощью муфт; *г, д, е, ж* – с помощью ременной передачи: *1* – вентилятор; *2* – муфта; *3* – электродвигатель; *4* – шкив вентилятора

На рис. 6.2 показаны различные способы соединения центробежных вентиляторов с электродвигателями, при этом схемы *б* и *в* имеют общую ось вала рабочего колеса вентилятора и вала электродвигателя, сами валы соединены между собой с помощью муфты. Такое соединение рекомендуется для крупных вентиляторов, для более мелких вал может быть общим (схема *а*).

На схемах *г, д, е* и *ж* представлены возможные варианты установки центробежных вентиляторов с использованием ременной передачи между шкивами вентилятора и электродвигателя.

Из рассмотрения всех приведенных схем установки видно, что рабочее колесо вентилятора, как правило, укрепляется на валу консольно (схемы *а, в, д* и *е*). Такая установка, естественно, неприменима в случае вентилятора двустороннего всасывания (схема *ж*), когда рабочее колесо устанавливается между двумя опорами. Данный метод установки используется и при вентиляторах одностороннего всасывания (схемы *б* и *г*); при этом обеспечивается более спокойный режим работы вентилятора, но усложняется конструкция, монтаж и присоединение вентилятора к воздуховоду.

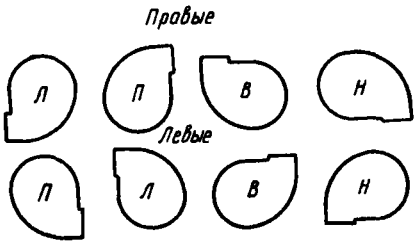


Рис. 6.3. Различные положения кожуха центробежного вентилятора:
В – вверх; *Н* – вниз; *П* – вправо; *Л* – влево

Положение спирального кожуха центробежного вентилятора в отношении направления выхода воздуха может быть различным (рис. 6.3).

Кожух с расположением выходного отверстия вверх обозначается буквой В, вниз – Н, вправо – П, влево – Л. Кроме того, возможны промежуточные положения кожуха, при которых выход воздуха из спирального кожуха осуществляется под углом 45° к горизонтальной плоскости (положения НЛ, ВЛ, НП, ВП).

Чтобы иметь возможность перемещать различные расходы воздуха, центробежные вентиляторы одного типа проектируют сериями. Серия состоит из нескольких различных по размерам геометрически подобных вентиляторов, которым присваиваются разные номера. Номер центробежного вентилятора определяется наружным диаметром рабочего колеса, измеренным в дециметрах. Таким образом, у вентилятора № 4 диаметр рабочего колеса равен 400 *мм*, у вентилятора № 12 – 1200 *мм*.

Описание конструктивных особенностей отдельных типов выпускаемых в настоящее время центробежных вентиляторов можно найти в специальных справочниках и каталогах. Основные требования, которым должен удовлетворять вентилятор, изложены в ГОСТ 5976-90.

Большое распространение получили также вентиляторы типов Ц7-40, Ц4-76, Ц9-57, Ц13-50 и некоторые другие. Кроме того, в последнее время в системах вентиляции и кондиционирования воздуха используются весьма надежные в работе вентиляторы судового типа (ЦС).

В заключение этого параграфа укажем, что если вентилятор предназначен для перемещения воздуха, содержащего взрывоопасные примеси, или если он должен быть установлен во взрывоопасном помещении, к его конструктивному исполнению предъявляются особые требования. Существо этих требований сводится к тому, что при работе вентилятора должна исключаться возможность образования искры в случае соприкосновения рабочего колеса и кожуха. Это обычно достигается тем, что указанные части вентилятора изготавливаются из алюминия. Для привода таких вентиляторов должны использоваться электродвигатели во взрывобезопасном исполнении типов КО, КОМ, ВАО.

§ 6.3. Осевые вентиляторы

В осевом вентиляторе, в отличие от центробежного, не происходит изменения направления движения воздуха (воздух в нем входит и выходит по оси вращения рабочего колеса).

Схема осевого вентилятора показана на рис. 6.4. Принцип его работы заключается в том, что при вращении лопаточного колеса воздух перемещается между лопатками, а давление его увеличивается.

В основу теории и расчета осевых вентиляторов положена знаменитая вихревая теория гребного винта и теорема Н. Е. Жуковского о подъемной силе. Этим можно объяснить тот факт, что разработанные в настоящее время в Советском Союзе (в ЦАГИ) осевые вентиляторы отличаются высокими показателями. Заметим, что первый промышленный осевой вентилятор был создан значительно позднее центробежного – в 1926 году в ЦАГИ.

Основным элементом осевого вентилятора, так же как и центробежного, является его рабочее колесо, которое состоит из втулки и укрепленных на ней лопаток. Втулки обычно изготовляют сварными или литыми. Лопатки осевых колес делают из листового металла или отливают. Рабочие колеса осевых вентиляторов изготавливают также путем штамповки целого колеса (втулки и лопаток) из листового металла или пластмассы. Цельные колеса могут, кроме того, изготавливаться и отливкой.

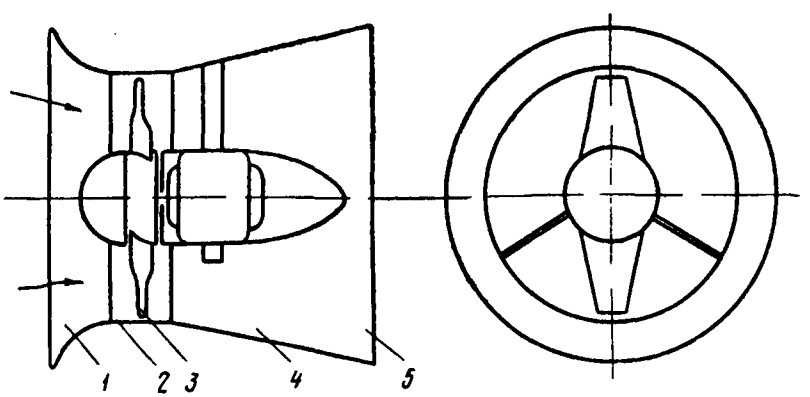


Рис. 6.4. Схема осевого вентилятора:

1 – входное отверстие; *2* – цилиндрический кожух; *3* – лопаточное колесо; *4* – диффузор; *5* – выходное отверстие

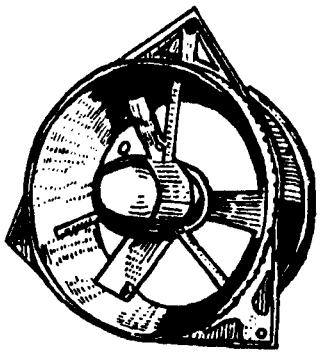


Рис. 6.5. Простейшая установка осевого вентилятора

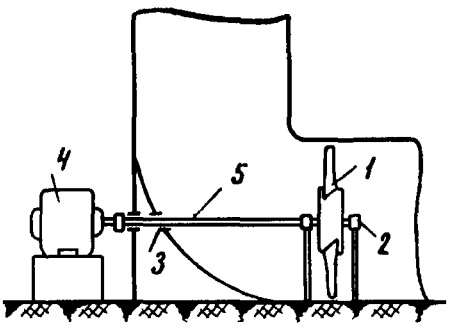


Рис. 6.6. Осевой вентилятор с вынесенным из потока двигателем:

1 – лопаточное колесо; *2* – опорный подшипник; *3* – сальник; *4* – двигатель; *5* – вал

Число лопаток может быть различным, оно колеблется от 2 до 50. К втулкам лопатки приклепывают, приваривают или крепят с помощью стержней. В последнем случае их можно устанавливать под разными углами к плоскости вращения.

Кожух осевого вентилятора имеет обычно цилиндрическую форму и снабжается диффузором, позволяющим преобразовывать часть кинетической энергии воздушного потока в статическое давление. У простейших установок с осевыми вентиляторами может и не быть диффузора (рис. 6.5). Зазор между внутренним диаметром кожуха и рабочим колесом должен быть минимальным. Во всяком случае он не должен превышать 1,5% длины лопаток. У хорошо выполненных осевых вентиляторов зазор составляет 0,5% длины лопаток.

Нередко рабочее колесо насажено прямо на вал электродвигателя, и поэтому последний располагается непосредственно в воздушном потоке (рис. 6.4 и 6.5). В отдельных случаях (например, при перемещении агрессивной среды) двигатель выносится из потока (рис. 6.6).

Находит также применение установка осевых вентиляторов без какого-либо кожуха, что используется в некоторых душирующих или обдувающих установках. К этому типу относятся и настольные вентиляторы.

Необходимо отметить, что при изменении направления вращения рабочего колеса в осевом вентиляторе, в отличие от центробежного, направление движения воздуха изменяется на обратное. Поэтому, вообще говоря, все осевые вентиляторы относятся к реверсивным. Однако реверсивными принято называть такие, у которых производительность при изменении направления вращения сохраняется неизменной. У таких осевых колес лопатки имеют симметричный профиль. Но в аэродинамическом отношении более совершенными являются лопатки с несимметричным профилем. Эти лопатки при вращении встречают воздух сперва тупой кромкой. Затем они расширяются по направлению от концов к втулке и, кроме того, закручиваются. Последнее означает, что их угол установки увеличивается от концов к втулке.

§ 6.4. Элементы аэродинамики центробежного вентилятора

В вентиляторах любого типа передача энергии от двигателя воздуху осуществляется с целью получения давления. Эта передача происходит при вращении рабочего колеса в процессе движения воздуха в межлопаточных пространствах. Во всех остальных частях вентилятора, в том числе и в спиральном кожухе, энергия теряется.

Получим выражение для определения давления, развиваемого центробежным вентилятором. Рассмотрим движение воздуха в пространстве между лопатками. Абсолютная скорость его движения c может быть разложена на две составляющие:

– скорость переносного движения, или переносную скорость, представляющую собой окружную скорость вращения рабочего колеса u:

$$u = \omega r = \frac{\pi dn}{60}, \qquad (6.3)$$

где r, d – радиус и диаметр окружности в данной точке рабочего колеса, *м*;

ω – угловая скорость, *сек*$^{-1}$;

n – число оборотов, *об/мин*.

Направлена эта скорость по касательной к данной окружности;

– скорость относительного движения, или относительную скорость, w.

Направлена эта скорость по касательной к лопатке рабочего колеса в данной точке.

На рис. 6.7 представлены абсолютные, переносные и относительные скорости движения воздуха непосредственно перед входом на лопатку (c_1, u_1 и w_1) и сразу после выхода с лопатки (c_2, u_2 и w_2).

Из треугольников скоростей на основании теоремы косинусов получаем

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1; \tag{6.4}$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2 \cdot \tag{6.5}$$

Если предположить, что движение воздуха в межлопаточном канале происходит без каких-либо потерь, то приращение полного давления в случае перемещения воздуха из точки *1* до точки *2* будет равно сумме приращений статического и динамического давлений:

$$P_т = \left(P_{ст_2} - P_{ст_1}\right) + \frac{\rho}{2}\left(c_2^2 - c_1^2\right). \tag{6.6}$$

Увеличение статического давления на пути движения воздуха от точки *1* до точки *2* будет наблюдаться, во-первых, благодаря работе центробежной силы и, во-вторых, благодаря некоторому уменьшению скорости относительного движения в расширяющемся межлопаточном канале (так называемого диффузорного эффекта).

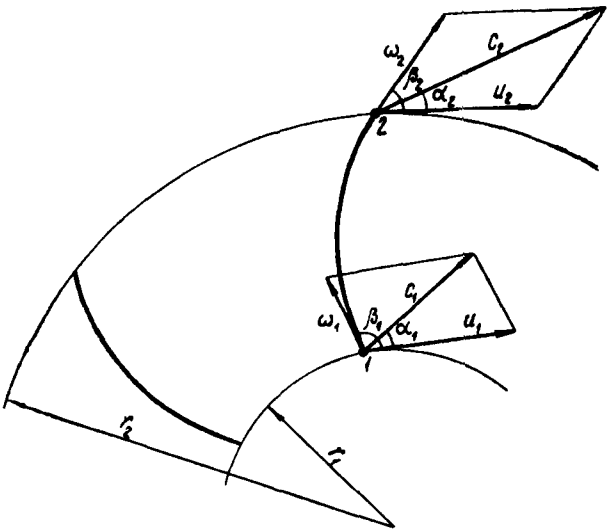


Рис. 6.7. Скорости воздуха при его движении в межлопаточном пространстве

Рассмотрим приращение статического давления, происходящее в результате работы центробежной силы ($P_{ст.ц}$).

Работа центробежной силы на пути движения воздуха через межлопаточный канал равна

$$R = \int_{r_1}^{r_2} mrw^2 dr \,, \tag{6.7}$$

где mrw^2 – центробежная сила, *кГ*;

m – масса воздуха, $кГ \cdot сек^2/м$.

Для получения величины давления необходимо работу поделить на объем, так как давление воздуха представляет собой энергию, отнесенную к единице объема:

$$P_{ст.ц} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{m}{м} rw^2 dr \,. \tag{6.8}$$

Имея в виду, что $m/v = \rho$ (плотность воздуха), и интегрируя, получаем

$$P_{ст.ц} = \frac{\rho}{2}\left(w^2 r_2^2 - w^2 r_1^2\right) = \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right). \tag{6.9}$$

Увеличение статического давления при движении воздуха в расширяющемся межлопаточном канале ($P_{ст.д}$) происходит за счет уменьшения динамического давления:

$$P_{ст.д} = \frac{\rho}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right). \tag{6.10}$$

Таким образом, увеличение статического давления воздуха при его движении в канале будет равно

$$P_{ст_2} - P_{ст_1} = P_{ст.ц} + P_{ст.д} = \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right) + \frac{\rho}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right). \tag{6.11}$$

Суммарное увеличение полного давления составит

$$P_т = \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right) + \frac{\rho}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right) + \frac{\rho}{2}\left(c_2^2 - c_1^2\right). \tag{6.12}$$

Используя равенства (6.4) и (6.5) и выполнив несложные преобразования, получим

$$P_т = \rho\left(u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1\right). \tag{6.13}$$

Проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости носит название скорости накручивания:

$$c_u = c\cos\alpha\,. \tag{6.14}$$

Коэффициентом закручивания называется отношение

$$\varphi = \frac{c_u}{u}\,. \tag{6.15}$$

Подставив эту величину в формулу (6.13), получим окончательное выражение для давления, развиваемого рабочим колесом центробежного вентилятора:

$$P_т = \rho u_2^2 \varphi_2 - \rho u_1^2 \varphi_1\,. \tag{6.16}$$

В таком виде уравнение давления, развиваемое лопаточным колесом любого нагнетателя при условии бесконечного количества лопаток и равномерного распределения скоростей, было выведено в 1755 г. Л. Эйлером.

В реальных условиях в рабочем колесе и кожухе часть давления теряется на преодоление трения, и поэтому действительное давление P, развиваемое центробежным вентилятором, будет меньше теоретического на величину потерь:

$$P = P_т - \sum \Delta p\,. \tag{6.17}$$

Отношение действительного давления к теоретическому называется гидравлическим КПД центробежного вентилятора:

$$\eta_h = \frac{P}{P_т} = \frac{P_т - \sum \Delta p}{P_т}\,. \tag{6.18}$$

Выражение для определения давления, развиваемого центробежным вентилятором, приобретает вид

$$P = \rho\eta_h\left(\varphi_2 u_2^2 - \varphi_1 u_1^2\right). \tag{6.19}$$

В обычных вентиляторах отсутствуют устройства для закручивания потока перед рабочим колесом вентилятора и поэтому направление абсолютной скорости входа воздуха практически совпадает с касательной к лопатке, а это значит, что $\varphi_1 \cong 0$, следовательно,

$$P_т = \rho\eta_h\varphi_2 u_2^2\,. \tag{6.20}$$

Произведение $\eta_h\varphi_2$ носит название коэффициента давления ψ. Подставив его в формулу (6.20), найдем в окончательном виде уравнение для определения величины развиваемого центробежным вентилятором давления:

$$P = \rho\psi u_2^2. \qquad (6.21)$$

Проанализировав полученное уравнение, можно сделать вывод, что развиваемое вентилятором давление зависит от:

- плотности перемещаемого воздуха ρ;
- коэффициента давления ψ, величина которого определяется главным образом геометрической формой лопаток;
- окружной скорости на внешних концах лопаток u_2.

Рассмотрим факторы, влияющие на величину коэффициента давления.

1. *Число лопаток.* При большом числе лопаток происходит более активное воздействие рабочего колеса на воздушный поток, что приводит к увеличению скорости закручивания на выходе воздуха из межлопаточного пространства. При уменьшении числа лопаток это воздействие менее активно. Поэтому при неизменной окружной скорости u_2 у рабочих колес с большим числом лопаток величина коэффициента закручивания φ_2, а следовательно, и коэффициента давления ψ, больше.

2. *Угол выхода воздуха с лопаток* β_2. Этот фактор влияет еще в большей степени, чем число лопаток. Чем больше этот угол, т. е. чем больше лопатки загнуты вперед, тем больше величина скорости c_2 при неизменном значении окружной скорости u_2, а значит, больше c_{2u}; φ_2 и в конечном счете ψ.

Лопатки центробежных вентиляторов выполняются с различным углом β_2: от 5–10° до 150°, а это ведет к тому, что коэффициент давления изменяется в пределах 1,2–0,4.

На рис. 6.8 представлены лопатки рабочего колеса центробежного вентилятора, загнутые вперед ($\beta < 90°$), радиальные ($\beta = 90°$) и загнутые назад ($\beta > 90°$). Казалось бы, что наиболее выгодно выполнять лопатки рабочего колеса загнутыми вперед, так как это ведет к увеличению φ_2, а следовательно, и ψ. Однако при таких лопатках получается большой изгиб межлопаточного канала, что вместе с увеличением скорости выхода воздуха с лопаток способствует увеличению потерь давления и уменьшению гидравлическою КПД η_h, а значит, и ψ. Кроме того, при загнутых вперед лопатках от работающего вентилятора возникает больший шум. Поэтому в настоящее время центробежные вентиляторы чаще выполняются с рабочими колесами, имеющими лопатки, загнутые назад, несмотря на то что вентиляторы, у которых лопатки рабочих колес загнуты вперед, обладают меньшими габаритами.

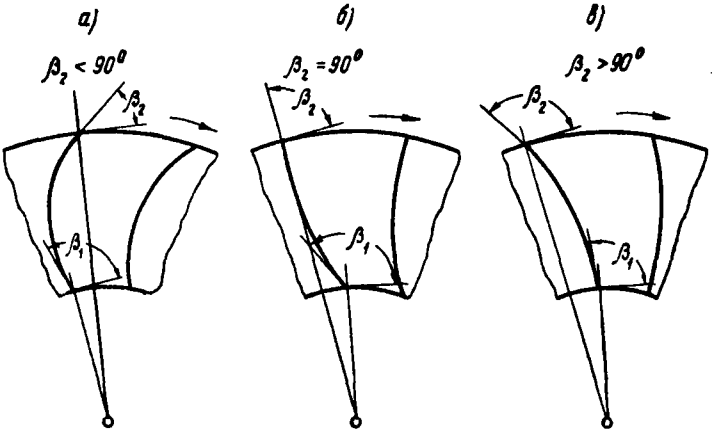


Рис. 6.8. Различные типы установки лопаток рабочих колес центробежных вентиляторов:

а – лопатки, загнутые вперед; *б* – радиальные лопатки; *в* – лопатки, загнутые назад

Угол входа воздуха на лопатки рабочего колеса должен быть больше 90° ($\beta_1 > 90°$). Это обеспечивает безударный вход, так как при отсутствии предварительного закручивания ($\varphi_1 = 0$) абсолютная скорость направлена радиально, а следовательно, угол между относительной и окружной скоростью получается тупым.

В заключение укажем, что уравнение давления для осевого вентилятора имеет тот же вид.

Здесь мы не останавливаемся на аэродинамическом расчете и расчете на прочность вентиляторов, так как этим занимаются специалисты по вентиляторостроению. Изложение данных вопросов содержится в специальной литературе.

§ 6.5. Аэродинамические характеристики вентиляторов

Аэродинамическими характеристиками вентилятора называются графические зависимости, которые выражают связь между основными параметрами вентилятора. Эти кривые весьма наглядны, и роль их в проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха велика. С их помощью может быть выбран наиболее экономичный вентилятор для конкретных условий работы в той или иной сети воздуховодов.

Для полного представления о параметрах вентилятора достаточно знать, как при постоянном числе оборотов рабочего колеса вентилятора в зависимости от производительности изменяется развиваемое вентилятором давление P, мощность N и коэффициент полезного действия.

Современное состояние аэродинамики вентилятора не позволяет получать характеристики вентиляторов аналитическим путем, поэтому построение аэродинамических характеристик производится на основе результатов специальных испытаний вентиляторов.

Характеристики, отражающие зависимость создаваемого вентилятором давления от производительности

Важнейшей аэродинамической характеристикой вентилятора является графическая зависимость между полным давлением вентилятора и его производительностью при постоянном числе оборотов, которую нередко называют напорной характеристикой. Эта характеристика вентилятора строится в координатной системе P (ось ординат) и L (ось абсцисс).

Рассматривая основное уравнение давления (6.21) и полагая, что коэффициент давления ψ зависит от формы и числа лопаток рабочего колеса (иначе говоря, от типа вентилятора), можно получить напорную характеристику вентилятора.

Поскольку плотность воздуха ρ и окружная скорость u_2 от производительности вентилятора не зависят, напорная характеристика при постоянном числе оборотов в координатах P–L должна была бы представлять собой прямую линию, параллельную оси абсцисс (рис. 6.9). Чем больше число оборотов, тем выше должна была располагаться эта прямая, так как $u_2 = \dfrac{\pi d_2 n}{60}$.

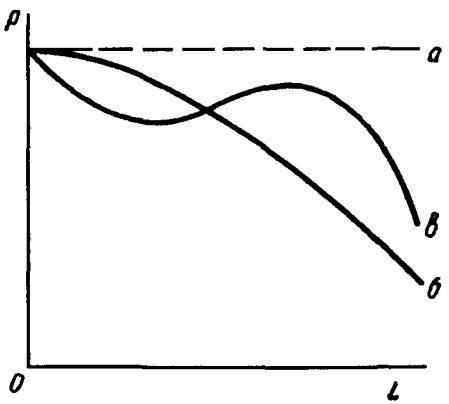


Рис. 6.9. Характеристика P–L при n = const:

а – характеристика при отсутствии гидравлических потерь;
б, в – действительные характеристики

Однако в действительности при изменении производительности изменяются ско-

рости воздуха на выходе из рабочего колеса, в том числе и c_{2u}. Следовательно, изменяются величины теоретического давления ($P_т$) и гидравлических потерь ($\Sigma\Delta p$). Все это ведет к изменению коэффициента давления ψ, а значит, величины давления, развиваемого вентилятором. Характер зависимости $P = f(L)$ устанавливается экспериментально с помощью специальной установки. Для снятия наиболее полной напорной характеристики с нанесением кривой $P = f(L)$ не только в *I*, но и во *II* и *IV* квадрантах применяется камера с наддувом (рис. 6.10). Статическое давление, создаваемое испытываемым вентилятором, замеряется по разрежению, создаваемому в камере. Динамическое давление рассчитывается по средней скорости воздуха, выходящего из испытываемого вентилятора. Сумма этих двух давлений и представляет собой полное давление вентилятора. Расход воздуха измеряется обычными методами.

Указанные замеры производятся при нескольких положениях дроссельной задвижки, в том числе и при полностью открытой.

Для получения характеристики вентилятора в *IV* квадранте необходимо включать вентилятор наддува так, чтобы он подавал воздух к всасывающему отверстию испытываемого вентилятора. Для получения характеристики во *II* квадранте нужно с помощью вспомогательного вентилятора создавать движение воздуха через испытываемый вентилятор в направлении, противоположном нормальному.

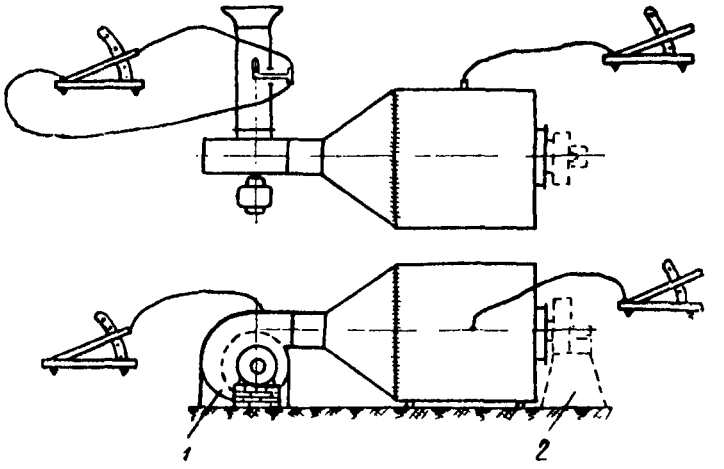


Рис. 6.10. Камера с наддувом: 1 – вентилятор наддува; *2* – испытываемый вентилятор

Если ставится задача получить напорную характеристику вентилятора только в *I* квадранте, используется более простой метод. К вентилятору присоединяются: короткий всасывающий воздуховод, который имеет входной коллектор, обеспечивающий минимальные потери на входе, и нагнетательный воздуховод с регулирующей задвижкой (рис. 6.11). Потери давления в участках воздуховодов от мест замера до всасывающего и нагнетательного отверстий вентилятора можно заранее определить, например Δp.

Микроманометром, присоединенным к пневмометрическим трубкам так, как это показано на рис. 6.11, может быть измерено полное давление, развиваемое вентилятором и равное сумме абсолютных величин давлений вентилятора на всасывании и нагнетании. Для этого к величине давления $P_{изм}$, отсчитываемой по микроманометру, должны быть прибавлены потери в указанных участках воздуховодов Δp. Тогда

$$P = P_{изм} + \Delta p\,. \qquad (6.22)$$

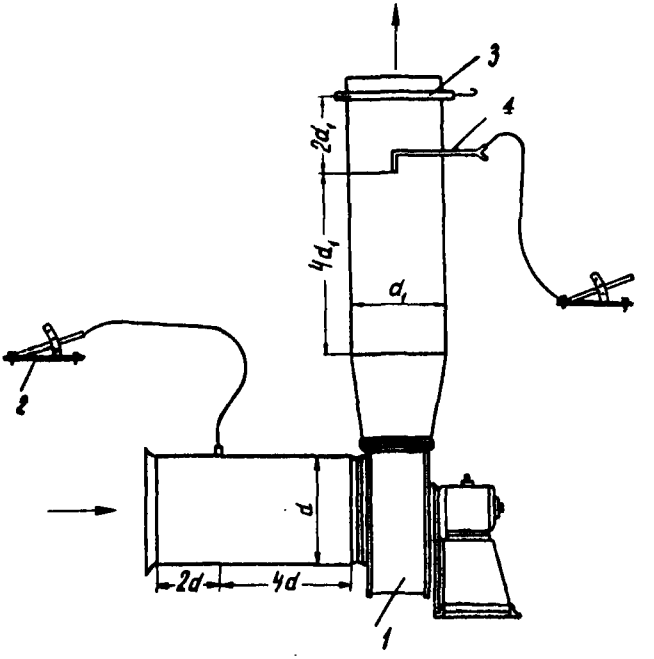


Рис. 6.11. Установка для испытания вентилятора:

1 – вентилятор; *2* – микроманометр; *3* – шибер; *4* – пневмометрическая трубка

Расход воздуха измеряется одним из известных методов, в частности с помощью пневмометрической трубки.

Меняя положение задвижки, например от полностью закрытого положения до полностью открытого, можно получить значения L и P, необходимые для построения напорной характеристики $P = f(L)$ центробежного вентилятора в I квадранте.

При $L = 0$ (полностью закрытая задвижка) все давление, развиваемое вентилятором, представляет собой статическое давление. Соответствующая точка напорной характеристики лежит на оси ординат. Эта точка является общей для действительной характеристики и для характеристики, построенной при условии, что коэффициент давления ψ при неизменной окружной скорости есть величина постоянная. Все остальные точки не совпадают с прямой линией *а*, при этом вид кривой $P = f(L)$ зависит главным образом от того, как изменяются потери давления внутри вентилятора $\sum \Delta p$. Если эти потери увеличиваются равномерно вместе с ростом производительности, напорная характеристика приобретает вид непрерывно падающей кривой (кривая *б* на рис. 6.9).

В некоторых конструкциях центробежных вентиляторов потери в зависимости от производительности могут изменяться весьма неравномерно. Так, часто наблюдаются очень большие потери давления на входе воздуха в межлопаточные каналы при малых производительностях вентилятора. У этих вентиляторов напорная характеристика имеет впадину в области малых L (кривая *в* на рис. 6.9) и называется нередко «горбатой». Вентиляторам с такими характеристиками свойственна неустойчивость в работе в отличие от вентиляторов с непрерывно и круто падающими характеристиками, обладающих наибольшей устойчивостью.

Точка кривой $P = f(L)$, соответствующая максимальной производительности центробежного вентилятора, не лежит на оси L, так как при полностью открытой задвижке и отсутствии сети воздуховодов вентилятор должен развивать давление, необходимое для создания скорости на выходе воздуха из нагнетательного отверстия. Это динамическое давление определяется по формуле

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho}{2} w_{\text{вых}}^2, \qquad (6.23)$$

где $w_{\text{вых}} = \dfrac{L}{F_{\text{вых}} \cdot 3600}$ – средняя скорость воздуха, выходящего из нагнетательного отверстия вентилятора, *м/сек*;

$F_{\text{вых}}$ – площадь сечения нагнетательного отверстия, $м^2$.

Если с помощью регулировочной задвижки изменять расход воздуха L, то будет изменяться и средняя скорость выхода $w_{вых}$, а вместе с этим и динамическое давление. Уравнение кривой $P_{дин} = f_1(L)$ имеет вид квадратичной параболы (рис. 6.12):

$$P_{дин} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{L^2}{(F_{вых} \cdot 3600)^2} \cdot \qquad (6.24)$$

Естественно, что при максимальном расходе динамическое давление максимально и равно полному давлению вентилятора, что отражено на рис. 6.12.

Вычитая из полных давлений динамические давления при всех значениях производительности вентилятора и получая таким образом величины статического давления, находим еще одну характеристику вентилятора $P_{ст} = f_2(L)$ (рис. 6.12).

Важнейшей является первая из рассмотренных характеристика вентилятора, представляющая собой графическую зависимость между производительностью вентилятора и развиваемым им полным давлением воздуха, так как $P_{дин}$, а следовательно, и $P_{ст}$ зависят от площади сечения нагнетательного отверстия.

Мы рассмотрели напорную характеристику $P = f(L)$, полученную при расходе $L > 0$ и давлении $P > 0$. Это практически наиболее

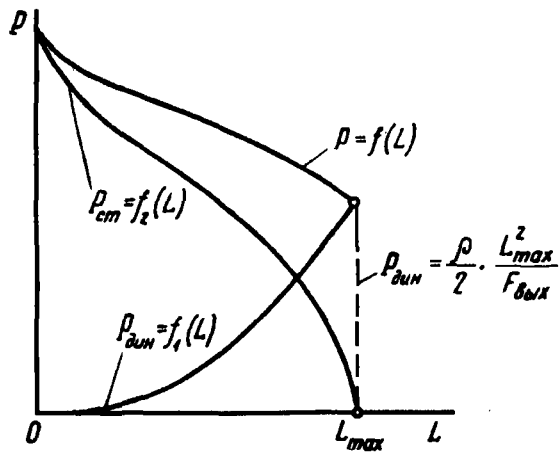


Рис. 6.12. Характеристики центробежного вентилятора, отражающие зависимости полного, динамического и статического давления от производительности

важный случай работы вентилятора. Однако, если центробежный вентилятор работает совместно с другим, может оказаться, что при положительной величине давления ($P > 0$) будет создаваться отрицательный расход ($L < 0$). Это значит, что через вентилятор, развивающий давление, воздух будет проходить в обратном направлении. Такое явление наблюдается иногда при параллельной работе вентиляторов, имеющих разные характеристики.

Может произойти и другой случай, когда при положительной производительности вентилятора ($L > 0$) давление окажется отрицательным ($P < 0$). Это означает, что вентилятор будет не создавать, а, наоборот, потреблять давление, или, иначе говоря, представлять собой сопротивление. Естественно, что данный процесс возможен при последовательной работе двух вентиляторов с разными характеристиками. Тогда один из вентиляторов может являться аэродинамическим сопротивлением для другого. Напорная характеристика, построенная с учетом описанных случаев, охватывает не только *I*, но и *II* и *IV* квадранты и строится на основе результатов испытаний, произведенных на упомянутой выше установке (рис. 6.10).

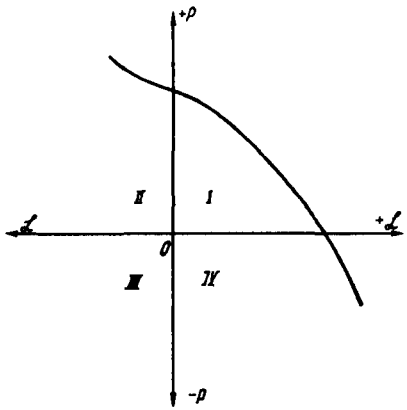


Рис. 6.13. Напорная характеристика центробежного вентилятора в *I*, *II* и *IV* квадрантах

Примерный вид напорной характеристики центробежного вентилятора, построенной в *I, II* и *IV* квадрантах, приводится на рис. 6.13.

Характеристики, отражающие зависимость затрачиваемой вентилятором мощности от производительности

Мощность N в *квт*, которая требуется для работы вентилятора (вращения его рабочего колеса), складывается из передаваемой воздуху полезной мощности $N_{пол}$, рассчитываемой по формуле

$$N_{пол} = \frac{LP}{102 \cdot 3600}. \qquad (6.25)$$

Если изобразить кривую $N_{пол} = \varphi(L)$ в системе координат N–L, то нетрудно убедиться, что при $L = 0$ $N_{пол} = 0$. Потом кривая поднимается вверх, а затем опять снижается, так как давление при возрастании производительности достаточно резко падает (кривая *а* на рис. 6.14).

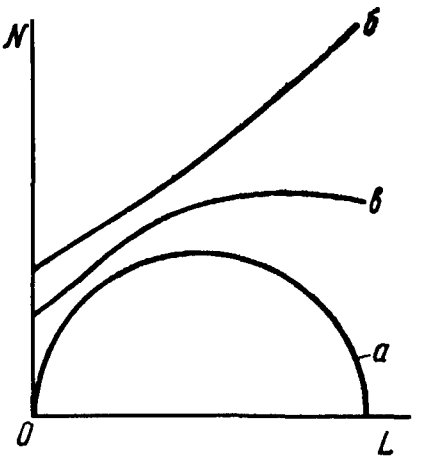


Рис. 6.14. Характеристики центробежного вентилятора, отражающие зависимость мощности от производительности:

а – зависимость полезной мощности;
б – зависимость мощности вентилятора с лопатками, загнутыми вперед;
в – зависимость мощности вентилятора, с лопатками, загнутыми назад

Подведенная к вентилятору мощность расходуется не только на полезную работу, но и на гидравлические потери внутри вентилятора ($N_{пот}$), а также на перетекание части воздуха через зазор между рабочим колесом и всасывающим патрубком ($N_{заз}$). Кроме того, мощность расходуется на трение дисков рабочего колеса о воздух, находящийся в кожухе (это так называемая нулевая мощность N_0).

Таким образом, можно записать

$$N = N_{пол} + N_{пот} + N_{заз} + N_0. \qquad (6.26)$$

Сумма первых трех слагаемых носит название гидравлической мощности N_h, так как эта часть затрачиваемой мощности связана с движением воздуха.

Перепишем равенство (6.26) следующим образом:

$$N = N_h + N_0. \qquad (6.27)$$

Как видим, кривая затрачиваемой мощности, в отличие от кривой $N_{пол} = \varphi(L)$, начинается не из начала координат. При $L = 0$ часть мощности расходуется на потери, связанные с движением воздуха внутри вентилятора, а также на нулевую мощность. Заметим, что в величину мощности, затрачиваемой на вращение рабочего колеса, не входят механические потери в подшипниках и передаче.

На рис. 6.14, кроме кривой $N_{пол}$, приводятся характеристики, показывающие зависимость затрачиваемой мощности для центробежных вентиляторов с рабочим колесом, имеющим лопатки, загнутые

вперед (кривая *б*), и лопатки, загнутые назад (кривая *в*). Первая кривая более крутая и непрерывно поднимается вверх, вторая менее крутая и достигает максимума несколько раньше, чем производительность.

Заметим, что характеристики мощности осевых вентиляторов существенно отличаются от характеристик центробежных вентиляторов (рис. 6.15). У многих типов осевых вентиляторов величина потребляемой мощности практически не зависит от производительности (кривая *а*), иногда даже снижается вместе с ростом производительности (кривая *б*), а иногда имеет вид кривой *в* (рис. 6.15). Данная особенность осевых вентиляторов представляет собой ценное эксплуатационное свойство, так как нагрузка электродвигателей при этом мало зависит от изменений величины производительности.

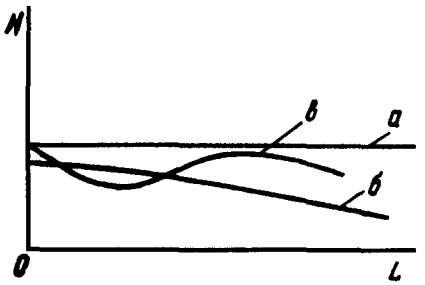


Рис. 6.15. Возможные характеристики осевых вентиляторов, отражающие зависимость мощности от производительности

Значения потребляемой вентилятором мощности, необходимые для построения соответствующих характеристик, чаще всего получают с помощью так называемого балансирного станка (рис. 6.16). Статор электродвигателя, вра-

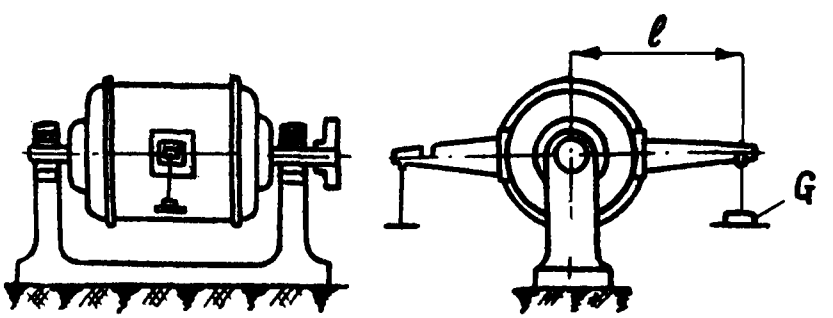


Рис. 6.16. Схема балансирного станка для замера мощности, потребляемой вентилятором

щающего рабочее колесо испытываемого вентилятора, не закреплен и может свободно вращаться вокруг ротора. Его вращению противодействует момент, получающийся как произведение нагрузки G (в *кГ*) на длину плеча коромысла l (в *м*), укрепленного на статоре. Естественно, что мощность, затрачиваемая вращающимся вместе с ротором рабочим колесом вентилятора, и мощность, получающаяся от работы упомянутого груза, равны.

Поэтому если момент равен

$$M = Gl, \tag{6.28}$$

а угловая скорость вращения при n оборотах в минуту составляет

$$w = \frac{\pi n}{30}, \tag{6.29}$$

то искомая мощность (в киловаттах) может быть вычислена по формуле

$$N = \frac{Mw}{102} = \frac{Gl\pi n}{102 \cdot 30}. \tag{6.30}$$

Из величины найденной таким образом мощности должны быть вычтены механические потери, связанные с работой балансирного станка и определяемые при тарировании.

Кроме этого способа для определения затрачиваемой при работе вентилятора мощности можно использовать замер мощности, потребляемой электродвигателем из сети (N_c). Тогда

$$N = N_c \eta_м, \tag{6.31}$$

где $\eta_м$ – КПД электродвигателя, учитывающий различные многочисленные электрические и механические потери электродвигателя.

Поскольку точное определение $\eta_м$ достаточно сложно, должен быть рекомендован первый способ.

Характеристики, отражающие зависимость коэффициента полезного действия от производительности

Коэффициентом полезного действия вентилятора называется отношение полезной мощности к мощности, затраченной на вращение рабочего колеса:

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N} = \frac{LP}{102 \cdot 3600N}. \tag{6.32}$$

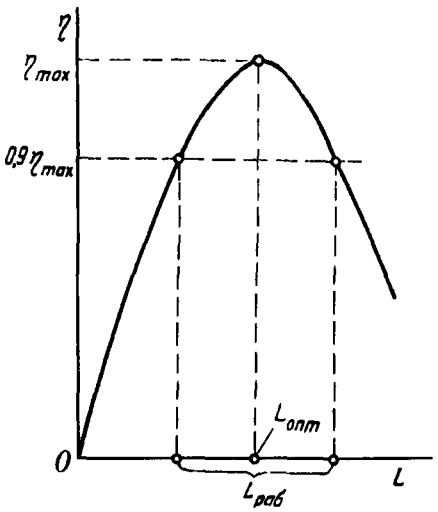


Рис. 6.17. Характеристика, отражающая зависимость коэффициента полезного действия центробежного вентилятора от производительности

Кривая $\eta = \psi(L)$, отражающая эту зависимость, начинается в начале координат, так как при $L = 0$ и $P = 0$ $\eta = 0$. Затем с ростом производительности она поднимается вверх, достигает максимального значения η_{max}, после чего начинает падать (рис. 6.17). Эта характеристика строится с помощью уже нанесенных на график характеристик: напорной, соответствующей значению полного давления вентилятора P для данной производительности, и характеристики мощности, позволяющей получить значение затрачиваемой мощности для той же производительности. Имея все эти величины, можно рассчитать соответствующие значения η и нанести их на график в выбранном масштабе.

Отметим, что величина максимального КПД является важнейшим параметром, так как от него зависит экономичность вентилятора. Режим работы вентилятора при максимальном КПД называется оптимальным, производительность при таком режиме так же называется оптимальной. Подбор вентиляторов должен производиться исходя из условий работы в оптимальном режиме. При этом допускается, чтобы КПД подобранного вентилятора был бы не менее 0,9 η_{max} (рис. 6.17).

Иногда используется понятие о статическом КПД, который определяется отношением

$$\eta_{ст} = \frac{LP_{ст}}{102 \cdot 3600N}. \qquad (6.33)$$

Естественно, что $\eta_{ст} < \eta$, так как $P_{ст} = P - P_{дин}$. После того как найдены все основные характеристики вентилятора, их сводят на один график и получают полную характеристику вентилятора при постоянном числе оборотов (рис. 6.18). Такая характеристика является

весьма наглядной и позволяет определять все необходимые параметры данного вентилятора, работающего при постоянном числе оборотов и перемещающего воздух одинаковой плотности.

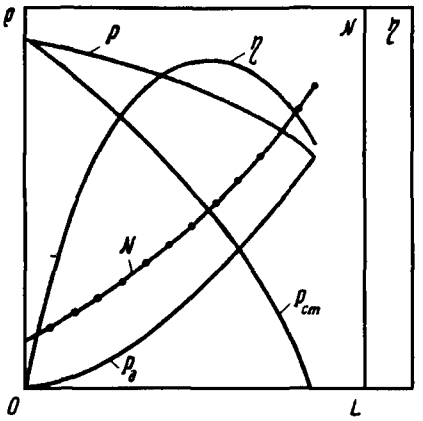


Рис. 6.18. Полная характеристика центробежного вентилятора при постоянном числе оборотов

Зная полную характеристику вентилятора данного типа и данного размера при постоянном числе оборотов, можно получить характеристики не только этого же вентилятора при других числах оборотов, но и всей серии вентиляторов данного типа. Для этого достаточно произвести пересчет и перестроить характеристики исходного вентилятора. При таком пересчете используются законы подобия, или теоремы пропорциональности, на основе которых установлены рассматриваемые ниже правила пересчета.

Правила пересчета аэродинамических характеристик вентилятора

В результате пересчета для каждой точки исходной характеристики должны быть получены координаты точки новой характеристики. Обязательным условием пересчета является неизменность режима работы вентилятора, характеризуемая точкой на исходной характеристике и точкой новой характеристики. Только при одинаковых режимах работы имеет место геометрическое подобие треугольников скоростей в рабочем колесе вентилятора, а это означает, что $\psi = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$.

1. *Пересчет характеристик при изменении числа оборотов одного и того же вентилятора.* В этом случае остаются одинаковыми все геометрические размеры вентилятора, изменяется лишь окружная скорость. Если режим работы не изменяется, то благодаря геометрическому подобию треугольников скоростей скорость входа $w_{вх}$ изменяется в той же степени, что и окружная скорость, а так как

$$L = w_{вх} \frac{\pi D_{вх}^2}{4} \cdot 3600 , \qquad (6.34)$$

получим

$$\frac{L}{L_1}=\frac{w_{вх}\dfrac{\pi D_{вх}^2}{4}\cdot 3600}{w_{вх_1}\dfrac{\pi D_{вх}^2}{4}\cdot 3600}=\frac{w_{вх}}{w_{вх_1}}=\frac{u}{u_1}=\frac{\pi Dn\cdot 60}{\pi Dn_1\cdot 60}, \qquad (6.35)$$

или

$$\frac{L}{L_1}=\frac{n}{n_1}.$$

Поскольку при одном и том же режиме ψ = const, то при неизменной плотности воздуха (ρ = const) отношение развиваемого вентилятором давления при изменении числа оборотов с n на n_1 будет равно

$$\frac{P}{P_1}=\frac{\rho\psi u_2}{\rho\psi u_1^2}=\left(\frac{u}{u_1}\right)^2=\left(\frac{\pi Dn\cdot 60}{\pi Dn_1\cdot 60}\right)^2=\left(\frac{n}{n_1}\right)^2. \qquad (6.36)$$

Так как при неизменном режиме η = const, то отношение мощностей составит

$$\frac{N}{N_1}=\frac{\dfrac{LP}{102\cdot 3600\,\eta}}{\dfrac{L_1P_1}{102\cdot 3600\,\eta}}=\frac{LP}{L_1P_1}=\left(\frac{n}{n_1}\right)^3. \qquad (6.37)$$

На рис. 6.19 изображена характеристика вентилятора, пересчитанная в связи с изменением числа оборотов.

2. Пересчет характеристик для вентиляторов одной серии. В этом случае число оборотов и плотность воздуха остаются постоянными. Геометрические размеры хотя и изменяются, но сохраняются подобными (их изменения происходят пропорционально). Естественно, что окружные скорости при этом изменяются в той же пропорции $\left(\text{поскольку } u=\dfrac{\pi Dn}{60}\right)$. Так как режим работы вентиляторов не изменяется, то новые треугольники скоростей подобны старым, а поэтому скорость входа изменяется так же, как и окружная скорость. Следовательно,

$$\frac{D}{D_1}=\frac{n}{n_1}=\frac{w_{вх}}{w_{вх_1}}. \qquad (6.38)$$

Отсюда можно получить такое отношение расходов:

$$\frac{L}{L_1}=\frac{w_{вх}\dfrac{\pi D^2}{4}\cdot 3600}{w_{вх_1}\dfrac{\pi D_1^2}{4}\cdot 3600}=\left(\frac{D}{D_1}\right)^3. \qquad (6.39)$$

При неизменном режиме ψ =const, поэтому отношение давлений составит

$$\frac{P}{P_1}=\frac{\rho\psi u_2}{\rho\psi u_1^2}=\left(\frac{u}{u_1}\right)^2=\left(\frac{D}{D_1}\right)^2. \qquad (6.40)$$

Так как в указанных условиях η = const, то отношение мощностей окажется равным

$$\frac{N}{N_1}=\frac{\dfrac{LP}{102\cdot 3600\,\eta}}{\dfrac{L_1P_1}{102\cdot 3600\,\eta}}=\frac{LP}{LP_1}=\left(\frac{D}{D_1}\right)^5. \qquad (6.41)$$

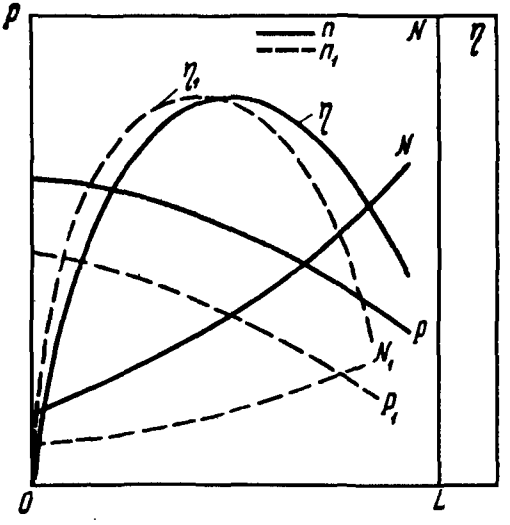


Рис. 6.19. Характеристика центробежного вентилятора, построенная путем пересчета при изменении числа оборотов

На рис. 6.20 представлена характеристика вентилятора, построенная путем пересчета характеристики другого вентилятора той же серии.

3. Пересчет характеристик одного и того же вентилятора при изменении плотности воздуха. При изменении плотности воздуха остается неизменной окружная скорость вентилятора, а следовательно (при одном и том же режиме), и все остальные скорости. Производительность вентилятора выражается в единицах объема, представляющих собой произведение скорости на площадь соответствующего сечения $\left(\text{например, входного, тогда } L = w_{\text{вх}} \frac{\pi D^2}{4} \cdot 3600\right)$. Поэтому при изменении ρ

$$L = L_1. \tag{6.42}$$

Давление пропорционально плотности, как это видно из уравнения (6.21), значит,

$$\frac{P}{P_1} = \frac{\rho \psi u^2}{\rho_1 \psi u^2} = \frac{\rho}{\rho_1}. \tag{6.43}$$

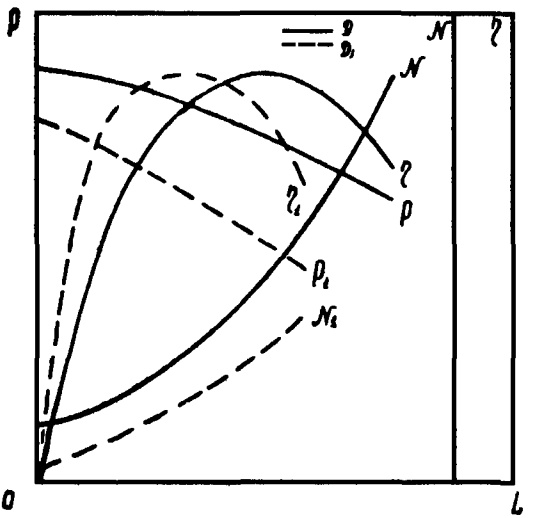


Рис. 6.20. Характеристика центробежного вентилятора, построенная путем пересчета характеристик другого вентилятора той же серии

Таким же образом изменяется и величина мощности:

$$\frac{N}{N_1}=\frac{\dfrac{LP}{3600\cdot 102\,\eta}}{\dfrac{LP_1}{3600\cdot 102\,\eta}}=\frac{P}{P_1}=\frac{\rho}{\rho_1}. \qquad (6.44)$$

4. Пересчет характеристик вентиляторов при одновременном изменении числа оборотов n, размеров D и плотности воздуха ρ. На основании изложенных выше правил пересчета нетрудно получить общие формулы для пересчета аэродинамических характеристик вентилятора при одновременном изменении числа оборотов, размеров и плотности воздуха:

$$\frac{L}{L_1}=\frac{n}{n_1}\left(\frac{D}{D_1}\right)^3; \qquad (6.45)$$

$$\frac{P}{P_1}=\left(\frac{n}{n_1}\right)^2\left(\frac{D}{D_1}\right)^2\frac{\rho}{\rho_1}; \qquad (6.46)$$

$$\frac{N}{N_1}=\left(\frac{n}{n_1}\right)^3\left(\frac{D}{D_1}\right)^5=\frac{\rho}{\rho_1}. \qquad (6.47)$$

Обозначив $n/n_1 = i_n$, $D/D_1 = i_D$, $\rho/\rho_1 = i_\rho$, покажем, что быстроходность вентилятора не зависит от изменения всех этих величин и остается постоянной.

Если быстроходность данного вентилятора в соответствии с (6.1) равна $n_y = c\dfrac{L^{1/2}n}{\left(\dfrac{P}{\rho}\right)^{3/4}}$, то быстроходность вентилятора той же серии при изменении n, D и ρ определится из равенства

$$n_{y_1}=c\frac{\left(Li_D^3 i_n\right)^{1/2}ni_n}{\left(\dfrac{Pi_D^2 i_n^2 i_\rho}{Pi_\rho}\right)^{3/4}}=c\frac{L^{1/2}i_D^{3/2}i_n^{3/2}n}{\left(\dfrac{P}{\rho}\right)^{3/4}i_D^{3/2}i_n^{3/2}}=c\frac{L^{1/2}n}{\left(\dfrac{P}{\rho}\right)^{3/4}}=n_y. \qquad (6.48)$$

В заключение отметим, что, как показали исследования, вместе с увеличением размеров, числа оборотов вентиляторов и плотности воздуха происходит некоторое улучшение работы вентиляторов, что сказывается на улучшении его показателей по сравнению с полученными пересчетом. По-видимому, это объясняется тем, что во всех упомянутых случаях растет число Re, что может вызвать уменьшение коэффициента трения λ, а следовательно, величины потерь $\Sigma\Delta p$ и нулевой мощности N_0. Все это приводит к увеличению КПД вентилятора. Однако это увеличение сравнительно невелико, и расчетным путем его оценить нельзя.

Универсальные характеристики вентиляторов

Если для одного и того же вентилятора путем пересчета построить напорные характеристики, отражающие зависимость давления от расхода при различных числах оборотов n, то получим наиболее распространенную из числа универсальных характеристик (рис. 6.21). Верхняя кривая $P = f(L)$ обычно строится для наибольшего числа оборотов,

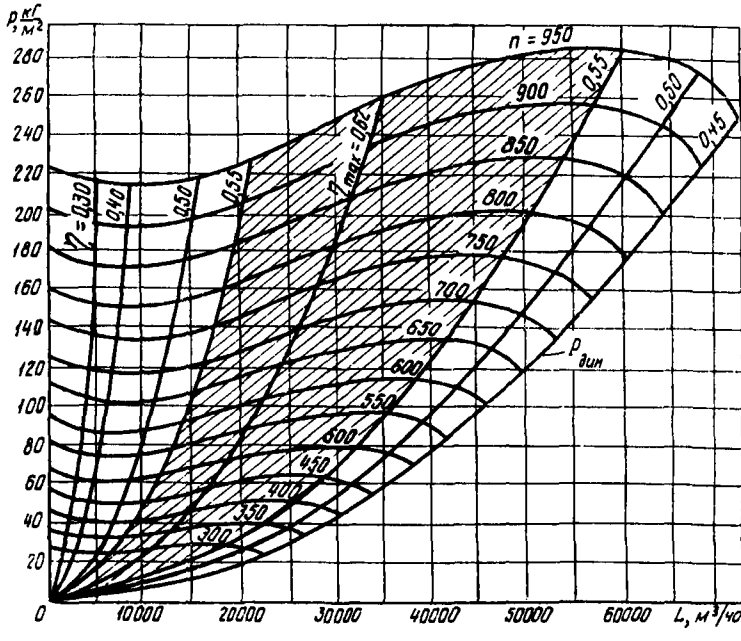


Рис. 6.21. Универсальная характеристика центробежного вентилятора среднего давления серии ВРС № 8 при различных числах оборотов

которое принимается либо по соображениям прочности, либо по соображениям допустимости создаваемого шума. Нижние концы каждой кривой $P = f(L)$ отражают работу вентилятора без сети воздуховодов, когда все создаваемое давление равно динамическому, а производительность максимальна. Кроме кривых $P = f(L)$ на характеристику наносятся линии равных КПД. Эти линии проводятся через точки, лежащие на кривых $P = f(L)$ и отвечающие одинаковым значениям КПД (η = const). Как мы увидим, данные характеристики весьма удобны при подборе вентилятора для работы в заданных условиях.

Выделив на каждой кривой $P = f(L)$ вправо и влево от линии η_{max} участок, соответствующий условиям работы, когда $\eta \geq 0{,}9\ \eta_{max}$, можно получить зону, отвечающую наиболее экономичной работе вентилятора. Выбрав из характеристик разных вентиляторов зоны их наиболее экономичной работы, можно построить еще одну разновидность универсальной характеристики – совмещенную характеристику вентиляторов (рис. 6.22). С помощью такой характеристики, если заданы производительность и полное давление (L и P), можно определить наиболее подходящий вентилятор, а также значения n и η, при которых он должен работать.

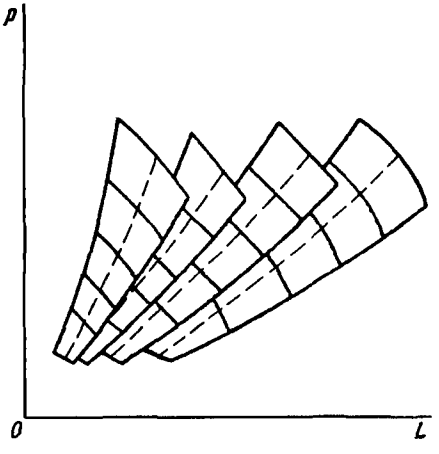


Рис. 6.22. Совмещенная характеристика центробежных вентиляторов

Для вентиляторов одной серии (геометрически подобных) применяется другая разновидность универсальных характеристик – так называемые обезличенные характеристики. Эти характеристики для геометрически подобных вентиляторов строятся в системе координат $P - w_{вых}\left(w_{вых} = \dfrac{1}{3600F_{вых}}\right)$, затем наносятся линии η = const и u = const $\left(u = \dfrac{\pi Dn}{60}\right)$. Обезличенная характеристика снабжается таблицей, в которой для номеров вентиляторов данной серии указываются значения наружного диаметра рабочего

колеса D и площади сечения выходного отверстия $F_{вых}$ (рис. 6.23). При пользовании обезличенной характеристикой приходится определять производительность и число оборотов на основании следующих соотношений:

$$L = w_{вых} \cdot 3600 F_{вых}; \tag{6.49}$$

$$n = \frac{60\sqrt{u}}{\pi D}. \tag{6.50}$$

Существует иной вариант обезличенной характеристики, на которой вместо кривых u = const нанесены кривые $A = n \cdot № = \text{const}$ (где № – номер вентилятора данной серии), а вместо таблицы дана специальная номограмма, построенная в координатах $w_{вых}$ и L (рис. 6.24). При использовании этой характеристики отпадает необходимость применять соотношения (6.49) и (6.50). Число оборотов определяется из выражения

$$n = \frac{A}{№}. \tag{6.51}$$

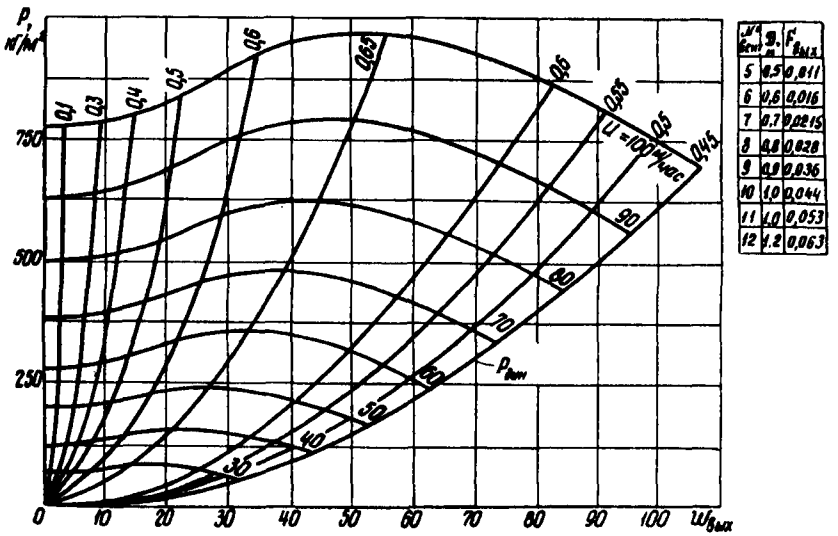


Рис 6.23. Обезличенная характеристика центробежных вентиляторов высокого давления

Кроме описанных обезличенных характеристик для вентиляторов одного типа может быть построена так называемая безразмерная характеристика, рекомендуемая ГОСТ 5976-90. Эта характеристика строится в безразмерной системе координат при постоянном числе оборотов. В качестве безразмерных параметров или коэффициентов выбираются:

коэффициент производительности

$$\bar{L} = \frac{L}{\frac{\pi D^2}{4} u^2 \cdot 3600};$$

коэффициент давления

$$\bar{p} = \frac{P}{\rho u_2^2}$$

(как видим, $\bar{p} = \psi$);
коэффициент мощности

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4} u_2^3} \cdot$$

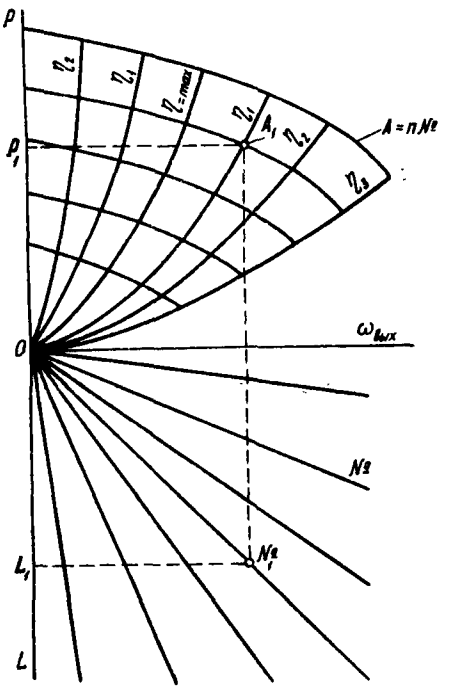


Рис. 6.24. Обезличенная характеристика вентиляторов с номограммой:

P_1 – заданное давление вентилятора; L_1 – заданная производительность вентилятора; A_1 – характеристика, полученная по заданным P_1 и η_1; № – номер вентилятора, полученный с помощью графического построения по заданным P_1, L_1, η

Путем умножения безразмерных параметров на множители, в которые входят размеры вентилятора D и число его оборотов $\left(u_2 = \frac{\pi Dn}{60}\right)$, можно получить индивидуальные характеристики вентиляторов данного типа.

Все описанные обезличенные характеристики уступают в наглядности универсальным характеристикам вентиляторов, построенным в обычной системе координат при различных числах оборотов.

§ 6.6. Работа вентилятора в сети воздуховодов

Эпюры давлений в воздуховодах

Развиваемое вентилятором давление расходуется при движении воздуха в присоединенной к вентилятору сети воздуховодов. Суммарные потери давления в сети (см. гл. 5, при расчете воздуховодов эти потери обычно обозначаются H) представляют собой потери давления во всасывающей $P_{вс}$ и нагнетательной $P_{наг}$ линиях; кроме того, в величину суммарных потерь входит имеющаяся разность давлений в местах забора и выброса воздуха (Δh):

$$P = P_{вс} + P_{наг} + \Delta h. \qquad (6.52)$$

В $P_{наг}$ включается и то давление, которое необходимо создавать, чтобы воздух выходил из сети с определенной скоростью. Разность давлений $\Delta h > 0$, если давление воздуха в месте его выпуска превышает давление у воздухозабора, и $\Delta h < 0$ – при обратном соотношении.

Первый случай характерен для условий, когда в сооружении имеется подпор, затрудняющий работу вентилятора. Второй случай наблюдается обычно при наличии естественной тяги, помогающей работе вентилятора.

Можно построить эпюру распределения давления в сети воздуховодов для нескольких характерных случаев.

а) Всасывающая и нагнетательная линии воздуховода постоянного диаметра; воздуховод не имеет разветвлений и поворотов (рис. 6.25).

В этом случае давление, создаваемое вентилятором, расходуется на преодоление сопротивлений трения. Будем откладывать давления, превышающие атмосферные, вверх от нулевой линии, а давления, меньше атмосферного (разрежения), вниз. Отрицательными могут быть полные и статические давления во всасывающей линии воздуховода. Динамические давления всегда положительны. Нетрудно видеть, что по абсолютной величине во всасывающей линии $P_{ст} > P_{пол}$, так как у $P_{ст}$ и $P_{дин}$ обратные знаки ($P_{ст} = -P_{пол} + P_{дин}$), а в нагнетательной $P_{пол} > P_{ст}$, так как знаки у статического и динамического давления одинаковы ($P_{пол} = P_{ст} + P_{дин}$).

Во всасывающем сечении воздуховода *1–1* полное давление складывается из динамического давления, которое положительно и равно $\rho w^2/2$, и статического давления (отрицательного), необходимого для преодоления сопротивлений входа.

Для случая, изображенного на рис. 6.25, коэффициент местного сопротивления входа $\varepsilon = 1$, и поэтому полное давление оказывается равным нулю. В выходном сечении воздуховода *2–2* динамическое давление используется для преодоления сопротивления вы-

хода, и поэтому полное давление равно динамическому, а статическое давление равно нулю. В сечении *0–0* показано полное давление, развиваемое вентилятором. Оно складывается из давления во всасывающем отверстии (это давление равно потерям давления на всасывающей линии) и давления в нагнетательном отверстии, которое расходуется на преодоление сопротивлений в нагнетательной линии. На рис. 6.25, *а* изображены эпюры давлений в предположении, что в месте забора и выброса воздуха давления одинаковы. На

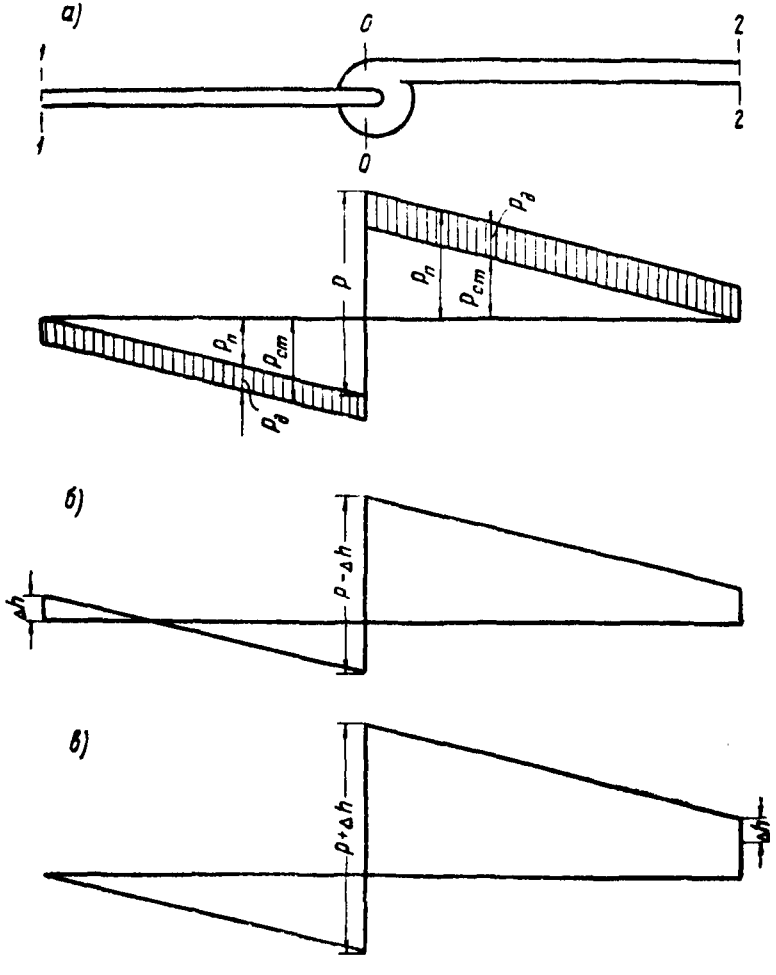


Рис. 6.25. Эпюры давлений в воздуховоде постоянного сечения:
а – $\Delta h = 0$; *б* – $\Delta h < 0$; *в* – $\Delta h > 0$

рис. 6.25, *б* представлена эпюра давлений для того же воздуховода, но при условии, когда $\Delta h < 0$ (имеется естественная тяга). При этом потребное давление вентилятора оказывается меньше на величину Δh. На рис. 6.25, *в* изображена эпюра давлений в воздуховоде, когда есть подпор ($\Delta h > 0$). В этом случае вентилятор должен развивать полное давление $P + \Delta h$.

б) Площади поперечного сечения воздуховода переменны; имеются внезапные и плавные сужения и расширения (рис. 6.26).

Правила построения этой эпюры остаются теми же, что и в предыдущем случае. Следует лишь обратить внимание на возможность появления отрицательных статических давлений на нагнетательной линии воздуховода. Такие давления могут возникнуть в местах значительного сужения воздуховода (в конфузорах), так как динамическое давление в этом месте резко возрастает, а величина общего давления в результате преодоления сопротивления уменьшается не так сильно.

в) Воздуховод имеет разветвления.

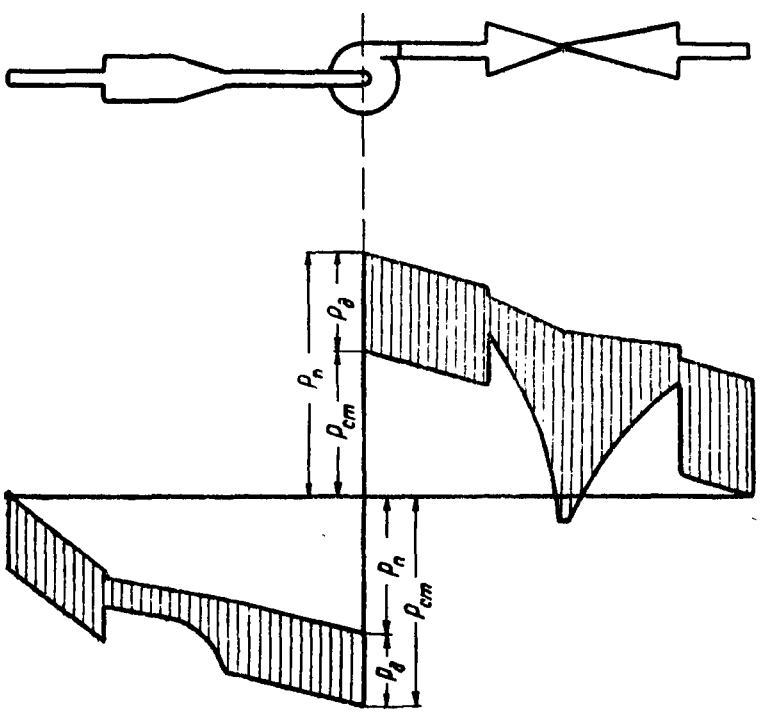


Рис. 6.26. Эпюра давлений в воздуховоде переменного сечения

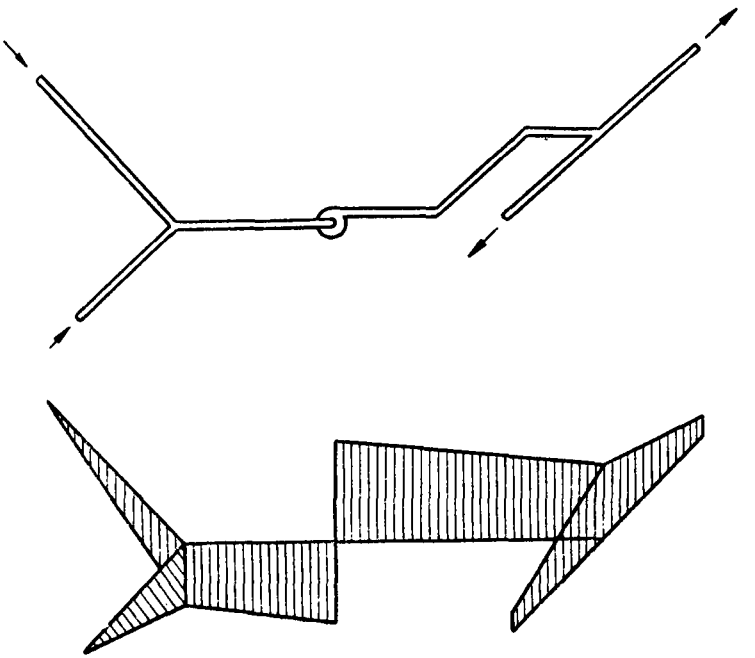


Рис. 6.27. Эпюра давлений в разветвленном воздуховоде

Эпюра в этом случае приобретает вид, изображенный на рис. 6.27. В разветвлениях воздуховода давление или разрежение представляет собой давление в узловой точке.

Наложение характеристики сети на характеристику вентилятора

Анализ изученных в предыдущем параграфе характеристик вентиляторов позволяет заключить, что один и тот же вентилятор при одном и том же числе оборотов может иметь самые различные производительности и развивать различные давления.

Величины производительности вентилятора и развиваемые им давления зависят от того, на какую сеть работает данный вентилятор.

Как мы видели (§ 5.6), зависимость, связывающая затраты давления на преодоление сопротивлений сети воздуховодов с расходом перемещаемого воздуха, представляет собой характеристику сети. Для обычных случаев практики характеристика сети является квадратичной параболой. Она может пересекать начало координат (если

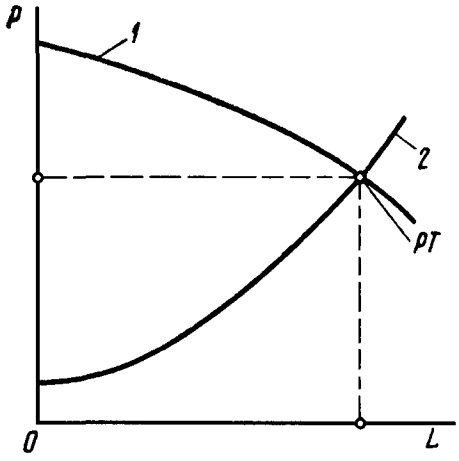


Рис. 6.28. Наложение характеристики сети на характеристику вентилятора:

1 – характеристика вентилятора;
2 – характеристика сети воздуховодов;
РТ – рабочая точка

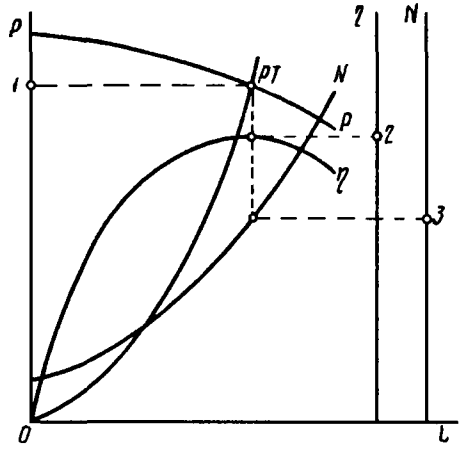


Рис. 6.29. Нахождение параметров вентилятора при его работе в сети:

1 – давление вентилятора; *2* – КПД вентилятора; *3* – мощность вентилятора

давления воздуха в местах забора и выброса одинаковы) и может не переходить через него (если эти давления не равны).

Важно отметить, что характеристика сети строится в той же системе координат, что и важнейшая (напорная) характеристика вентилятора.

Если на напорную характеристику вентилятора наложить характеристику сети, построенную в тех же координатах и в том же масштабе, получится точка пересечения, которая и определит параметры работы вентилятора в условиях данной сети. Эта точка носит название рабочей точки (рис. 6.28). Имея полную характеристику вентилятора, по рабочей точке можно найти все параметры вентилятора при работе на данную сеть (рис. 6.29).

В случае проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха рабочую точку целесообразно использовать для решения обратной задачи, связанной с выбором необходимого вентилятора. Для выбора вентилятора лучше всего применять универсальную характеристику, построенную для различных чисел оборотов.

Зная из предыдущих расчетов расход воздуха L и необходимое давление венти-

лятора P, находим на характеристике вентилятора точку с данными координатами, что позволяет определять число оборотов рабочего колеса вентилятора и коэффициент полезного действия. Если точка с координатами L и P попадает между двумя линиями $P = f(L)$, построенными при числах оборотов, обозначенных на характеристике, истинное число оборотов находится интерполяцией. Это же относится и к определению истинного значения КПД.

При выборе вентилятора следует стремиться к тому, чтобы рабочая точка попадала на линию η_{max} или близкую к ней (не дальше чем $0{,}9\,\eta_{max}$). Кроме того, необходимо ориентироваться на такие числа оборотов его рабочего колеса, которые позволили бы осуществить наиболее надежное, простое и экономичное соединение вентилятора и электродвигателя. Таковым будет соединение на одном валу или оси. Поскольку для привода вентилятора используются асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором, соответствующими числами оборотов являются: 480, 570, 720, 960, 1440 и 2890 *об/мин*.

На рис. 6.30 вентилятор выбран согласно изложенным здесь соображениям. Положение рабочей точки, показанное на этом рисун-

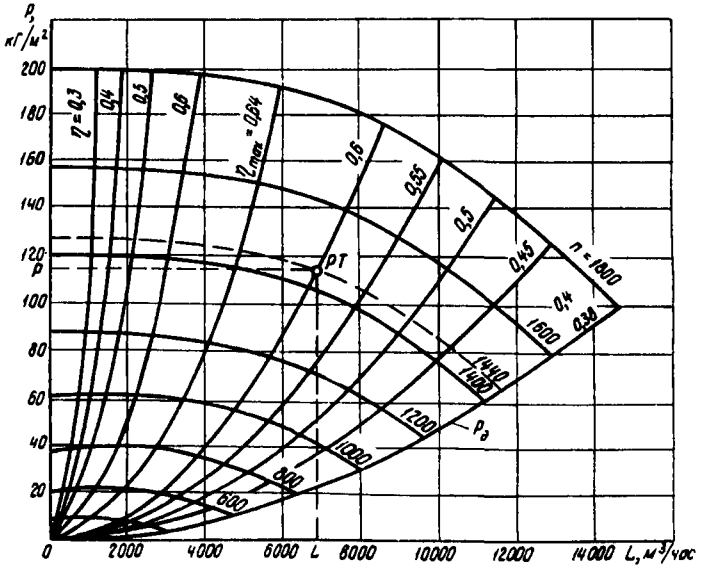


Рис. 6.30. Выбор вентилятора с помощью универсальной характеристики: *РТ* – рабочая точка; *L* – расчетный расход воздуха; *P* – расчетное давление

ке, отвечает проектному. Могут встретиться случаи, когда действительная рабочая точка не совпадает с проектной.

Остановимся на возможных изменениях в местоположении действительной рабочей точки по сравнению с проектной, а также рассмотрим некоторые практически важные случаи, когда анализ местоположения действительной рабочей точки позволяет вскрывать ошибки, допущенные при проектировании и монтаже вентиляционных установок. Этот же анализ позволяет обнаруживать дефекты заводского изготовления вентиляторов.

1-й случай. В результате расчета сети воздуховодов определены потребные производительность и полное давление вентилятора L_1 и P_1. Согласно этим данным выбран вентилятор и найдена рабочая точка *1* (рис. 6.31). Известно, что сеть работает в условиях, когда нет подпора и естественной тяги ($\Delta h = 0$).

При испытаниях вентилятора оказалось, что его производительность и давление составляют L_2 и P_2, чему соответствует рабочая точка *2*. Требуется определить причину получившегося смещения рабочей точки.

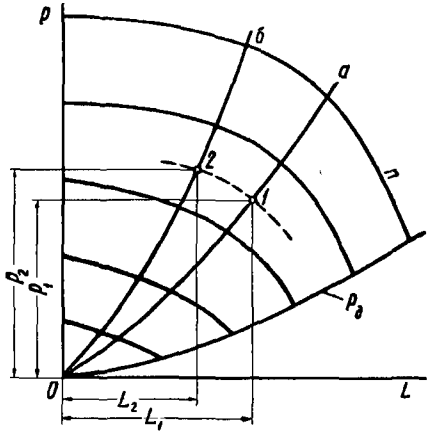


Рис. 6.31. Первый возможный случай несоответствия местоположения проектной и действительной рабочих точек:

1 – проектная рабочая точка;
2 – действительная рабочая точка;
а – проектная характеристика сети;
б – действительная характеристика сети

Прежде всего следует сказать, что это не могло произойти из-за поставки некачественного вентилятора, так как обе рабочие точки лежат на напорной характеристике вентилятора при данном числе оборотов.

Проведя через точки *1* и *2* линии характеристик сети, представляющие собой квадратичные параболы, убеждаемся, что действительная характеристика, по сравнению с проектной, будет более крутой. Это изменение может явиться следствием отключения части ответвлений в сети или частичного закрытия тех регулировочных задвижек, которые должны были быть открыты. И то и другое легко устранимо. Отметим, что перемещение рабочей точки из положения *1* в положение *2* и соответствующее изменение ха-

рактеристики сети воздуховодов называется дросселированием сети. Достигается оно, как мы видели, частичным закрытием регулировочных задвижек.

При производстве дросселирования мощность, потребляемая центробежными вентиляторами, уменьшается. При полном закрытии задвижки у вентилятора величина потребляемой мощности будет минимальной.

Отсюда следует важное правило эксплуатации центробежных вентиляторов: их пуск необходимо производить при закрытой задвижке. Это правило не всегда легко выполнить (например, в автоматизированных системах и при дистанционном управлении вентагрегатами). В таких случаях следует проверить, достаточна ли мощность установленного электродвигателя с учетом возникающей перегрузки.

Кроме рассмотренной причины несоответствия проекту положения действительной рабочей точки, существует еще одна. Может оказаться, что рассматриваемое изменение характеристики сети воздуховодов и смещение в связи с этим рабочей точки произошло из-за некачественного монтажа системы. В частности, в результате низкого качества выполнения фасонных частей, мест соединения воздуховодов с оборудованием, фланцевых соединений, отдельных звеньев и т. д. могут резко возрасти потери давления в сети, что и приведет к изменению характеристики сети и смещению рабочей точки. Устранить эту причину гораздо труднее, так как для этого потребуется демонтаж отдельных участков сети воздуховодов.

2-й случай. Действительная и проектная рабочие точки как бы поменялись местами по сравнению с 1-м случаем (рис. 6.32). Как и в 1-м случае, обе рабочие точки принадлежат одной напорной характеристике. Поэтому рассматриваемое несоответствие не может быть вызвано поставкой некачественного вентилятора. Как видим, действи-

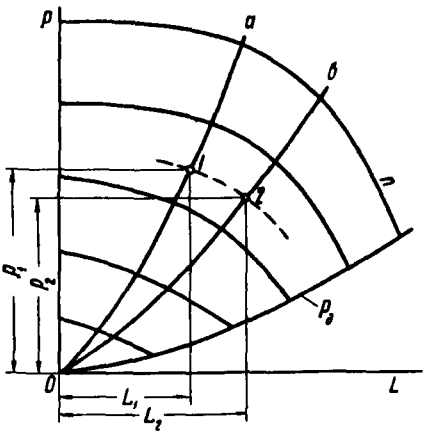


Рис. 6.32. Второй возможный случай несоответствия местоположения проектной и действительной рабочих точек:

1 – проектная рабочая точка;
2 – действительная рабочая точка;
а – проектная характеристика сети;
б – действительная характеристика сети

тельная производительность вентилятора оказывается больше проектной ($L_2 > L_1$), действительная характеристика сети воздуховодов более пологой, чем проектная. Это и приводит к смещению рабочей точки.

Причиной такого изменения характеристики сети чаще всего является недостаточная герметичность вентиляционной сети. Наличие неплотностей в сети воздуховодов равноценно неотключенным ответвлениям. Чем больше таких неплотностей в сети, тем более полога ее характеристика. Чтобы убедиться в том, что причина рассматриваемого смещения рабочей точки заключается в негерметичности сети, следует сравнить производительность вентилятора L, определенную по результатам замеров в непосредственной близости от вентилятора, с суммарным расходом воздуха $\sum_{1}^{n} L_i$, поступающим в обслуживаемые помещения (для вытяжной системы удаляемым из помещений). В случае негерметичности $L > \sum_{1}^{n} L_i$.

Естественно, что негерметичность должна быть устранена, после чего действительная характеристика сети будет соответствовать проектной.

Необходимо отметить, что при работе вентилятора в условиях, определяемых рабочей точкой *2*, центробежный вентилятор расходует значительно большую мощность, а это может привести к перегрузкам электродвигателя.

Существует и вторая причина рассматриваемого изменения характеристики сети. Она заключается в том, что при проектировании вентиляционных сетей многие сопротивления рассчитываются с завышением. Это можно объяснить желанием иметь некоторый запас. Устранить создавшееся расхождение между действительной и проектной характеристиками достаточно просто. Для этого надо выполнить дросселирование и привести действительную рабочую точку *2* в ее проектное положение *1*.

3-й случай. Расчетом сети воздуховодов определены потребные производительность и полное давление вентилятора L_1 и P_1, в соответствии с чем выбран вентилятор, который по данным каталога имеет напорную характеристику при проектном числе оборотов $n = n_{пр}$, проходящую через точку *1* (L_1, P_1).

Во время испытаний вентилятора оказалось, что его производительность и давление составляют L_2 и P_2, чему отвечает рабочая точка *2* (рис. 6.33). Проведя через точки *1* и *2* квадратичную параболу, убеж-

даемся, что обе точки лежат на одной характеристике сети воздуховодов. Это значит, что в данном случае причина несоответствия не связана с расчетом или монтажом сети. В то же время мы видим, что точка *2* не лежит на напорной характеристике вентилятора при $n = n_{пр}$.

Если проверка (с помощью тахометра) покажет, что число оборотов рабочего колеса вентилятора соответствует проектному, это будет означать, что действительная характеристика вентилятора не соответствует паспортной (указанной в каталоге).

Таким образом, в этом случае причина несовпадения действительной и проектной рабочих точек заключается в некачественном изготовлении на заводе данного вентилятора.

Необходимо указать, что, согласно исследованиям В. Д. Дмитриева, паспортная характеристика вентилятора претерпевает изменения, если вблизи всасывающего отверстия установлены фасонные части.

При установке отвода в непосредственной близости от всасывающего отверстия вентилятора имеет место снижение производительности. Снижение значительнее для более крутых отводов и для режимов, отличающихся от оптимального в сторону большей производительности. При стесненных условиях присоединения вентилятора к сети воздуховодов, когда невозможно выдержать длину прямого участка перед всасывающим отверстием не менее $6d$, следует рекомендовать установку направляющих аппаратов. При наличии направляющего аппарата можно пользоваться паспортной характеристикой вентилятора.

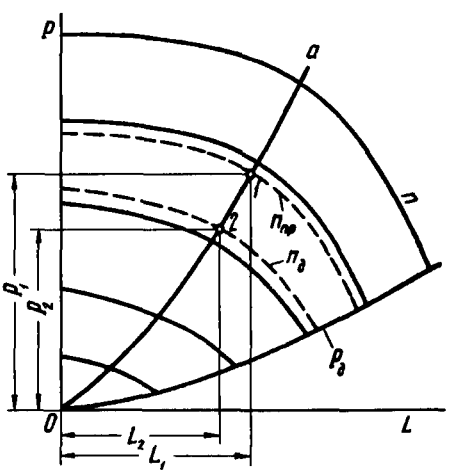


Рис. 6.33. Третий возможный случай несоответствия местоположения проектной и действительной рабочих точек:

1 – проектная рабочая точка;
2 – действительная рабочая точка;
a – характеристика сети

Кроме этих трех основных случаев несоответствия местоположений проектной и действительной рабочих точек вентилятора, могут встретиться различные их комбинации, когда одновременно действуют несколько

причин из числа рассмотренных. В каждом конкретном случае анализ физической сущности явления, подобный приведенному выше, поможет установить истинную причину того или иного несоответствия и наметить пути его устранения.

§ 6.7. Совместная работа вентиляторов в сети воздуховодов

В тех случаях, когда нельзя подобрать один вентилятор, который обеспечивал бы заданные расход и давление воздуха в сети воздуховодов, прибегают к установке нескольких совместно работающих вентиляторов. Необходимость такого решения может возникнуть, например, если величины требующихся расхода или давления воздуха подвержены значительным колебаниям.

Как правило, совместная установка вентиляторов менее экономична, надежна и устойчива в эксплуатации и поэтому к такому решению следует прибегать лишь тогда, когда установка одного вентилятора исключается.

Совместная установка вентиляторов может быть параллельной и последовательной.

Параллельное соединение вентиляторов дает возможность значительно увеличивать производительность при сохранении величины полного давления примерно такой же, как у одного вентилятора.

Последовательное соединение вентиляторов позволяет резко увеличивать давление, оставляя производительность приблизительно такой же, как у одного вентилятора.

На рис. 6.34 приведена схема параллельного соединения двух вентиляторов. Из схемы видно, что через каждый вентилятор проходит часть суммарного расхода, а начиная от места соединения воздухо-

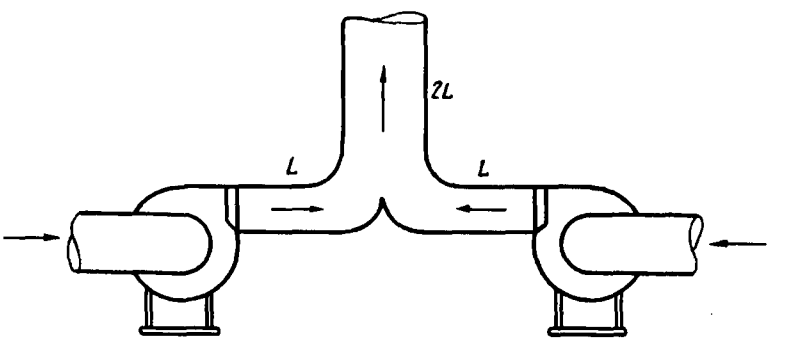


Рис. 6.34. Схема параллельного соединения двух вентиляторов

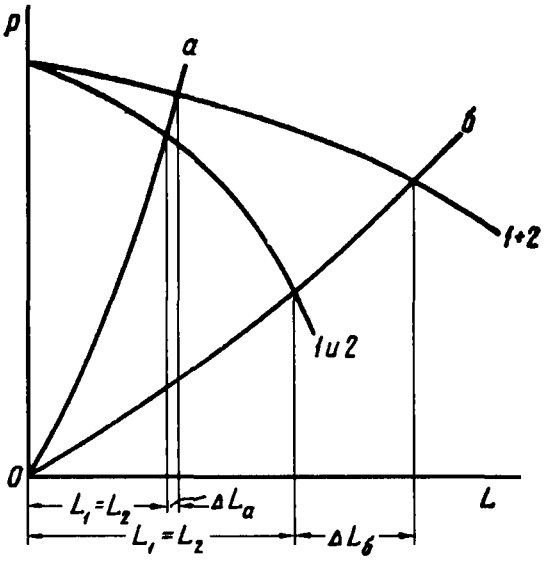


Рис. 6.35. Параллельная работа двух одинаковых вентиляторов с равномерно падающими характеристиками:

1 и *2* – характеристики двух одинаковых вентиляторов; *1 + 2* – совместная характеристика этих же вентиляторов при параллельной работе; ΔL_a – увеличение производительности при работе вентиляторов на сеть *а*; $\Delta L_б$ – увеличение производительности при работе вентиляторов на сеть *б*

водов в сети перемещается расход воздуха, равный сумме производительностей двух вентиляторов. Давление воздуха будет общее, причем такое же, как у каждого вентилятора. Поэтому при построении суммарной характеристики двух параллельно работающих вентиляторов надо складывать их производительности при одинаковых давлениях.

Максимальный эффект от параллельного соединения двух вентиляторов (рис. 6.35) наблюдается при работе вентиляторов на сеть воздуховодов с пологой характеристикой. При этом наибольшей надежностью отличаются схемы с одинаковыми вентиляторами, имеющими равномерно падающие напорные характеристики. Если соединены разные вентиляторы, то часто возникает необходимость определения их характеристик не только в *I*, но и во *II* квадранте. Как видим, даже при равномерно падающих характеристиках в этом случае может оказаться, что производительность двух вентиляторов при крутых характеристиках сети будет меньше произво-

дительности одного вентилятора (рис. 6.36). При параллельном соединении двух одинаковых вентиляторов, но имеющих горбатые седлообразные характеристики, может наблюдаться такое же явление (рис. 6.37).

Если при параллельном соединении вентиляторы на значительные участки сети воздуховодов работают не совместно, а самостоятельно, это необходимо учитывать при построении суммарной характеристики совместно работающих вентиляторов. Перед суммированием характеристик двух таких вентиляторов следует из ординат, представляющих собой полные давления при соответ-

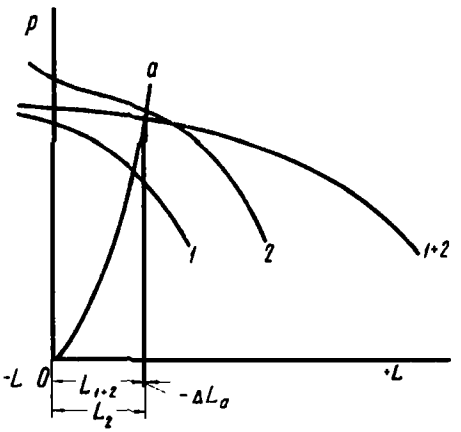


Рис. 6.36. Параллельная работа двух вентиляторов с различными характеристиками:

1 и *2* – индивидуальные характеристики вентиляторов; *1 + 2* – совместная характеристика этих вентиляторов; *a* – характеристика сети; L_{1+2} – производительность при работе на сеть двух вентиляторов; L_2 – производительность при самостоятельной работе на сеть второго вентилятора; ΔL_a – уменьшение производительности при совместной работе вентиляторов на сеть

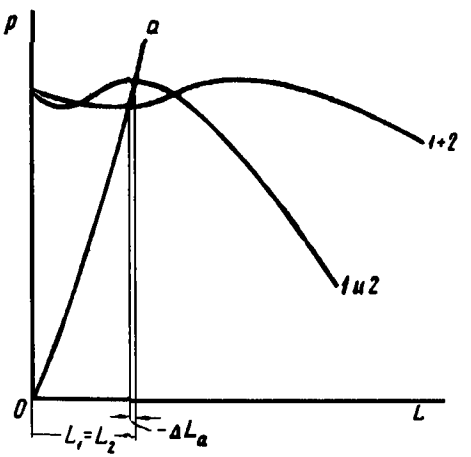


Рис. 6.37. Параллельная работа двух одинаковых вентиляторов с горбатыми характеристиками:

1 и *2* – характеристики двух одинаковых вентиляторов; *1 + 2* – совместная характеристика вентиляторов при параллельной работе; L_{1+2} – производительность при совместной работе; DL_a – уменьшение производительности при совместной работе

ствующих расходах, вычесть потери давления в упомянутых участках сети, или, иначе говоря, из характеристик вентиляторов вычесть характеристики тех участков, на которых вентиляторы работают самостоятельно, получить так называемые приведенные характеристики вентиляторов, а затем уже построить суммарную характеристику. На рис. 6.38 приведена схема такой установки и

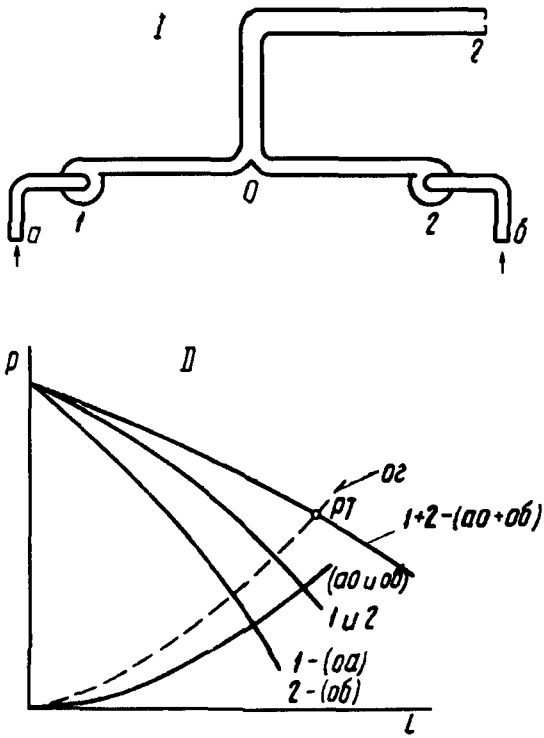


Рис. 6.38. Построение суммарной характеристики двух параллельно работающих вентиляторов, имеющих самостоятельные участки сети воздуховодов:

I – схема установки: *оа* – участок сети, на котором самостоятельно работает вентилятор *1*; об – участок сети, на котором самостоятельно работает вентилятор *2*; *ог* – участок общей сети воздуховодов; *II* – построение суммарной характеристики; *1* и *2* – паспортные характеристики вентиляторов *1* и *2*; *оа* и *об* – характеристики участков сети от *а* до о и от б до *о*; *ог* – характеристика общей части воздуховодов; *1* – (*оа*) и 2 –(*об*) – приведенные характеристики веитиляторов; *1* + *2* – (*ао* + *об*) – суммарная характеристика вентиляторов с учетом самостоятельной работы на участках *ао* и *об*

показан порядок построения суммарной характеристики вентиляторов с учетом работы каждого из них на самостоятельные участки сети воздуховодов. Здесь рассмотрен наиболее простой случай, когда самостоятельные участки сети для двух одинаковых вентиляторов совершенно идентичны, а потери давления в них сравнительно невелики.

На практике применяются схемы, в которых один или оба вентилятора работают самостоятельно на участках сети, имеющих значительные сопротивления. При этом производительности вентиляторов могут существенно отличаться друг от друга. На рис. 6.39 приводятся

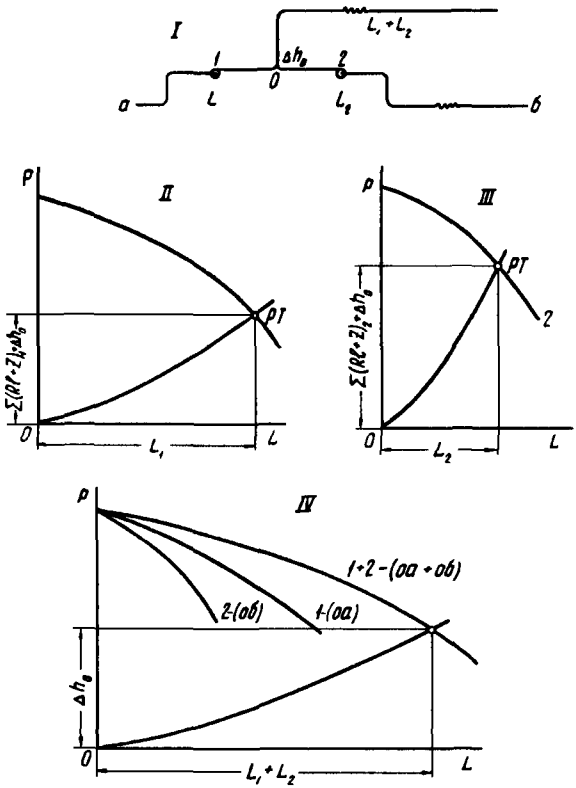


Рис. 6.39. Совместная работа вентиляторов в сети воздуховодов с большими самостоятельными участками:

I – схема установки; Δh_0 – давление в точке *0*, равное потерям давления в общих участках; *II* – нахождение рабочей точки для вентилятора *1*; *III* – нахождение рабочей точки для вентилятора *2*; *IV* – построение суммарной характеристики

схема и построение аэродинамических характеристик, иллюстрирующих этот случай.

При последовательном соединении вентиляторов (рис. 6.40), в отличие от параллельного, через каждый вентилятор проходит весь воздух, перемещающийся в сети воздуховодов. Поэтому при построении суммарной характеристики вентиляторов необходимо суммировать создаваемые ими давления при одинаковых производительностях (рис. 6.41).

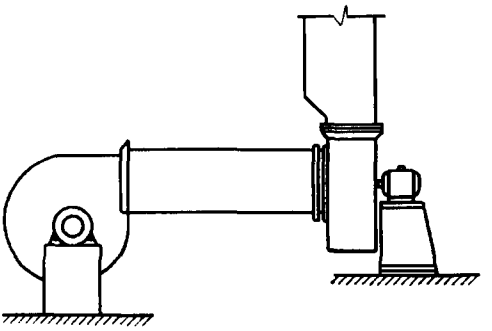


Рис. 6.40. Последовательное соединение двух вентиляторов

Как мы видели, при параллельном соединении вентиляторов существенное увеличение производительности наблюдается в случае присоединения к сетям воздуховодов с пологими характеристиками. Здесь, наоборот, увеличение создаваемого давления тем больше, чем круче характеристика сети (рис. 6.42). Если соединяются разные вентиляторы, необходимо знать их характеристики не только в *I*, но и в *IV* квадранте, так как давление, создаваемое двумя вентиляторами, может иногда оказаться меньше

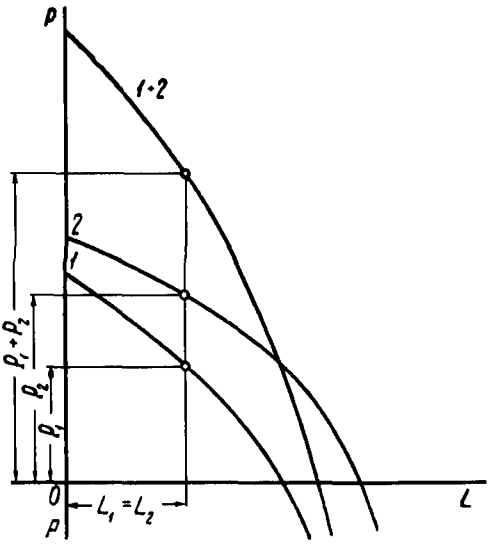


Рис. 6.41. Построение суммарной характеристики двух разных вентиляторов при последовательной работе:

1 и *2* – индивидуальные характеристики вентиляторов; *1 + 2* – совместная характеристика этих вентиляторов

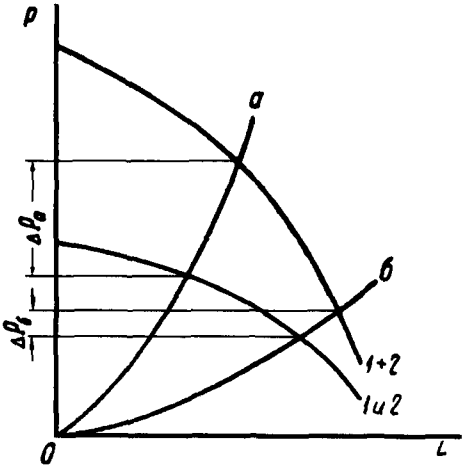


Рис. 6.42. Работа двух последовательно соединенных вентиляторов с различными характеристиками сети воздуховодов:

1 и *2* – характеристики двух одинаковых вентиляторов;
1 + 2 – совместная характеристика этих вентиляторов;
а и *б* – характеристики сети;
$\Delta p_а$ – увеличение давления при последовательной работе вентиляторов на сеть *а*;
$\Delta p_б$ – увеличение давления при последовательной работе вентиляторов на сеть *б*

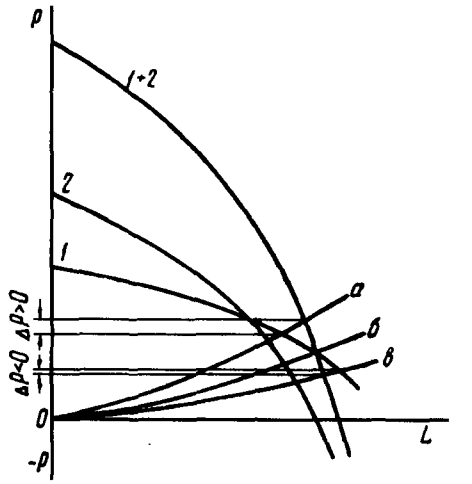


Рис. 6.43. Последовательная работа двух вентиляторов с разными характеристиками:

а – случай, когда $\Delta p > 0$;
б – случай, когда $\Delta p = 0$;
в – случай, когда $\Delta p < 0$

давления одного вентилятора (рис. 6.43).

Учет участков сети воздуховодов, на которых вентиляторы работают самостоятельно при последовательном соединении, производится с помощью тех же приемов, что и при параллельном соединении.

Для совместно работающих вентиляторов могут быть построены суммарные характеристики мощности в зависимости от общей производительности вентиляторов. Однако в практических целях необходимо знать мощности, затрачиваемые каждым вентилятором в отдельности. Эти мощности могут быть определены с помощью полной характеристики данного вентилятора в зависимости от его индивидуальной производительности.

§ 6.8. Борьба с шумом вентиляторных установок

Нередко в помещениях объекта, присоединенных к системам вентиляции и кондиционирования воздуха, возникает шум, мешающий их нормальному функционированию. В наибольшей степени это относится к таким помещениям, где требования к допустимым уровням шума особенно жесткие (помещения радиоцентров, концертные залы, больничные палаты и др.).

Борьбу с шумом систем вентиляции и кондиционирования воздуха следует начинать в процессе проектирования объекта, так как в ряде случаев с помощью рациональных объемно-планировочных решений, подбора и компоновки оборудования удается создавать условия, способствующие снижению шума при эксплуатации систем. Правильному и экономичному решению этой проблемы может способствовать комплексный подход и совместная работа различных специалистов (инженеров-строителей, акустиков и специалистов по вентиляции). Необходимо заметить, что никогда не удается полностью ликвидировать шум, возникающий при эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, поэтому задача сводится лишь к максимальному уменьшению его уровня.

Рассмотрим некоторые основные положения, которые нужно учитывать при разработке мероприятий по борьбе с шумом вентиляторных установок.

Шумом принято называть всякий нежелательный звук. Поскольку назначение систем вентиляции и кондиционирования заключается в снабжении помещений объекта определенными расчетом количествами воздуха для создания заданных условий воздушной среды, все звуки, сопровождающие перемещение воздуха, являются нежелательными.

Шум, создаваемый в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, представляет собой беспорядочное сочетание звуков различной интенсивности и частоты.

Интенсивностью звука J называется средний поток энергии, проходящий через единицу поверхности, перпендикулярной по отношению к направлению звуковой волны, за единицу времени. Оценивается интенсивность с помощью логарифмической величины по отношению к выбранной (пороговой) интенсивности J_0 ($J_0=10^{-12}$ *вт/м*$^2 \approx 10^{-13}$ *кГ · м/сек · м*^{2}). Эта величина называется уровнем интенсивности звука L_1 и измеряется в децибелах:

$$L_1 = 10 \lg \frac{J}{J_0}. \qquad (6.53)$$

Поскольку человеческое ухо и многие приборы чувствительны не к интенсивности, а к среднему квадрату звукового давления $\overline{p^2}$, вводится величина уровня звукового давления L:

$$L = 10 \lg \frac{\overline{p^2}}{p_0^2} = 20 \lg \frac{\sqrt{\overline{p^2}}}{p_0}, \qquad (6.54)$$

где p_0 – пороговое звуковое давление, связанное с пороговой интенсивностью соотношением $J_0 = p_0^2/\rho_0 c_0$;

$\rho_0 c_0$ – плотность среды (воздуха) и скорость звука при нормальных атмосферных условиях.

Поэтому

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-4}\ дин/см^2 = 2 \cdot 10^{-5}\ н/м^2 = 2 \cdot 10^{-6}\ кГ/м^2.$$

Из этих соотношений может быть получена формула, связывающая уровни интенсивности и звукового давления:

$$L_1 = L + 10 \lg \frac{\rho_0 c_0}{\rho c}. \qquad (6.55)$$

При нормальных атмосферных условиях $L_1 = L$.

Замеряя звуковое давление, можно найти величину уровня звукового давления, который в нормальных атмосферных условиях является одновременно и уровнем интенсивности звука.

Звуки характеризуются не только интенсивностью и давлением, но и частотой (т. е. числом полных колебаний в одну секунду), измеряемой в герцах. Если звук состоит из нескольких колебаний, представляющих его спектральный состав, то колебание, имеющее наименьшую частоту, называется основным тоном, а все остальные носят названия обертонов.

Спектр звука определяет распределение энергии в составе данного звука по частотам и изображается для звука, состоящего из чистых тонов, вертикальными прямыми. Расположение этих прямых по оси абсцисс соответствует частотам колебаний, а по оси ординат – уровню интенсивности (рис. 6.44). Так как шум состоит из беспорядочного сочетания звуков различной интенсивности и различной частоты, отдельные линии сливаются, и спектр шума представляет собой сплошную область. Можно характеризовать шум с помощью уровня среднеквадратичного звукового давления в различных полосах частот (от какой-то начальной частоты $f_н$ до конечной $f_к$), относя

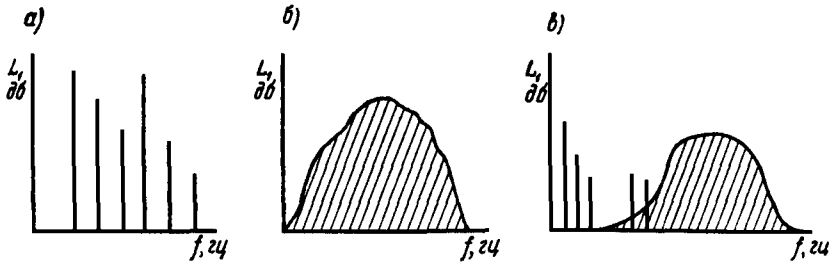


Рис. 6.44. Спектры шумов:
а – линейчатый; *б* – сплошной; *в* – смешанный

эти уровни давления к среднеквадратичной частоте ($f_{ср}$) рассматриваемой полосы:

$$f_{ср} = \sqrt{f_н f_к}\ . \qquad (6.56)$$

Если $f_к/f_н = 2$, то ширина полосы равна октаве, при $f_к/f_н = 1{,}26$ ширина полосы равна $^1/_3$ октавы, для полуоктав $f_к/f_н = 1{,}41$.

Весь слуховой диапазон разделяют на восемь октавных полос. Среднегеометрические частоты соответствующих октавных полос равны 63, 125, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 *гц*.

Таковы характеристики звука как физического явления. Эти объективные характеристики воспринимаются человеком с помощью звуковых ощущений: оценкой интенсивности является громкость, частоты – высота звука, состав звуков характеризуется тембром.

Ухо человека способно воспринимать диапазон частот от 16 до 20 000 *гц* и обладает наибольшей чувствительностью в области частот от 800 до 6000–7000 *гц*.

Субъективное восприятие звука или шума с точки зрения громкости зависит не только от уровня звукового давления, но и от спектрального состава. Два звука с одинаковым уровнем звукового давления, но с разной частотой (например, 100 и 1000 *гц*) воспринимаются человеком как разные по громкости. Поэтому по величине уровня звукового давления (которой оценивается важнейшая физическая характеристика звука – интенсивность) непосредственно судить о громкости восприятия звука ухом человека нельзя. Для того чтобы иметь возможность приближенно оценивать громкость восприятия и сравнивать на этой основе различные звуки, вводится понятие уровня громкости звука, единица измерения которого называется фоном.

В физиологической акустике количественную оценку уровня громкости производят с помощью метода субъективного сравнения

данного звука с эталонным звуком частоты 1000 *гц*. Уровень эталонного звука изменяют до тех пор, пока оба звука (измеряемый и эталонный) не будут восприниматься как равногромкие. Следовательно, уровнем громкости данного звука, или шума, называется уровень звукового давления равногромкого на слух звука с частотой 1000 *гц*. Таким образом, если уровень давления эталонного звука (с частотой 1000 *гц*), имеющего ту же громкость, что и измеряемый, равен 100 *дб*, то уровень громкости измеряемого звука равен 100 *фон*.

Установлена следующая шкала уровней громкости. За 0 *фон* принят уровень громкости эталонного звука с частотой 1000 *гц*, звуковое давление которого равно пороговому $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ *н/м*^{2}. Уровни громкости L_s эталонного звука, имеющего давление P, определяются по формуле

$$L_s = 20 \lg \frac{p}{p_0} . \qquad (6.57)$$

Общее количество звуковой энергии, выделяемое тем или иным источником в единицу времени (в *кГ · м/сек* или *вт*), называется звуковой мощностью (W). Для практических расчетов удобнее использовать логарифмическую величину – уровень звуковой мощности (в *дб*):

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} , \qquad (6.58)$$

где W_0 – количество звуковой энергии с интенсивностью $J_0 = 10^{-16}$ *вт/см*^{2} $= 10^{-13}$ *кГм/м · сек*, проходящей через площадь 1 *м*^{2}. Тогда $W_0 = 10^{-12}$ *вт* $= 10^{-13}$ *кГм/сек*.

К источникам шума в системах вентиляции и кондиционирования воздуха относятся вентиляторы, насосы, компрессоры холодильных установок и электродвигатели. Кроме того, шум образуется при движении воздуха в воздуховодах, а также при истечении через приточные отверстия и при поступлении в вытяжные.

Возникающий при работе различных установок шум может распространяться в объекте через воздух помещений и воздух, находящийся в воздуховодах, а в виде вибраций – передаваться по строительным конструкциям и различным коммуникациям (по стенкам труб, воздуховодов и т. д.).

Среди всех этих источников шума основным является работающая вентиляторная установка, так как уровень шума, создаваемый вентилятором, обычно намного превышает уровни, создаваемые другими источниками шума. Поэтому главные усилия должны быть направлены на всемерное снижение этого вида шума.

При работе вентилятора возникают шумы аэродинамического и механического происхождения.

Причинами механического шума вентиляторов обычно служит шум подшипников и периодические силовые воздействия неуравновешенных вращающихся масс. Для уменьшения этого вида шума необходимо прежде всего обеспечить тщательное изготовление вентиляторов на заводах и высококачественный монтаж их на объекте. Особое внимание нужно уделить динамической балансировке рабочего колеса вентилятора.

Можно рекомендовать установку вентилятора на одном валу с электродвигателем. Если используются эластичные муфты, следует обеспечить соосность валов вентилятора и электродвигателя, а также добиться того, чтобы в муфтах не было биений.

Кожух вентилятора должен быть жестким. Подшипники нужно укреплять не на кожухе, а на специальной раме, имеющей от кожуха виброизоляцию. При этом следует стремиться применять не шариковые подшипники, а подшипники скольжения, уровень шума которых на 15–20 *дб* ниже.

В процессе эксплуатации необходимо обеспечить надлежащий технический уход за вентиляторной установкой: своевременную смазку, замену износившихся деталей новыми, подтяжку болтовых соединений и т. д.

Второй вид шума от работающего вентилятора – аэродинамический – по своему уровню обычно значительно превосходит механический. Аэродинамический шум вентилятора вызывается колебаниями (пульсациями) скорости и давления в потоке воздуха, протекающем через него. По своей физической сущности этот вид шума представляет собой вихревой шум и шум пограничного слоя. Уровень его зависит от аэродинамических и конструктивных особенностей вентилятора, числа оборотов его рабочего колеса и режима работы (оцениваемого коэффициентом полезного действия).

Уровень звуковой мощности аэродинамического шума можно определить по следующей формуле:

$$L_w = \bar{L} + 60\lg u + 20\lg D - 6, \qquad (6.59)$$

где u – окружная скорость рабочего колеса, *м/сек*;

D – диаметр рабочего колеса, *м*;

$\bar{L}$ – отвлеченный уровень шума вентилятора, зависит только от типа вентилятора, режима его работы и физических характеристик среды ($\bar{L} = 10\lg\frac{4k\rho}{c^3 J_0}$, k – функция геометрической формы обтекае-

мых элементов в вентиляторе и направления обтекания, а также аэродинамических критериев подобия Рейнольдса $\mathrm{Re} = uD/\nu$ и Маха $M = u/c$; c – скорость звука).

Величина, характеризующая физические свойства среды – $10\lg\frac{\rho}{c^3}$, в обычных условиях изменяется незначительно, и поэтому ее влиянием можно пренебречь.

Чтобы не вычислять величину окружной скорости, подставим в формулу (6.59) значение окружной скорости $u = \frac{\pi Dn}{60}$; тогда получим иной вид зависимости:

$$L_w = \bar{L} + 60\lg n + 80\lg D - 83\,. \qquad (6.60)$$

Наконец, если выразим окружную скорость и диаметр рабочего колеса через коэффициенты производительности $\bar{L}$ и полного давления $\bar{p}$ вентилятора, найдем еще одну формулу для определения уровня звуковой мощности:

$$L_w = \tilde{L} + 25\lg P + 10\lg L + 18\,, \qquad (6.61)$$

где $\tilde{L} = \bar{L} - 25\lg\bar{p} - 10\lg\bar{L}$ – так называемый критерий шумности, позволяющий сравнивать уровни звуковой мощности вентиляторов различных типов при работе их на одну и ту же сеть. Критерий шумности позволяет также при одинаковых значениях L и P выбирать вентиляторы с наименьшим шумом.

Величины отвлеченного уровня шума $\bar{L}$ и критерия шумности $\tilde{L}$ различных типов вентиляторов приводятся в специальной литературе [41] для условий работы в оптимальном режиме (при максимальном значении КПД).

Формулу (6.61) можно преобразовать и распространить для любых условий работы вентилятора:

$$L_w = L_0 + 25\lg P + 80\lg L + \Delta L_p\,, \qquad (6.62)$$

где L_0 – постоянная для данного типа вентилятора (серии подобных вентиляторов);

ΔL_p – поправка на отклонение режима работы вентилятора от оптимального.

Если на вентиляционную сеть работает несколько вентиляторов $N_в$ с одинаковым уровнем звуковой мощности аэродинамического

шума L_w, то суммарный уровень звуковой мощности L_c определяется в соответствии с зависимостью

$$L_c = L_w + 10 \lg N_в . \qquad (6.63)$$

В случае когда два вентилятора имеют различные уровни звуковой мощности, суммарный уровень находится по формуле

$$L_c = L_{w_1} + \Delta L_w , \qquad (6.64)$$

где L_{w_1} – больший уровень звуковой мощности;

ΔL_w – добавка к большему из уровней.

Эти же зависимости могут быть использованы при определении суммарного уровня звуковой мощности при установке в одном помещении различного оборудования. Как видим, шум от вновь устанавливаемого оборудования практически не будет увеличивать существующего уровня, если уровень шума этого оборудования на 5–7 *дб* ниже уровня шума в помещении.

В настоящее время принято нормировать не общий уровень звукового давления, а уровни звукового давления в октавных частотах.

Оценивать аэродинамический шум, создаваемый вентилятором, следует не только по общему уровню звуковой мощности, но и по октавным уровням. Для определения октавных уровней звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов служит следующая формула:

$$L_{w\ окт} = L_w + \Delta L_{окт} ; \qquad (6.65)$$

где $\Delta L_{окт}$ – относительный спектр звуковой мощности, равный разности общего и октавного уровня, зависящий от типа вентилятора и скорости вращения его рабочего колеса, *дб*.

Борьба с аэродинамическим шумом вентиляторов заключается, во-первых, в проведении мероприятий, способствующих снижению этого шума в самом источнике, и, во-вторых, в применении различных шумоглушительных устройств в сети воздуховодов. Напомним, что аэродинамический шум вентилятора распространяется по воздуховодам независимо от направления движения в них воздуха. Уменьшить аэродинамический шум в самом источнике можно путем правильного выбора типа вентилятора и режима его работы. Наименьший шум создают центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, а для одного и того же типа вентиляторов уровень создаваемого ими звукового давления тем ниже, чем меньше

диаметр и число оборотов рабочего колеса, что следует из формулы (6.60). Нецелесообразно применять вентиляторы с окружной скоростью рабочего колеса больше 30 *м/сек*. Во всех случаях вентилятор необходимо подбирать так, чтобы его КПД составлял не меньше 0,9 от максимально возможного. К этому сводятся мероприятия, способствующие уменьшению аэродинамического шума вентилятора в самом источнике.

Для уменьшения шума, передающегося от вентилятора по воздуховодам, используются различного рода глушители шума.

Но прежде чем применять те или иные устройства для глушения шума, следует определить величину необходимого заглушения ΔL_3:

$$\Delta L_3 = L_w - (L_p + \Delta L_c), \qquad (6.66)$$

где L_p – допустимый уровень звуковой мощности у приточного или вытяжного отверстия (решетки) в помещении. Величина L_p близка к уровню, допустимому по нормам для данного помещения;

ΔL_c – суммарные потери звуковой мощности в сети воздуховодов от вентилятора до отверстия. В качестве расчетной трассы следует принимать трассу с наименьшими потерями звуковой мощности.

Формула (6.66) справедлива, когда нормируются октавные уровни звукового давления. Эта же формула используется и в случаях, когда нормируется общий уровень.

Расчет суммарных потерь звуковой мощности в сети воздуховодов производится по экспериментальным данным, имеющимся в специальной нормативной литературе. Если окажется, что $L_p + \Delta L_c = L_w$, никаких дополнительных глушителей шума устанавливать не следует. Когда $L_p + \Delta L_c < L_w$, необходимо предусмотреть специальные глушители шума. Простейшим устройством такого рода является облицовка внутренней поверхности воздуховода звукопоглощающими материалами. Получающееся при этом заглушение шума может быть подсчитано по приближенной формуле

$$\Delta L_3 = \frac{1{,}5\alpha\, Sl}{F}, \qquad (6.67)$$

где S – периметр поперечного сечения воздуховода, *м*;

F – площадь поперечного сечения воздуховода, $м^2$;

l – длина облицованного участка, *м*;

α – коэффициент звукопоглощения облицовки воздуховода, зависит для данного материала облицовки от частоты звука.

Как видно из формулы (6.67), чем больше отношение S/F, тем сильнее эффект глушения шума. Поэтому находят применение пластинчатые (рис. 6.45) и сотовые (рис. 6.46) шумоглушители. Расчет заглушения ведется в этом случае для одной ячейки шумоглушителя. Весьма эффективны шумоглушители с кольцевыми каналами (рис. 6.47).

При разработке мероприятий по борьбе с аэродинамическим шумом, передающимся по воздуховодам от вентилятора, необходимо иметь в виду, что при очень больших скоростях движения воздуха в воздуховодах, а также через приточные и вытяжные отверстия (решетки) может возникнуть дополнительный аэродинамический шум.

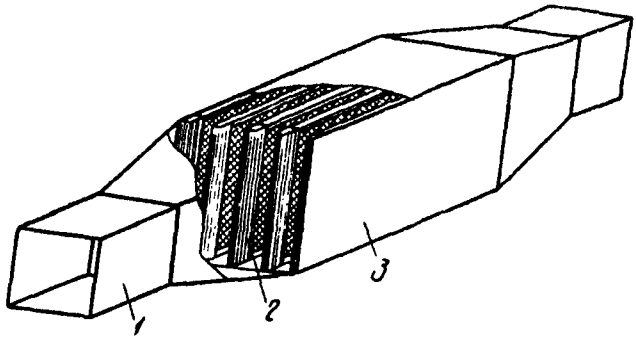


Рис. 6.45. Пластинчатые шумоглушители:

1 – воздуховод; *2* – пластины из звукопоглощающего материала; *3* – корпус

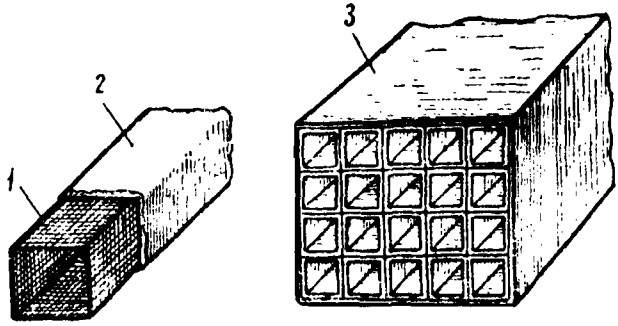


Рис. 6.46. Сотовые шумоглушители:

1 – проволочный каркас; *2* – слой звукопоглощающего материала толщиной 2–2,5 *см*; *3* – секция сотового глушителя

Этот шум может создаваться и шумоглушителем. Поэтому следует ограничивать скорости движения воздуха в воздуховодах. Например, для помещений с уровнем шума 70 *дб* рекомендуются такие максимальные скорости воздуха: в начальных участках воздуховодов 7–9 *м/сек*, в ответвлениях 5–7 *м/сек*, в конечных участках, в решетках и глушителях шума 3–4 *м/сек*.

Если вентиляторы устанавливаются в сооружении, где есть помещения с повышенными требованиями в отношении шума, необходимо выполнить ряд дополнительных мероприятий: вентиляционную камеру расположить по возможности вдали от указанных помещений, строительные ограждения вентиляционной камеры снабдить необходимой звуковой изоляцией, в камере устроить тамбур или двойные двери.

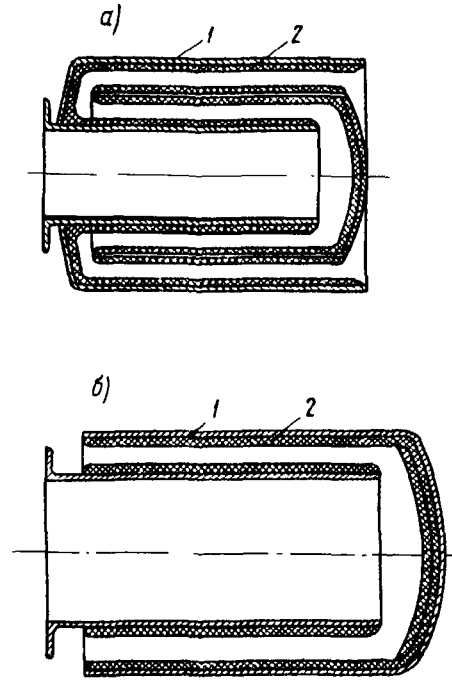


Рис. 6.47. Шумоглушители с кольцевыми каналами:
а – с двумя каналами; *б* – с одним каналом:
1 – корпус; *2* – звукопоглощающий материал

Глава 7

ПУСК, НАЛАДКА, ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 7.1. Состав испытаний и их подготовка

После окончания монтажа и перед приемкой систем вентиляции и кондиционирования воздуха производятся предпусковые испытания, в процессе которых осуществляется и регулировка систем.

Предпусковые испытания необходимы для всех санитарно-технических систем. Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха они приобретают особое значение, а их объем и сложность больше, чем в других системах. Это объясняется тремя основными причинами:

- большим количеством различного, иногда довольно сложного, оборудования, установленного в данных системах, и разнообразием происходящих в них физических процессов;
- неточностью некоторых инженерных методов расчета, используемых в настоящее время при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха;
- необходимостью наладки и регулировки систем из условий работы в режимах, отличных от принятого в расчете при проектировании.

Кроме того, следует считаться с часто встречающейся неопределенностью в исходных данных, принятых в проекте, и, наконец, обоснованными отступлениями от проекта, сделанными по тем или иным причинам в процессе монтажа.

Состав и характер испытаний, а также регулировки систем вентиляции и кондиционирования воздуха определяется многими факторами, зависящими как от самих выполненных систем вентиляции и кондиционирования воздуха, так и от назначения объекта, его строительных и технологических характеристик. Поэтому в каждом отдельном случае организация испытаний и методика их проведения может иметь те или иные отличительные особенности.

Мы остановимся здесь на тех положениях, которые являются обязательными для всех случаев проведения испытаний и составляют основу этих испытаний. (Указания по проведению испыта-

ний систем вентиляции и кондиционирования воздуха содержатся в СНиП 41-01-2003.)

Общая цель испытаний – проверка эффективности работы не только систем вентиляции и кондиционирования воздуха в целом, но и всего установленного в этих системах оборудования, а также всех средств автоматики и управления системами. Порядок проведения испытаний автоматики рассматривается в курсе «Автоматизация санитарно-технических систем». Этими испытаниями руководят специалисты по автоматике.

В итоге должно быть установлено соответствие выполненных систем проекту и своему основному назначению. Для того чтобы добиться такого соответствия, в большинстве случаев приходится производить наладку и регулировку систем в целом и установленного в системах оборудования. Поэтому наладочные работы мы считаем составной и важнейшей частью испытаний.

Испытания следует разделить на два основных этапа.

I этап – испытания оборудования и отдельных элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха (индивидуальные испытания).

II этап – испытания на санитарно-гигиенический эффект систем в целом, а если на объекте несколько систем и не исключено при работе влияние одной системы на другую, – то и совместные испытания одновременно работающих систем (комплексные испытания).

Испытания, относящиеся к I этапу, можно назвать предпусковыми, или предпусковой наладкой, а ко II этапу – испытаниями на эффект действия системы.

Работы по наладке на I этапе производятся обычно силами монтажной организации, хотя для выполнения некоторых видов особо сложных наладочных работ могут привлекаться специализированные наладочные организации.

I этапу испытаний должно предшествовать предварительное обследование смонтированных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с целью выявления всех дефектов монтажа. В процессе обследования должно быть также определено соответствие проекту основных элементов систем.

Укажем, на что нужно обращать особое внимание при проведении обследования.

Сеть воздуховодов. Проверяется соответствие проекту трассировки и основных размеров воздуховодов, наличие и правильность расположения люков для установки измерительных приборов, соответствие проекту конструкции, расположения и размеров устройств для распределения и вытяжки воздуха (включая душирующие насадки и

местные отсосы). Кроме того, проверяется плотность всех соединений воздуховодов, устанавливается наличие или отсутствие механических повреждений и засорений. Большое внимание обращается на соответствие проекту мест расположения на воздуховодах запорно-регулирующих устройств (герметических клапанов, шиберов, дроссель-клапанов, обратных клапанов и др.). Проверяется доступность и удобство управления этими устройствами, а также возможность контроля за их положением (открыто, закрыто, неполностью открыто).

Калориферные установки и поверхностные воздухоохладители. Проверяется соответствие проекту типов установленного оборудования и схем присоединенных трубопроводов с тепло- и холодоносителем. Устанавливается состояние оребрения и обводных каналов, плотность соединения калориферов и воздухоохладителей с воздуховодами, наличие необходимых контрольно-измерительных приборов, наличие или отсутствие загрязнений.

Вентиляторные установки (вентиляционные агрегаты). Проверяется соответствие проекту установки вентиляторов и электродвигателей, а также способа их соединения. Проверяется также надежность закрепления вентилятора и электродвигателя к основанию, правильность направления вращения рабочего колеса и качество его балансировки. Большое внимание обращается на состояние лопастей рабочего колеса, величину зазора между рабочим колесом центробежного вентилятора и всасывающим патрубком, а также лопатками рабочего колеса и обечайкой осевого вентилятора. В случае клиноременной передачи проверяется параллельность осей шкивов, количество и натяжение ремней.

Центральные и местные кондиционеры. Проверяется правильность установки основного оборудования, а также схемы присоединенных воздуховодов и трубопроводов. В форсуночных камерах особое внимание обращается на число установленных форсунок и на устранение засорения, если оно имеет место. Проверяется состояние сепараторов, наличие и исправность фильтров для воды и переливного устройства.

Масляные фильтры. В самоочищающихся масляных фильтрах проверяется состояние сетчатых шторок, наличие масла в ванне, правильность работы электропривода, направление и скорость движения шторок, герметичность разделки между панелями, а также между панелями и строительными конструкциями.

В масляных ячейковых фильтрах проверяется плотность заполнения, смоченность заполнителя маслом, плотность сопряжения ячеек фильтра с установочной рамкой.

Пылеотделители (циклоны, инерционные пылеотделители). Тщательно проверяется герметичность всех основных частей пылеотдели-

телей. В инерционных пылеотделителях большое внимание уделяется качеству изготовления и правильности установки конусных колец.

На все выявленные при обследовании отступления от проекта и все дефекты монтажа составляются дефектные ведомости. К началу проведения предпусковых испытаний все дефекты должны быть устранены. Кроме того, перед началом испытаний должны быть намечены места установки приборов и выбран тип приборов для замеров различных величин в процессе проведения испытаний.

§ 7.2. Испытания, наладка оборудования и отдельных элементов систем (предпусковые испытания)

В процессе этого этапа испытаний решаются следующие задачи:

а) проверяется, в дополнение к предварительному обследованию, техническое состояние элементов систем путем проведения соответствующих частных испытаний;

б) делаются необходимые замеры величин, характеризующих работу установленного в системе оборудования;

в) осуществляется наладка оборудования с целью получения проектных характеристик.

Остановимся на испытаниях и наладке основных видов оборудования и элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Все измерения, осуществляемые в процессе испытаний, наладки и регулировки этих систем производятся приборами и по правилам, известным из курса «Контрольно-измерительные приборы».

Вентиляторные установки (вентиляционные агрегаты)

В результате испытания вентиляторной установки должно быть определено количество перемещаемого воздуха (расход) и давление, создаваемое вентилятором при работе на данную сеть. Во время испытания все установленные на сети запорно-регулирующие устройства, а также приточные и вытяжные отверстия должны находиться в полностью открытом состоянии.

Кроме величины расхода воздуха и давления, создаваемого вентилятором, замеряется фактическое число оборотов рабочего колеса вентилятора.

Укажем, что расход воздуха, перемещаемого вентилятором, должен определяться во всасывающей (до вентилятора) и нагнетательной (после вентилятора) линиях. При этом расхождение в расходах воздуха до и после вентилятора не должно превышать 5%. Производительность вентилятора принимается равной полусумме этих расходов.

Замеренная величина полного давления, создаваемого вентилятором, приводится к стандартным условиям по формуле

$$P_{ф} = P_{зам} \frac{760\,(273+t)}{293B}, \qquad (7.1)$$

где $P_{ф}$ и $P_{зам}$ – фактическое и замеренное полное давление воздуха, *кГ/м*^{2};

B – замеренное барометрическое давление воздуха, *мм рт. ст.;*

t – замеренная температура воздуха, °С.

Если окажется, что полученная величина производительности вентилятора соответствует проектной или несколько ее превышает, испытания вентагрегата можно считать законченными.

В случае если фактический расход воздуха будет превышать проектный, следует определить величину потребляемой электродвигателями мощности (непосредственными замерами или по известной из гл. 6 формуле). Потребляемая мощность не должна превышать номинальную мощность электродвигателя больше чем на 10%. Если превышение окажется больше 10%, необходимо произвести дросселирование сети воздуховодов, на которую работает вентилятор. В тех случаях, когда фактическая производительность вентилятора будет меньше проектной, нужно сделать анализ с целью выявления и устранения причин расхождения. Для этого следует построить аэродинамические характеристики вентилятора и сети воздуховодов, после чего использовать метод наложения характеристик (данный вопрос подробно рассмотрен в гл. 6).

В результате анализа должен быть сделан вывод о необходимости исправления сети воздуховодов, замены отдельных элементов или всего вентилятора.

Сеть воздуховодов

Задачами аэродинамических испытаний, регулировки и наладки сети воздуховодов являются:

а) проверка плотности воздуховодов, выявление подсосов и утечек воздуха с последующим их устранением;

б) проверка фактического распределения воздуха по приточным и вытяжным отверстиям и регулировка распределения с целью достижения проектных значений расходов.

Для проверки плотности сети воздуховодов необходимо произвести замеры количеств воздуха, поступающих через все отверстия в сети (приточные или вытяжные), которые для этого должны быть полностью открыты.

Полученное значение суммарного расхода воздуха сравнивается с фактической производительностью вентилятора. Если окажется, что разность этих двух величин не превышает 10% от фактической производительности вентилятора, можно считать сеть воздуховодов достаточно плотной. В случае большего расхождения следует выявить все места утечек или подсосов и устранить соответствующие неплотности.

Методы обнаружения мест утечек или подсосов описываются в дисциплине «Технология производства, организация и экономика санитарно-технических работ».

Результаты замеров количеств воздуха, поступающих через приточные или вытяжные отверстия, позволяют получить данные о расходах воздуха, подаваемых в помещения или удаляемых из них, а также о расходах воздуха в отдельных участках и ветвях воздуховодов. В практике, как правило, имеют место отклонения (иногда значительные) фактических расходов воздуха от проектных. Поэтому в процессе этого этапа испытаний производится регулировка сети воздуховодов с целью получения проектного распределения расходов воздуха.

Регулировку сети воздуховодов лучше всего производить, используя следующий метод.

Перед регулировкой несколько прикрывается шибер у вентилятора, с тем чтобы общий расход в сети составлял 70–75% от проектного. Регулировка начинается с двух наиболее удаленных (крайних) отверстий какой-либо ветви. Изменяя положение регулировочного устройства у того или другого отверстия, надо добиваться одинакового соотношения фактического ($L_ф$) и проектного ($L_{пр}$) расходов для обоих отверстий:

$$\frac{L_{ф1}}{L_{пр1}} = \frac{L_{ф2}}{L_{пр2}} = n \cdot \qquad (7.2)$$

Далее производится регулировка следующего (третьего) отверстия на то же самое отношение n. При этом должно быть достигнуто отношение

$$\frac{L_{ф3}}{L_{пр3}} = \frac{L_{ф1} + L_{ф2}}{L_{пр1} + L_{пр2}} = n \cdot \qquad (7.3)$$

В результате все три отверстия оказываются отрегулированными на одно и то же отношение фактического и проектного расходов воздуха:

$$\frac{L_{ф1}}{L_{пр1}} = \frac{L_{ф2}}{L_{пр2}} = \frac{L_{ф3}}{L_{пр3}} = \frac{L_{ф1} + L_{ф2} + L_{ф3}}{L_{пр1} + L_{пр2} + L_{пр3}} = n \cdot \qquad (7.4)$$

Таким же образом регулируются все отверстия данной ветви. Затем в той же последовательности (начиная с крайних отверстий) и исходя из принятого отношения регулируются все отверстия остальных ветвей.

После регулировки отдельных ветвей производится регулировка самих ветвей между собой. В процессе этого достигается отношение

$$\frac{L_{\text{ф I}}}{L_{\text{пр I}}} = \frac{L_{\text{ф II}}}{L_{\text{пр II}}} = \cdots = \frac{L_{\text{ф}k}}{L_{\text{пр}k}} = n\,, \qquad (7.5)$$

где $L_{\text{ф I}}, L_{\text{ф II}}, \cdots, L_{\text{ф}k}$ – фактические расходы воздуха в отдельных (I, II, ...,k) ветвях сети воздуховодов;

$L_{\text{пр I}}, L_{\text{пр II}}, \cdots, L_{\text{пр}k}$ – проектные расходы воздуха в тех же (I, II, ..., k) ветвях.

В итоге по всем ветвям и всем отверстиям обеспечивается одно отношение n фактических и проектных расходов, остается только установить шибер у вентилятора в такое положение, чтобы общий расход был равен проектному. Это будет означать, что расходы воздуха через все отверстия достигнут проектных значений, а следовательно, регулировку можно считать законченной.

Допустимая разница между фактическими и проектными расходами воздуха не должна превышать ±10%.

Результаты замеров давлений и расходов воздуха до и после наладки заносятся в специальную таблицу.

Калориферные установки

При испытании калориферной установки должны быть определены: а) аэродинамическое сопротивление установки и б) ее фактическая теплопроизводительность.

Аэродинамическое сопротивление калорифера находится обычным способом по разности давлений воздуха в воздуховодах до и после калорифера. При этом, если сечения воздуховодов одинаковы, достаточно замерять лишь статические давления, а если различны, необходимо измерять полные давления. Расход воздуха должен быть равен проектному.

В процессе измерений аэродинамического сопротивления калорифера и расхода воздуха нужно полностью закрывать обводной канал, с тем чтобы весь воздух проходил через калорифер.

При испытании калориферной установки на теплоотдачу следует обеспечить расчетный расход воды, а если теплоносителем яв-

ляется водяной пар, – то расчетное давление пара. Кроме того, при использовании воды необходимо добиться, чтобы ее температура соответствовала расчетному значению по температурному графику, составленному в зависимости от температуры наружного воздуха.

В ходе испытаний производятся измерения следующих величин:

- расхода воздуха L, проходящего через калорифер, *м³/час*;
- температуры воздуха перед калорифером $t_н$ и после калорифера $t_к$, °С;
- температуры горячей $t_г$ и обратной $t_о$ воды или температуры пара $t_п$, °С.

Все эти измерения должны выполняться при установившемся тепловом режиме. Об установлении теплового режима судят по температурам воды и воздуха, которые должны оставаться постоянными в течение 30 минут до начала испытаний и во время испытаний.

Количество тепла, фактически идущее на нагревание воздуха, определяется в соответствии с известной зависимостью (1.43), которую, как было указано, можно заменять более простой:

$$Q^{ф} = 0{,}24 L \gamma_г \left(t_к^{ф} - t_н^{ф}\right). \tag{7.6}$$

В этой и других формулах индекс «ф» указывает, что речь идет о величинах, фактически полученных в процессе испытаний.

Взяв из заводского паспорта площадь теплоотдающей поверхности калорифера F, можно определить фактическую величину коэффициента теплопередачи испытываемого калорифера:

$$K^{ф} = \frac{Q^{ф}}{F \Delta t_р}. \tag{7.7}$$

В качестве расчетной разности $\Delta t_р$ можно с известной степенью точности принимать среднеарифметическую разность, и тогда:

а) для теплоносителя «горячая вода»

$$\Delta t_р = \frac{t_г^{ф} + t_о^{ф}}{2} - \frac{t_н^{ф} + t_к^{ф}}{2}; \tag{7.8}$$

б) для теплоносителя «водяной пар»

$$\Delta t_р = t_п^{ф} - \frac{t_н^{ф} + t_к^{ф}}{2}. \tag{7.9}$$

С учетом (7.8) и (7.9) перепишем выражение (7.7) для теплоносителя «горячая вода»:

$$K^{\Phi} = \frac{2Q^{\Phi}}{F\left(t_{\text{г}}^{\Phi} + t_{\text{о}}^{\Phi} - t_{\text{н}}^{\Phi} - t_{\text{к}}^{\Phi}\right)} \tag{7.10}$$

и для теплоносителя «водяной пар»:

$$K^{\Phi} = \frac{2Q^{\Phi}}{F\left(2t_{\text{п}}^{\Phi} - t_{\text{к}}^{\Phi} - t_{\text{н}}^{\Phi}\right)}. \tag{7.11}$$

Полученное по формуле (7.10) или (7.11) фактическое значение коэффициента теплопередачи следует сравнить с коэффициентом теплопередачи, определенным для данного типа калорифера при фактических скоростях воздуха и воды по формулам или графикам, имеющимся в каталоге.

Кроме того, по найденному при испытаниях значению теплоотдачи Q^{Φ} необходимо рассчитать ту величину теплоотдачи калорифера, которая была бы в расчетных условиях (при расчетной температуре воздуха $t_{\text{н}}$ и расчетных температурах теплоносителя $t_{\text{г}}$, t_0 или $t_{\text{п}}$):

а) для теплоносителя «горячая вода»

$$Q = Q^{\Phi}\frac{t_{\text{г}} + t_{\text{о}} - t_{\text{к}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{г}}^{\Phi} + t_{\text{о}}^{\Phi} - t_{\text{к}} - t_{\text{н}}^{\Phi}}; \tag{7.12}$$

б) для теплоносителя «водяной пар»

$$Q = Q^{\Phi}\frac{2t_{\text{п}} - t_{\text{к}} - t_{\text{н}}}{2t_{\text{п}} - t_{\text{к}} - t_{\text{н}}^{\Phi}}. \tag{7.13}$$

Если окажется, что рассчитанная величина будет меньше проектной, следует принять меры для увеличения теплоотдачи: увеличить поверхность калориферной установки или изменить схему подачи теплоносителя.

Результаты испытания калориферной установки записываются в специальную таблицу.

Оросительные камеры центральных кондиционеров

Целью испытаний оросительных камер является определение расходов воздуха и воды, а также величины аэродинамического сопро-

тивления. Холодопроизводительность, осушительная и увлажнительная способность камеры на этом этапе испытаний определены быть не могут, так как проведение этих испытаний требует соответствующей тепловлажностной нагрузки, а создание такой нагрузки весьма затруднительно в неэксплуатируемом объекте.

Перед проведением замеров следует проверить основные узлы оросительной камеры, такие как:

- форсунки (при этом необходимо обратить внимание на качество факела распыла воды);
- поплавковый кран и переливное устройство (должна быть обеспечена их правильная работа);
- сепараторы в форсуночной камере (нижняя кромка их должна быть заглублена в воду).

Расход воздуха должен замеряться до и после камеры, разность замеренных расходов не должна превышать 5%.

Измеряются: давления воды перед форсунками и расход воды. Последний проще всего определить по водомеру, установленному на подающей магистрали. Если водомера нет, расход воды можно найти путем замера времени наполнения поддона камеры и измерения его объема.

Аэродинамическое сопротивление оросительной камеры определяется при работе орошающих устройств. Сопротивлением является замеренная разность полных давлений воздуха в сечениях воздуховода до и после камеры. В случае если сечения воздуховода одинаковые, можно замерять лишь статические давления.

Пылеулавливающие устройства

Характер испытаний различных пылеулавливающих устройств зависит от типа устройств. Основная цель этих испытаний на I этапе – определить расходы проходящего воздуха, скорости воздуха на входе в устройство и аэродинамическое сопротивление.

При определении расхода воздуха необходимо произвести замеры до устройства и после него, что позволит установить величину утечек или подсосов (эта величина не должна превышать 5% от величины расхода воздуха).

Аэродинамическое сопротивление устройства вычисляется обычным способом по разности полных давлений воздуха в сечениях воздуховода до и после устройства. Если после пылеочистного устройства воздух выходит в помещения или атмосферу, сопротивлением устройства является давление воздуха, замеренное в сечении присоединенного воздуховода.

Местные отсосы

Испытания местных отсосов в период I этапа сводятся к замерам поля скоростей в рабочем отверстии местного отсоса и определению расхода удаляемого воздуха.

До начала испытаний местного отсоса необходимо выполнить следующие подготовительные работы:

- проверить правильность расположения местного отсоса по отношению к источнику вредности и устранить допущенные неточности в расположении;
- проверить герметичность укрытия и в случае обнаружения неплотностей устранить их.

Расход воздуха, удаляемого через местные отсосы, измеряется либо в сечении рабочего отверстия, либо в сечении воздуховода, присоединенного к местному отсосу. В первом случае чаще всего используются крыльчатые или чашечные анемометры, во втором обычно применяются пневмометрические трубки и микроманометры.

При испытании таких местных отсосов, как вытяжные шкафы, перед снятием поля скоростей в рабочем проеме производится визуальная проверка устойчивости подсоса воздуха из помещения (например, с помощью задымления воздуха вблизи рабочего проема четыреххлористым титаном). Об устойчивости подсоса можно судить по движению шелковинок, прикрепленных к краям рабочего отверстия. Если окажется, что отсос воздуха через рабочий проем вытяжного шкафа не отличается устойчивостью, необходимо увеличить расход отсасываемого воздуха.

Измерение скорости движения воздуха следует производить в сечении рабочего отверстия не менее чем по трем горизонталям (у нижней и верхней кромок и по середине).

В случае если скорость воздуха по какой-либо горизонтали будет ниже нормативной или проектной, необходимо увеличить расход воздуха.

Воздушные души

В результате испытаний воздушного душа должны быть определены границы приточной струи, скорость воздуха на рабочей площадке и расход воздуха через душирующий патрубок.

Границы приточной струи устанавливаются с помощью задымления или шелковинок. Скорость выхода воздуха из патрубка, а также скорости на рабочей площадке замеряются обычно анемометром. Необходимо чтобы ось приточной струи пересекала плоскость рабочей площадки в центре. Если этого не наблюдается, сле-

дует повернуть на нужный угол поворотный душирующий патрубок или переделать установку неповоротного патрубка.

Замеренные величины расходов и скоростей воздуха должны соответствовать проектным и нормативным значениям.

Если на рабочей площадке величина скорости воздуха окажется ниже нормативной, необходимо повысить скорость, уменьшив выходное сечение душирующего патрубка или увеличив расход воздуха. Можно также сократить расстояние от патрубка до рабочей площадки.

§ 7.3. Испытания и наладка систем (комплексные испытания)

После того как проверены и испытаны все элементы системы вентиляции и кондиционирования воздуха, система испытывается в целом. Если на объекте имеется несколько систем, проводятся совместные испытания при одновременной их работе.

Перед проведением комплексных испытаний необходимо убедиться в полной исправности всего установленного в системах оборудования, а также в том, что все дефекты монтажа, выявленные на I этапе испытаний, устранены. Кроме того, следует произвести проверку технологического оборудования, выделяющего вредности. Все дефекты, которые могут привести к нарушению расчетных условий, должны быть устранены. Наибольшее число таких дефектов возможно в производственных помещениях. К ним относятся: недостаточная герметичность укрытий оборудования, выделяющего газообразные вредности, плохая тепловая изоляция нагретых поверхностей, неплотности в местах соединений технологических трубопроводов. К дефектам, которые влияют на условия воздушной среды помещений, принадлежат неплотности в притворах окон, дверей, ворот и другие, подобные им, недостатки строительных конструкций сооружения.

Задачей комплексных испытаний систем вентиляции и кондиционирования воздуха является проверка способности систем создавать в помещениях объекта заданные условия воздушной среды. Естественно, что эти испытания должны проводиться в условиях, когда все технологическое оборудование работает в расчетном режиме и объект полностью заполнен расчетным количеством людей.

Основное содержание комплексных испытаний состоит в производстве замеров параметров воздушной среды помещений объекта. Все замеренные параметры должны соответствовать проектным значениям по действующим нормам.

В общем случае в результате замеров должны быть определены следующие величины:

- температура, скорость движения, относительная влажность воздуха;
- концентрация углекислого газа и содержание кислорода;
- концентрация всех выделяющихся в помещении вредных газов и пыли;
- загрязненность воздуха бактериологическими примесями.

Если в помещении имеются источники теплового излучения, должна быть установлена его интенсивность.

Вес измерения для получения данных о состоянии воздушной среды выполняются приборами, изучаемыми в курсе «Контрольно-измерительные приборы». Заметим, что все замеры нужно делать в рабочей зоне и в местах периодического пребывания людей. При этом отбор проб воздуха для определения его состава и содержания примесей необходимо производить из зоны дыхания, а метеорологические параметры измерять на высоте 1,5 *м* от пола. Следует брать не менее двух проб, чтобы исключить элементы случайности и погрешности при измерениях.

Замеры метеорологических параметров должны производиться не менее трех раз за рабочий день. При неравномерных по величине тепло- и влаговыделениях замеры нужно делать в период пиковых нагрузок и между ними.

Места замеров метеорологических параметров и отбора проб воздуха наносятся на планы обследуемых помещений. Результаты замеров записываются в отдельные таблицы.

В результате проведения всех замеров может оказаться, что создаваемые в помещениях объекта параметры воздушной среды отличаются от проектных и не соответствуют действующим нормам. Это объясняется тем, что при выполнении I этапа испытаний отдельные элементы систем вентиляции и кондиционирования воздуха не могли быть испытаны на эффективность работы (к таким элементам относятся, например, кондиционеры и пылеочистные устройства). Поэтому, а также для получения полных технических характеристик, в состав комплексных испытаний входят испытания на эффективность работы ряда устройств систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Испытания на эффективность работы предусматривают окончательную наладку этих устройств.

Иногда приходится проводить дополнительные аэродинамические испытания и наладку сети воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Потребность в этом возникает в тех случаях, когда возможно влияние одной системы на другую (в наибольшей степени такое влияние проявляется при совместной работе на одну сеть нескольких вентиляторов), а также когда на одно помещение работает несколько систем и в этом помещении создается под-

пор или разрежение, не предусмотренное в расчете. Поэтому при проведении комплексных испытаний необходима проверка производительности каждой системы в условиях работы всех систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Испытания на эффективность работы отдельных элементов и устройств обычно включают в себя:

- проверку эффективности улавливания вредностей в местных отсосах;
- определение степени очистки воздуха от пыли в пылеулавливающих устройствах;
- испытания на эффективность процессов тепловлажностной обработки воздуха в центральных и местных кондиционерах.

Во всех случаях, когда будет обнаружено, что эффективность работы того или иного устройства отличается от проектной и не обеспечивает создания заданных условий воздушной среды в помещении, необходимо произвести наладку соответствующего устройства.

Эффективность местных отсосов определяется путем отбора из зоны дыхания обслуживающего персонала проб воздуха. Если результаты анализа пробы покажут превышение значения предельно допустимой концентрации, то следует увеличить расход воздуха через местный отсос и снова произвести отбор проб. Это надо делать до тех пор, пока концентрация вредности в зоне дыхания не будет снижена до допустимой величины.

Эффективность пылеулавливающего устройства определяется на основании результатов замеров концентрации пыли в воздухе до устройства $P_н$ и после устройства $P_к$:

$$\eta = \frac{P_н - P_к}{P_н} \cdot 100\% . \qquad (7.14)$$

Отбор проб воздуха до и после устройства необходимо производить одновременно. Количество таких отборов должно быть не менее 3–5. Полученное при испытаниях значение эффективности ε должно соответствовать принятому в проекте.

Испытания центральных и местных кондиционеров являются наиболее сложными и включают в себя большое число замеров. Они проводятся в условиях проектной тепловлажностной нагрузки.

Испытания и наладка местных кондиционеров с поверхностными воздухоохладителями производятся аналогично описанным выше испытаниям калориферов.

В процессе испытания центральных кондиционеров, и в частности основного элемента – оросительной камеры, замеряются следующие величины:

- расходы воздуха и воды;
- температура воды перед поступлением в оросительное пространство и после обработки воздуха (в поддоне);
- температура воздуха по сухому и смоченному термометрам до и после обработки;
- давление воды перед поступлением на орошение.

С помощью величин, замеренных в испытаниях, определяются параметры воздуха до и после обработки, которые наносятся на I–d диаграмму. Производится построение линии процесса, а также подсчитывается фактическая величина коэффициента эффективности по формуле (4.76).

На основании сравнения с проектными данными делается вывод о соответствии полученных результатов расчетным. Если наблюдаются существенные различия фактического процесса обработки воздуха по сравнению с проектным (что может выражаться в отклонении линии процесса по направлению или в отклонении величины коэффициента эффективности), производится наладка оросительной камеры. Наладка заключается обычно в изменении режима работы камеры путем:

- подачи воды в оросительное пространство с иной начальной температурой:
- изменения расхода воды.

В случае форсуночных камер бывает необходимо изменить давление воды перед форсунками, а иногда и диаметр сопла форсунок.

Все данные замеров, полученные при испытании элементов и устройств систем вентиляции и кондиционирования воздуха, заносятся в отдельные таблицы.

В итоге проведения всех испытаний по I этапу (предпусковые испытания и наладка) и II этапу (комплексные или эксплуатационные испытания) представителями службы эксплуатации составляется технический паспорт системы вентиляции и кондиционирования воздуха. В паспорте указываются основные технические данные системы, дается подробное ее описание и приводятся результаты всех выполненных испытаний.

§ 7.4. Эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Для решения тех задач, которые возлагаются на системы вентиляции и кондиционирования воздуха, кроме высокого качества проекта, монтажа, испытаний и наладки, необходимо обеспечить высокий уровень их эксплуатации.

Нередко можно наблюдать случаи, когда в помещениях объекта с хорошо выполненными и отрегулированными системами вентиляции и кондиционирования воздуха с течением времени условия воздушной среды начинают все больше и больше отличаться от проектных. Эффективность работы системы в целом и ее отдельных элементов снижается, а техническое состояние оборудования становится неудовлетворительным. Все это происходит тогда, когда надлежащим образом не организована служба эксплуатации, в задачи которой входит обеспечение бесперебойной и эффективной работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В процессе эксплуатации необходимо регулярно осуществлять контроль параметров воздушной среды в помещениях, о чем делать соответствующие записи в журнале. Кроме того, в целях поддержания надлежащего технического уровня следует систематически производить осмотр и ремонт оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Основными задачами, которые возникают при эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, являются:

- организация правильного повседневного обслуживания всех систем и оборудования;
- организация и проведение всех видов ремонта;
- проведение реконструкции систем вентиляции и кондиционирования воздуха и замена старого оборудования;
- улучшение и рационализация отдельных элементов и систем.

В обязанности лиц, занятых эксплуатацией, входит участие во всех испытаниях систем и наладке, а также составление технических паспортов на системы и оборудование.

Эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха осуществляется специальными эксплуатационными подразделениями. Состав эксплуатационных подразделений и их число зависят от назначения и размеров объекта, количества систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также от сложности установленного оборудования.

В случаях когда на объекте смонтированы сложные системы вентиляции и кондиционирования воздуха, оборудованные холодильными установками, и имеются многочисленные местные автономные и неавтономные кондиционеры, а также устройства для очистки воздуха, должна быть организована специальная служба.

Заметим, что работники эксплуатационных подразделений должны принимать участие во всех испытаниях по наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для крупных объектов целесообразно в организационной структуре службы эксплуатации предусмотреть следующие подразделения:

- группу эксплуатации;
- наладочную группу;
- мастерскую.

В некоторых случаях кроме этих трех подразделений может быть создана особая проектно-конструкторская группа, в обязанности которой входит разработка проектов по реконструкции систем и замене оборудования. Эта же группа занимается разработкой чертежей, связанных с рационализацией, и улучшением отдельных элементов систем, а также запасных деталей.

Рассмотрим, из каких видов работ складывается процесс эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

После того как системы приняты в эксплуатацию, следует разработать инструкции и правила эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также всего установленного в них оборудования. Для разработки документации и для дальнейшей эксплуатации необходимо, кроме технических паспортов, иметь проекты всех систем с рабочими и монтажными чертежами и расчетно-пояснительными записками, протоколы согласования проектов с соответствующими организациями, акты на скрытые работы и на отступления от проектов, допущенные при монтаже.

При составлении инструкций по эксплуатации следует также учитывать те требования, которые связаны с режимом работы установленного в помещениях объекта технологического оборудования.

В общем случае в инструкции по эксплуатации должны найти отражение:

- производительность системы при различных режимах ее работы;
- параметры воздушной среды в помещениях, обслуживаемых системой вентиляции и кондиционирования воздуха;
- параметры воздуха после различных процессов его обработки;
- правила и порядок включения и выключения оборудования, установленного в системе;
- методы регулирования системы по основным ее показателям (производительность по воздуху, теплоносителю, холодоносителю, метеорологическим параметрам);
- перечень установленных в системе и переносных контрольно-измерительных приборов, которыми надлежит пользоваться, а также краткие указания о производстве замеров;
- величины допустимых аэродинамических сопротивлений проходу воздуха через устройства с изменяющимися во времени сопротивлениями (например, противопыльные фильтры);

- сроки чистки, осмотра, ревизии и ремонта оборудования;
- указания о действиях обслуживающего персонала в особых условиях (аварийные условия, пожар и др.);
- фамилия лица, ответственного за обслуживание системы.

К инструкции должны быть приложены: принципиальная схема системы вентиляции и кондиционирования воздуха и схемы снабжения системы теплом, холодом и водой.

Для удобства обслуживания всем системам вентиляции и кондиционирования воздуха на объекте присваиваются условные обозначения. Системам приточной вентиляции обычно дается обозначение П: П-1, П-2, П-3 и т. д. (или 1П, 2П, ЗП). Системы вытяжной вентиляции обозначаются буквой В: В-1, В-2, В-3 и т. д. (или 1В, 2В, ЗВ). Рециркуляционные системы имеют обозначение Р.

Все эти обозначения должны быть на принципиальных схемах. Они же наносятся яркой несмываемой краской на видные места соответствующих систем объекта. Такими местами обычно являются кожуха вентиляторов или корпуса кондиционеров. Если в системе установлено несколько однотипных агрегатов, то им дается своя нумерация (например, 1П2 – вентилятор № 2 на системе № 1 приточной вентиляции).

На каждую систему заводится журнал эксплуатации, в котором фиксируются все обстоятельства, связанные с работой системы, и указываются фамилии дежурных из числа обслуживающего персонала.

В журнале производятся записи о всех возникающих в процессе работы неисправностях и об их устранении. Фиксируются все случаи прекращения работы в связи с ремонтом, аварией, отсутствием электроэнергии и т. д. Отмечаются перебои в снабжении системы теплоносителем и холодоносителем.

В журнале обязательно отмечаются также все случаи нарушения условий воздушной среды в обслуживаемых помещениях, которые свидетельствуют о недостаточной эффективности работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В каждом таком случае должны быть установлены и устранены причины снижения эффективности.

Бесперебойная и эффективная работа систем вентиляции и кондиционирования воздуха в основном зависит от правильной эксплуатации установленного в этих системах различного оборудования. Поэтому обслуживающий персонал должен хорошо знать устройство, принцип действия, правила обслуживания этого оборудования, а также своевременно осуществлять планово-предупредительные ремонты.

Можно привести общие рекомендации, которыми должен руководствоваться эксплуатационный персонал при обслуживании основных видов оборудования:

при обслуживании вентиляторов:

- следить за качеством балансировки рабочего колеса;
- контролировать состояние смазки подшипников;
- проверять надежность элементов соединения вентилятора с электродвигателем;
- следить за правильным направлением вращения рабочего колеса;

при обслуживании поверхностных воздухоохладителей и калориферов:

- строго выдерживать значения параметров воздуха, холодоносителя и теплоносителя;
- систематически замерять количество обрабатываемого воздуха;
- следить за исправностью и безотказностью работы всех элементов системы регулирования;
- уделять особое внимание мерам, предотвращающим замораживание калориферов;
- периодически производить чистку межтрубного и межреберного пространства;

при обслуживании оросительных камер центральных кондиционеров:

- систематически следить за параметрами обработанного воздуха и воды, не допускать их отклонения от расчетных значений;
- контролировать качество распыла воды центробежными форсунками;
- проверять состояние и надежность работы элементов системы регулирования;
- периодически производить чистку форсунок;
- следить за состоянием системы водоснабжения кондиционера, очищать от загрязнений водяной фильтр для рециркуляционной воды;

при обслуживании пылеочистных устройств:

- проверять герметичность всех элементов устройства;
- производить систематическую очистку от накапливающейся пыли;
- следить за аэродинамическим сопротивлением и своевременно сменять кассеты в ячейковых масляных фильтрах;

– своевременно производить смену масла в самоочищающихся масляных фильтрах.

Помимо общих, необходимо учитывать и некоторые специфические особенности, свойственные данному объекту и технологическому процессу, в нем происходящему.

Залогом бесперебойной и эффективной работы установленного в системах вентиляции и кондиционирования воздуха оборудования является правильно организованный планово-предупредительный ремонт. Хорошо продуманная и неуклонно выполняемая система планово-предупредительного ремонта позволит значительно повысить надежность и долговечность оборудования.

Следует помнить, что оборудование надо ремонтировать не тогда, когда оно выйдет из строя, а заблаговременно и в сроки, предусмотренные заранее разработанным планом. Такой ремонт исключит неожиданный выход из строя оборудования и существенно снизит количество всевозможных нарушений в его работе. При этом заметно уменьшатся затраты средств на производство ремонта.

Естественно, что система планово-предупредительных ремонтов предполагает не только периодические ремонты, но и межремонтное обслуживание. Сюда входят такие важные виды планируемых работ, как периодические чистки оборудования и осмотры, а также технические испытания.

Межремонтное обслуживание включает устранение мелких неисправностей, а если требуется, то и наладку и регулировку.

Основными видами планово-предупредительных ремонтов являются периодический малый и средний ремонты.

При малом ремонте устраняются дефекты и повреждения, а иногда заменяются износившиеся элементы. Этот вид ремонта требует выключения из работы оборудования на сравнительно короткий срок.

Средний ремонт отличается от малого бо́льшим объемом работ, а также тем, что после него производится проверка работы системы и ее наладка.

Капитальный ремонт оборудования предполагает его демонтаж, смену и восстановление всех изношенных частей и деталей. Такой ремонт осуществляется в мастерской или на заводе. После капитального ремонта производится испытание и регулировка оборудования и всей системы. Результаты, полученные при испытаниях после капитального ремонта, обязательно заносятся в технический паспорт системы.

Период времени работы оборудования от момента ввода в эксплуатацию до первого капитального ремонта и от одного капитального ремонта до следующего называется ремонтным циклом. Продол-

жительность ремонтных циклов, так же как межремонтных и межсмотровых периодов, устанавливается в зависимости от условий работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха, в частности количества часов работы в сутки.

В заключение отметим, что планирование ремонта оборудования следует производить так, чтобы временный вывод из работы оборудования для ремонта по возможности в меньшей степени отражался на работоспособности всей системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. – Физматгиз, 1960.
2. *Батурин В. В.* Основы промышленной вентиляции. – Профиздат, 1954.
3. *Батурин В. В., Эльтерман В. М.* Аэрации промышленных зданий. – Стройиздат, 1963.
4. *Бодягин М. П.* Рудничная вентиляция. – Гос. научно-техн. изд-во литературы по горному делу, 1960.
5. *Гоголин А. А.* Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. – «Пищевая промышленность», 1966.
6. *Гримитлин М. И.* Закономерности развития и расчет вентиляционных струй. Сборник трудов по теории и расчету вентиляционных струй. – Изд-во ЛИОТ, 1965.
7. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – Машгиз, 1960.
8. *Калинушкин М. П.* Вентиляторные установки. – «Высшая школа», 1962.
9. *Каменев П. Н.* Отопление и вентиляция, ч. II. – Изд-во литературы по строительству, 1964.
10. *Карпис Е. Е.* Тепловой и аэродинамический расчет поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой. Сектор технической информации БПК и ТП, 1961.
11. *Колмогоров А. Н.* Доклады АН СССР, 1941, т. XXXI, № 2.
12. *Коузов П. А., Савина А. А.* Сборник научных работ институтов охраны труда ВЦСПС, № 4. – Профиздат, 1961.
13. *Крупчатников В. М.* Вентиляция при работе с радиоактивными веществами. – Госатомиздат, 1964.
14. *Ладыженский Р. М.* Кондиционирование воздуха. – Госторгиздат, 1962.
15. *Лобаев Б. Н.* Расчет воздухопроводов. – Госстройиздат УССР, 1959.
16. *Максимов Г. А.* Отопление и вентиляция, ч. II. Вентиляция. – «Высшая школа», 1968.
17. *Минин В. Е.* Рекомендации по выбору и поверочному расчету водовоздушных поверхностных теплообменников для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – Изд-во ВВИТКУ, 1970.

18. *Миниович Я. М.* Вентиляция. – Изд-во ВВИТКУ, 1950.
19. *Миниович Я. М.* Вентиляция электростанции и теплоэлектроцентрали. – Стройиздат, 1947.
20. *Миниович Я. М.* К вопросу аэрации промышленных зданий. Труды ВВМИСУ ВМФ, вып. 1, 1939.
21. *Нестеренко А. Н.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – «Высшая школа», 1965.
22. *Палеев И. П., Витман В. А., Кацнельсон Б. Д.* Распыливание жидкости форсунками. – Госэнергоиздат, 1962.
23. *Позин М. Е., Мухленов И. П., Тарат Э. Я.* Пенные газоочистители, теплообменники и абсорберы. – Госхимиздат, 1959.
24. *Пречистенский С. А.* Радиоактивные выбросы в атмосферу. – Госатомиздат, 1961.
25. *Рымкевич А. А., Стефанов Е. В.* О выделении газов в помещение машинного зала при работе дизелей. Энергетический бюллетень, 1957, № 6.
26. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. СН 245-719-98. – Госстройиздат.
27. *Смухнин П. Н., Казанцев Б. А.* Курс отопления и вентиляции.– Изд-во ВИА им. В. В. Куйбышева, 1951.
28. *Стефанов Е. В.* Об одной особенности процессов тепло- и массообмена в форсуночных камерах. Труды III Всесоюзного совещания по кондиционированию воздуха. – Стройиздат, 1965.
29. Строительные нормы и правила. СНиП 41-01-2003.
30. Проектирование и применение воздуховодов из унифицированных деталей ВСН 353-86. – М., 1986.
31. *Сыщиков В. И.* Сорбционные осушители воздуха. – Стройиздат, 1969.
32. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – Госстройиздат. 1963.
33. *Тетеревников В. Н.* Доклад на III научно-техническом совещании по кондиционированию воздуха. Сборник докладов. – Стройиздат, 1965.
34. Указания по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий. СН7–57. – Госстройиздат, 1958.
35. *Участкин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А.* Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. – Профиздат, 1962.
36. *Участкин П. В.* Теоретические и экспериментальные исследования процессов кондиционирования воздуха. Автореферат дис-

сертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Ленинград, 1967.

37. *Флавицкий И. И.* Результаты исследования причин вредного влияния внутреннего воздуха в зданиях в зависимости от способов отопления и искусственной вентиляции. Приложение к запискам Академии наук, № 5, 1884.
38. *Фукс Н. А.* Механика аэрозолей. – Изд-во АН СССР, 1955.
39. *Шепелев И. А.* Приточные вентиляционные струи и воздушные фонтаны. – Изв. АСиА СССР, 1961, № 4.
40. *Шепелев И. А.* Основы расчета воздушных завес приточных струй и простых фильтров. – Стройиздат, 1950.
41. *Юдин Е. Я.* Глушение шума вентиляционных установок. – Госстройиздат. 1958.
42. *Юдин Е. Я.* Борьба с шумом. – Изд-во литературы по строительству, 1964.
43. *Язьков В. Н.* Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. – «Судостроение», 1967.

СОДЕРЖАНИЕ

К читателям ... 3
От издательства ... 5
Предисловие ... 7

Глава 1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ... 15
§ 1.1. Свойства сухого воздуха ... 15
§ 1.2. Свойства водяного пара, находящегося во влажном воздухе ... 18
§ 1.3. Свойства смеси сухого воздуха и водяного пара ... 20
§ 1.4. Построение $I - d$ диаграммы влажного воздуха ... 24
§ 1.5. Нахождение параметров воздуха с помощью $I - d$ диаграммы ... 29
§ 1.6. Простейшие процессы изменения состояния воздуха (нагревание и охлаждение при постоянном влагосодержании) ... 33
§ 1.7. Процесс изменения состояния воздуха в помещениях с тепло- и влаговыделениями ... 37
§ 1.8. Характеристики возможных процессов изменения состояния воздуха в зависимости от значения углового коэффициента ... 41
§ 1.9. Общие закономерности процессов смешения двух количеств влажного воздуха ... 45
§ 1.10. Процессы смешения двух количеств воздуха с конденсацией части водяного пара ... 49
§ 1.11. Получение заданных параметров воздуха с помощью процессов смешения и нагревания ... 53

Глава 2. ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУХУ ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ... 58
§ 2.1. Общие положения ... 58
§ 2.2. Требования к газовому составу воздуха ... 60
§ 2.3. Требования к чистоте воздуха закрытых помещений ... 62
§ 2.4. Требования к метеорологическим параметрам воздуха ... 66

Глава 3. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 78

§ 3.1. Общие положения 78

§ 3.2. Классификация систем вентиляции 80

§ 3.3. Классификация систем кондиционирования воздуха 101

Глава 4. ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 115

§ 4.1. Содержание процессов кондиционирования 115

§ 4.2. Общая характеристика аппаратов контактного типа 116

§ 4.3. Основы теории тепло- и массообмена между воздухом и водой 117

§ 4.4 Изображение на $I - d$ диаграмме процессов обработки воздуха водой 123

§ 4.5. Методы получения расчетных зависимостей, основанные на использовании коэффициентов переноса 134

§ 4.6. Метод получения расчетных зависимостей, основанный на понятии о числах единиц переноса 145

§ 4.7. Методы получения расчетных зависимостей, основанные на представлениях об идеальном процессе 150

§ 4.8. Форсуночные камеры 154

§ 4.9. Расчет типовых форсуночных камер 167

§ 4.10. Типовые центральные кондиционеры с форсуночными камерами 172

§ 4.11. Камеры с орошаемой насадкой 182

§ 4.12. Аппараты пенного типа 199

§ 4.13. Технико-экономические показатели и сравнительная оценка аппаратов контактного типа для кондиционирования воздуха 208

§ 4.14. Поверхностные теплообменные аппараты для обработки воздуха 213

§ 4.15. Процессы обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях 223

§ 4.16. Расчетные зависимости для поверхностных воздухоохладителей 231

§ 4.17. Поверхностные орошаемые воздухоохладители и теплообменные аппараты пенно-испарительного типа 242

§ 4.18. Осушка воздуха 247

Глава 5. СЕТИ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 266
§ 5.1. Воздуховоды 266
§ 5.2. Основы аэродинамического расчета воздуховодов 275
§ 5.3. Определение сопротивлений трения в воздуховодах прямоугольного сечения 282
§ 5.4. Местные сопротивления в воздуховодах 285
§ 5.5. Методика расчета разветвленной сети воздуховодов 293
§ 5.6. Аэродинамические характеристики сетей воздуховодов 299
§ 5.7. Закономерности изменения температуры воздуха при его движении в воздуховодах 301

Глава 6. ВЕНТИЛЯТОРЫ 312
§ 6.1. Классификация вентиляторов 312
§ 6.2. Центробежные вентиляторы 313
§ 6.3. Осевые вентиляторы 319
§ 6.4. Элементы аэродинамики центробежного вентилятора 321
§ 6.5. Аэродинамические характеристики вентиляторов 326
§ 6.6. Работа вентилятора в сети воздуховодов 346
§ 6.7. Совместная работа вентиляторов в сети воздуховодов 356
§ 6.8. Борьба с шумом вентиляторных установок 363

Глава 7. ПУСК, НАЛАДКА, ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 373
§ 7.1. Состав испытаний и их подготовка 373
§ 7.2. Испытания, наладка оборудования и отдельных элементов систем (предпусковые испытания) 376
§ 7.3. Испытания и наладка систем (комплексные испытания) 384
§ 7.4. Эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха 387

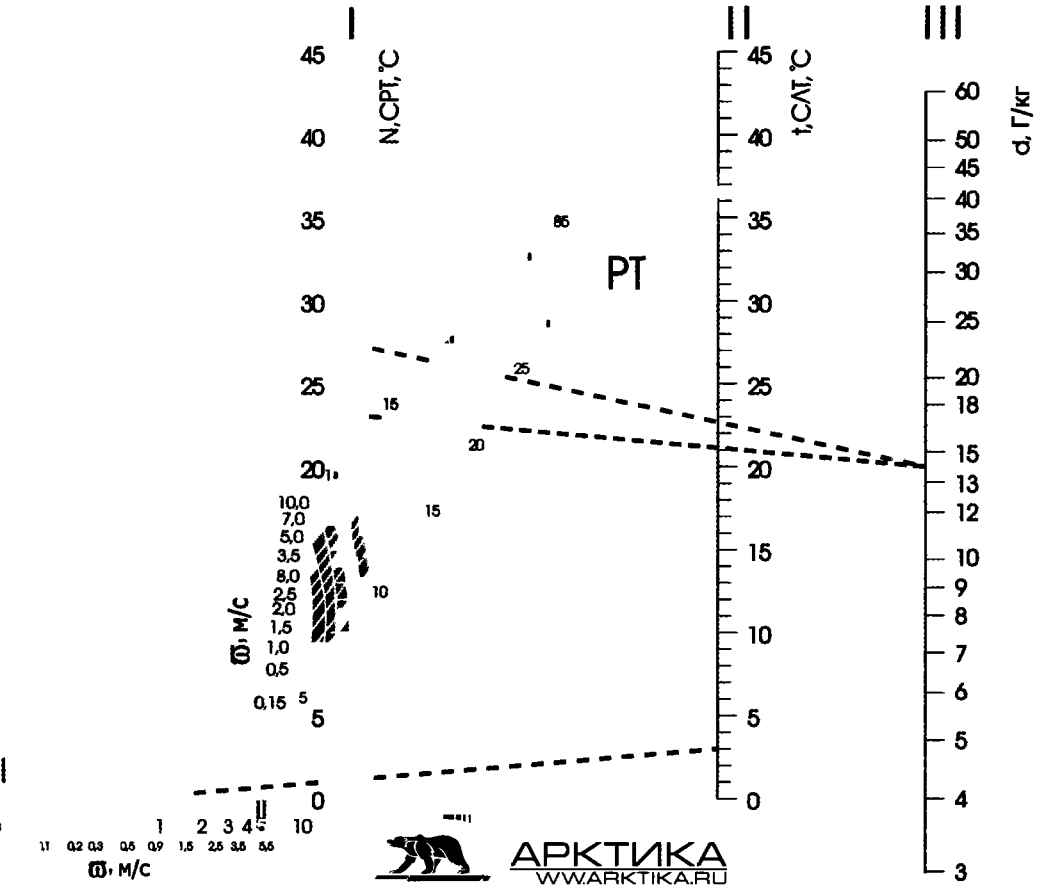
Литература 394

Издательство «АВОК Северо-Запад»
197342, Санкт-Петербург, Сердобольская ул., д. 65, литера «А»
Подписано в печать 08.11.2005
Формат 60x90 1/16. Объем 25 п. л.
Тираж 10 000 экз. Заказ № 390
Отпечатано с готовых диапозитивов в
ОАО «Техническая книга»
190005, Санкт-Петербург, Измайловский пр., 29.

лет
Великой Победы

Е. В. Стефанов

ВЕНТИЛЯЦИЯ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ
ВОЗДУХА



АРКТИКА
WWW.ARKTIKA.RU



ЕВГЕНИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ СТЕФАНОВ (1913–1998) один из выдающихся отечественных специалистов в технике вентиляции и кондиционирования воздуха. Заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, доктор технических наук, профессор.

Е. В. Стефанов родился в Новочеркасске в семье казака, о чем никогда не забывал и чем всегда гордился. В 1941 году Е. В. Стефанов блестяще закончил Высшее инженерно-техническое училище ВМФ (ныне – Военный инженерно-технический университет).

Полковник Е. В. Стефанов – участник Великой Отечественной войны, принимал непосредственное участие в сооружении оборонительных рубежей Ленинграда и на Северном флоте.

В 1946 году Е. В. Стефанов защитил кандидатскую диссертацию, а в 1965 году стал доктором технических наук. В своей докторской диссертации Е. В. Стефанов не только подвел итоги исследований в области совершенствования процессов, аппаратов и систем кондиционирования воздуха в специальных сооружениях военного ведомства, но и сформулировал программу развития систем обеспечения условий воздушной среды в этих сооружениях.

С 1954 по 1966 год Е. В. Стефанов – начальник кафедры вентиляции и кондиционирования воздуха ВИТУ. В 1966–1977 годах он заместитель начальника ВИТУ по научной и учебной работе.

В течение 15 лет Е. В. Стефанов возглавлял секцию отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха Ленинградского отделения НТО Сройиндустрии, был председателем регулярно проводившихся в то время в Ленинградском доме научно-технической пропаганды семинаров по кондиционированию воздуха, входил в состав ученых советов ВИТУ, ЛИСИ, ВНИИОТ ВЦСПС, технических советов Военно-медицинской академии им. Кирова, ВНИИГС, Проблемного совета при ВЦСПС, технического совета по кондиционеростроению в СССР, являлся консультантом многих проектных и научно-исследовательских организаций Министерства обороны и других ведомств.

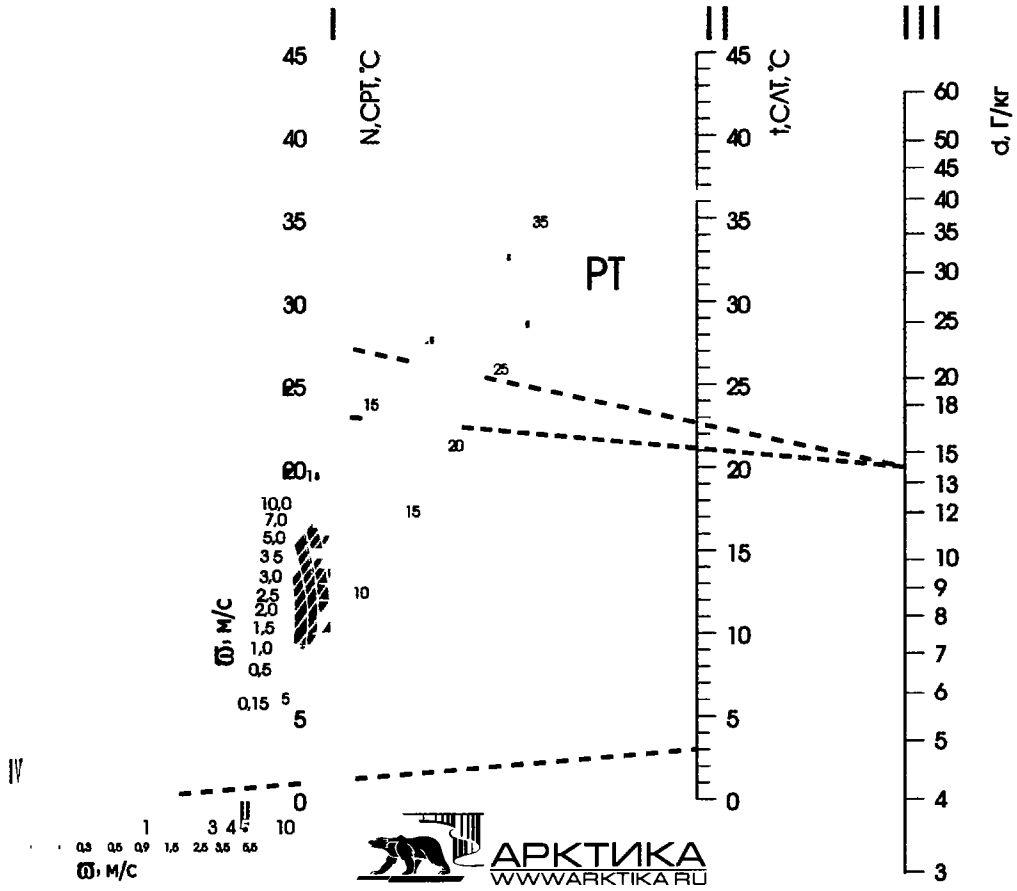
ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА Е. В. Стефанов

ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЗДАНИЙ

лет
Великой Победы

Е. В. Стефанов

ВЕНТИЛЯЦИЯ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ
ВОЗДУХА



АРКТИКА
WWW.ARKTIKA.RU

АРКТИКА