Библиотека СОК
Zodchii.ws
Библиотека Строительства

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

В двух частях

Часть II

ВЕНТИЛЯЦИЯ

Под редакцией д-ра техн. наук проф. *В. Н. БОГОСЛОВСКОГО*

Допущено
Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция»

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1976

УДК 697.9(075.8)

Рецензенты: кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция» Киевского инженерно-строительного института (зав. кафедрой д-р техн. наук проф. Б. Н. Лобаев); д-р техн. наук проф. В. Н. Талиев

Авторы: *В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов*

Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. Под ред. В. Н. Богословского. М., Стройиздат, 1976. 439 с. Авт.: В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов.

В книге рассмотрены теоретические основы вентиляции и даны практические рекомендации по проектированию и эксплуатации вентиляционных систем в жилых, общественных и промышленных зданиях и сооружениях. Изложена физическая сущность явлений и процессов, связанных с вентиляцией, приведено краткое описание вентиляционного оборудования, даны способы расчета систем вентиляции и рекомендации по подбору оборудования.

Книга является учебником для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» строительных вузов. Она может быть полезна инженерам, занимающимся проектированием, монтажом, наладкой и эксплуатацией систем вентиляции в жилых, общественных и промышленных зданиях и сооружениях.

Табл. 62, рис. 273, список лит.: 61 назв.

О $\frac{30210-258}{047(01)-76}$ 221—76

© Стройиздат, 1976

ПРЕДИСЛОВИЕ

«Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы», утвержденными XXV съездом КПСС, предусмотрено: продолжить работу по созданию благоприятных условий для высокопроизводительного труда и широкого применения творческих способностей трудящихся, улучшению условий быта и отдыха населения, повышению эффективности использования научного потенциала и широкому внедрению прогрессивной техники и технологии; совершенствовать с использованием новейших научно-технических средств контроль за состоянием окружающей среды и источниками ее загрязнения, методы и средства борьбы с вредными выбросами в атмосферу и прогнозирование влияния производства на окружающую среду.

В условиях современного производства вентиляция и кондиционирование воздуха являются одной из главных мер, обеспечивающих наилучшие условия для высокопроизводительного труда, повышения творческой активности, а также полноценного отдыха людей. Существенна роль вентиляции и в защите окружающей среды от загрязнения.

В нашей стране вентиляционная техника получила большое развитие. Задача создания эффективно действующей вентиляции решается экономичными и прогрессивными способами — устраиваются комбинированные системы вентиляции для промышленных предприятий с использованием аэрации, воздушных душей на рабочих местах и площадках, а также воздушных завес у наружных ворот и проемов в ограждениях, применяются системы кондиционирования воздуха, отвечающие самым высоким санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям. Технологические требования к параметрам воздушной среды производственных помещений, связанные с созданием необходимых условий для действия и сохранности установленного оборудования, а также хранения продукции, непрерывно растут. В рабочих помещениях целого ряда производств (цехи сборки точных механизмов, радиоэлектроники и др.) требуется поддержание заданных параметров воздуха на строго определенном уровне. Это обусловливает необходимость более широкого применения на промышленных предприятиях вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха с автоматическим управлением и регулированием, использованием средств телемеханики и организацией диспетчерских постов.

В учебнике с учетом современного состояния теории и практики прикладной аэродинамики и теплофизики, вентиляции и кондиционирования воздуха изложены основы расчета, проектирования, наладки и эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых, общественных и промышленных зданиях. Рассмотрены свойства воздуха и процессы изменения его состояния, балансы помещения по воздуху, теплу, влаге, пыли, вредным газам и парам, воздухообмен и организация воздухораспределения в помещении, основы аэродинамики вентиляционных систем и зданий, очистка воздуха, его нагревание и тепловлажностная обработка, местная вытяжная и приточная вентиляция,

конструктивные устройства и эксплуатация систем вентиляции, защита воздушного бассейна от загрязнения вентиляционными и технологическими выбросами и другие вопросы.

Теоретической базой для изучения курса вентиляции служат такие дисциплины, как «Гидравлика», «Аэродинамика», «Термодинамика», «Теплопередача» и «Строительная теплофизика», а также специальные дисциплины: «Отопление», «Теплоснабжение», «Гидравлические машины и холодильные установки».

Так как системы вентиляции и кондиционирования воздуха устраиваются в самых различных зданиях и сооружениях, специалист по вентиляции должен обладать достаточными знаниями по архитектуре и строительству, а также учитывать производственные и технологические особенности объекта, в связи с чем в курсе уделено внимание и этим вопросам.

В теоретической части курса вентиляции использован математический аппарат (дифференциальные уравнения, уравнения математической физики, теория вероятности и другие разделы высшей математики), при решении практических задач проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха применен аппарат теории подобия. Учебник предназначен в основном для изучения научно-теоретических и инженерных положений дисциплины, поэтому справочные данные в нем по возможности сокращены.

При составлении учебника широко использованы труды ученых, основоположников специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция», отдавших много сил ее популяризации: профессоров В. В. Батурина, П. Н. Каменева, А. В. Нестеренко, С. В. Ульянинского, М. Ф. Бромлея и др. Авторы стремились сохранить общие принципы, заложенные проф. П. Н. Каменевым в предыдущем учебнике.

Над учебником работал коллектив кафедры «Отопление и вентиляция» МИСИ имени В. В. Куйбышева под общим руководством д-ра техн. наук проф. В. Н. Богословского, который является автором глав III, V, VI, XXI и XXVI. Главы I, VII, X, XII—XIV, XX и XXV написаны канд. техн. наук доц. Б. Д. Симаковым, IX, XXII и XXIII — канд. техн. наук доц. В. И. Новожиловым, II, IV, VIII, XI, XV—XIX и XXIV— канд. техн. наук доц. В. П. Титовым.

Авторы приносят благодарность преподавателям кафедры: кандидатам техн. наук доцентам Л. В. Петрову (материалы которого использованы в гл. VI), В. В. Полякову и С. А. Щелкунову, ст. преп. Ю. Я. Кувшинову, ассист. Б. Н. Аверину, а также инженерам А. С. Подвязникову, Т. А. Градовой, Е. Д. Цыганковой и Б. Д. Даулеткалиеву за помощь, оказанную при составлении учебника.

Учитывая, что нормативная и справочная литература по теплогазоснабжению и вентиляции в единицах системы СИ в основном еще не издавалась, в книге все основные расчетные формулы и величины выражены в единицах двух систем: Международной системы (СИ) и системы МКГСС.

Авторы выражают искреннюю признательность коллективу кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» Киевского инженерно-строительного института, возглавляемой д-ром техн. наук проф. Б. Н. Лобаевым, и д-ру техн. наук проф. В. Н. Талиеву за ценные замечания и советы, сделанные при рецензировании учебника.

Глава I
САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ВЕНТИЛЯЦИИ

Производственный процесс сопровождается выделением в воздух рабочих помещений вредных для здоровья человека газов и паров. Кроме того, в воздух производственных помещений могут поступать большие количества тепла, влаги и пыли, повышающие его температуру и влажность, а также увеличивающие его запыленность. Люди, находящиеся в помещениях, также выделяют в воздух помещений тепло, влагу, углекислый и другие газы

Вследствие поступления в воздух вредных газов, паров, тепла, влаги и пыли происходит изменение его химического состава и физического состояния, неблагоприятно отражающееся на самочувствии и состоянии здоровья человека и ухудшающее условия труда.

Для поддержания в помещениях нормальных параметров воздушной среды, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям, устраивают вентиляцию.

Вентиляцией называют совокупность мероприятий и устройств, обеспечивающих расчетный воздухообмен в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий.

Санитарно-гигиеническое назначение вентиляции состоит в поддержании в помещениях удовлетворяющего требованиям санитарных норм проектирования промышленных предприятий и строительных норм и правил состояния воздушной среды путем ассимиляции избытков тепла и влаги, а также удаления вредных газов, паров и пыли.

Кроме санитарно-гигиенических требований к вентиляции предъявляют *технологические требования* по обеспечению чистоты, температуры, влажности и скорости движения воздуха в помещении, вытекающие из особенностей технологического процесса в промышленных зданиях и назначения помещения в общественных зданиях. Если эти требования не будут соблюдаться, то в ряде случаев невозможно осуществлять современный технологический процесс (предприятия радиотехнической, электровакуумной, текстильной, химико-фармацевтической промышленности, уникальные общественные здания и сооружения и т. п.).

Из сказанного вытекает, что для обеспечения нормальных параметров воздушной среды в помещениях вопросы вентиляции, технологии и архитектурно-планировочных решений здания необходимо решать совместно.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ И ИХ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

Организм человека выделяет тепло. Количество тепла, выделяемого человеком, зависит от характера выполняемой им работы и метеорологических условий в помещении. Метеорологические условия характеризуются температурой, относительной влажностью и скоростью движения воздуха, а также температурой внутренних поверхностей ограждений и температурой находящихся в помещении предметов Для нормального самочувствия человека необходимо, чтобы был обеспечен постоянный отвод выделяемого им тепла.

В табл. I.1 приведено количество выделяемого людьми тепла при выполнении ими физической работы разной степени тяжести.

Таблица I1

Характеристика выполняемой человеком работы и количество выделяемого им при этом тепла

Категория работы	Количество выделяемого тепла, Вт (ккал/ч)	Характеристика работы
Легкая	До 175 (150)	Выполняемая сидя или связанная с ходьбой, но не требующая непрерывного напряжения или поднятия и переноски тяжестей
Средней тяжести	175—290 (150—250)	Связанная с постоянной ходьбой, переноской тяжестей до 10 кг, а также выполняемая стоя
Тяжелая	Более 290 (250)	Требующая непрерывного физического напряжения, передвижения и переноски тяжестей более 10 кг

Выделение тепла происходит в основном с поверхности тела человека путем лучеиспускания, конвекции и испарения Причем скрытое тепло, выделяемое при испарении пота, может составлять 50—60% и более

Кроме физического напряжения теплоотдача человека зависит от теплозащитных свойств одежды, а также от температуры, скорости движения, относительной влажности окружающего воздуха и радиационной температуры помещения, т. е. от метеорологических условий. Поэтому нормальное тепловое самочувствие человека при данном характере работы может быть достигнуто при определенной комбинации внутренних параметров.

В условиях производства на самочувствие человека и на производительность труда влияют факторы, зависящие от технологического процесса и характера выполняемой работы. Эти факторы носят название профессиональных вредных выделений («вредностей»). К профессиональным вредным выделениям относятся избыточное конвективное и лучистое тепло, влага (водяные пары), газы и пары вредных веществ и производственная пыль.

Конвективное тепло передается воздуху помещения от нагретых поверхностей оборудования (печей, горячих ванн), расплавленного металла и т п, вызывая повышение температуры как в рабочей, так и в верхней зоне помещения.

Лучистое тепло поступает от расплавленного металла, нагретых стенок и свода печей, стенок горячих ванн, нагретых отливок и т. п.

Люди, работающие вблизи нагретых поверхностей оборудования или расплавленного металла, подвергаются воздействию теплового облучения. Интенсивность теплового излучения в некоторых случаях может достигать 2800 Вт/м² [2400 ккал/(ч·м²)].

Влага (водяные пары) поступает в воздух производственных помещений при промывке изделий в водяных ваннах, при смачивании изделий, обрабатываемых на металлорежущих станках, и при других технологических процессах с применением воды или водяного пара. Выделение водяных паров может происходить при наличии неплотностей в аппаратуре и в коммуникациях, транспортирующих пар или воду. Большое количество водяных паров может поступать в воздух помещений с открытых поверхностей воды в таких коммунальных и общественных зданиях, как бани, прачечные, плавательные бассейны и т. п Увеличе-

ние влажности в помещениях приводит к ухудшению самочувствия человека.

Газы и пары вредных веществ поступают в воздух производственных помещений при различных технологических процессах, и их количество зависит от особенностей самого процесса производства, применяемого сырья, вида промежуточных и конечных продуктов, наличия неплотностей в производственном оборудовании и соединениях трубопроводов и т. д. Одни вещества, поступая в воздух в виде паров, переходят затем в жидкое или твердое состояние, другие остаются в паро- или газообразном состоянии. Попадая даже в небольших количествах в организм человека через дыхательные пути, кожу и пищеварительный тракт, газы и пары вредных веществ могут вызывать профессиональные отравления. Физиологическое воздействие различных газов и паров зависит от их токсичности и концентрации в воздухе производственных помещений, а также от времени пребывания там людей. Под концентрацией вредных веществ понимается их масса в единице объема воздуха. Концентрацию вредных веществ измеряют в мг на 1 $м^3$ воздуха ($мг/м^3$).

Ниже приводится краткая характеристика газов и паров, наиболее часто встречающихся в воздухе помещений промышленных предприятий.

Окись углерода CO — угарный газ. Окись углерода — газ без запаха и цвета, являющийся продуктом неполного сгорания углерода. В промышленности окись углерода служит составной частью многих газовых примесей. Она может выделяться в цехах металлургических и машиностроительных заводов (доменных, мартеновских, литейных, кузнечных, термических и др.), а также в гаражах, котельных и т. п. Окись углерода вдыхается с воздухом, легко соединяется с гемоглобином крови, связывает его и вызывает кислородное голодание организма. Поскольку окись углерода легче воздуха, она может интенсивно распространяться по помещению.

Сернистый газ SO_2 — бесцветный газ с едким запахом. Образуется при сжигании топлива или продуктов, содержащих серу. Выделяется в кузнечных, термических и литейных цехах от всякого рода нагревательных и сушильных устройств, работающих на углях с примесью серы. Раздражающе действует на слизистые оболочки верхних дыхательных путей и глаз.

Пары растворителей — углеводороды ароматического и жирного ряда. Выделяются при окраске изделий, а также при разбавлении и растворении лаков и красок, обезжиривании изделий, растворении органических веществ. К растворителям относятся бензин, метиловый спирт, ацетон, бензол, толуол, скипидар, уайт-спирит, дихлорэтан и др. Наиболее летучие растворители — толуол и бензин, пары которых оказывают вредное воздействие на различные ткани организма человека, в частности на нервную ткань.

Синильная кислота HCN — бесцветная жидкость с запахом горького миндаля. Пары синильной кислоты выделяются при использовании цианистых солей калия, натрия и аммония. Цианистые соли применяют в термических цехах при цементации поверхности металлов, в гальванических цехах при процессах меднения, цинкования, кадмирования и др. Пары цианистых соединений и синильная кислота вызывают тяжелое отравление.

Марганец Mn — серебристо-белый тяжелый мягкий металл. Марганец и его соединения применяют при производстве марганцевых сплавов, при изготовлении гальванических элементов, при электросварке электродами с качественной обмазкой, содержащей марганец, при про-

изводстве красок и т. д. Пары и пыль марганца, попадая в организм человека, вызывают тяжелые заболевания.

Свинец Pb — голубовато-серый мягкий металл с температурой плавления 327 °С. Интенсивно испаряется при температуре 500 °С. Пары свинца в воздухе быстро окисляются, образуя высокодисперсные аэрозоли окислов свинца. Различные соединения свинца, попадая в организм человека, вызывают болезненные изменения нервной системы, крови, сосудов. Свинец и его соединения применяют на свинцовоплавильных заводах, при производстве аккумуляторов, свинцовых красок в полиграфии, при пайке изделий и т. д.

Ртуть Hg — тяжелый жидкий металл, испаряющийся при комнатной температуре. Ртуть применяют на производстве в чистом виде и в виде различных соединений. Пары ртути выделяются при выплавке ее из руды, при изготовлении приборов с ртутью, в цехах заводов электровакуумной промышленности, на выпрямительных подстанциях, в химических лабораториях, стоматологических кабинетах и др. Вдыхание паров ртути может привести к тяжелому поражению центральной нервной системы.

Пыль представляет собой материальную систему, состоящую из мелких частиц твердого или жидкого вещества, рассеянных в газообразной среде. Такие системы называют аэрозолями. К аэрозолям относятся также туман, возгоны и дым.

Пылями называют аэрозоли, возникающие при процессах механического измельчения — таких, как бурение, дробление, размол, истирание, или механической обработки с одновременным или последующим переходом образующихся частиц во взвешенное состояние. Размеры частиц в пылях больше, чем в дымах, возгонах и туманах.

Возгоны, образующиеся в результате сублимации, горения и конденсации, содержат частицы размерами меньше 1 мкм.

Дым, отличающийся значительной оптической плотностью, образуется в таких же процессах, как и возгоны; размеры частиц в нем могут быть меньше, чем в возгонах.

Туман состоит из частиц жидкого вещества, образующихся при конденсации паров на частицах твердого вещества или при распылении жидкостей.

По происхождению пыль делится на органическую (животного или растительного происхождения), неорганическую (металлическую и минеральную) и смешанную.

Промышленная пыль представляет собой смесь частиц вещества различной структуры. В запыленном воздухе встречаются пылевые частицы размерами 0,1—100 мкм и более крупные. Крупная пыль быстро оседает. Легкая волокнистая иглообразная пыль длительное время находится во взвешенном состоянии и оседает медленно.

В воздухе производственных помещений преобладают пылевые частицы размерами до 10 мкм, причем 40—90% общего их числа имеют размеры менее 2 мкм.

Пыль может поступать в воздух производственных помещений при процессах дробления и размола материала, а также при просеивании и транспортировании сыпучих веществ. Пыль образуется в чугунолитейном производстве при приготовлении формовочных и стержневых смесей, выбивке и очистке литья и т. п. Большое количество пыли образуется при обработке изделий на абразивных, войлочных и матерчатых кругах, на всевозможных механических станках и при других операциях.

Запыленность измеряется массой пыли в единице объема воздуха, мг/м^3, или числом частиц в 1 м^3 воздуха.

Действие пыли на организм человека зависит от ее состава и дисперсности, которая характеризуется размерами пылевых частиц. Дисперсность влияет на глубину проникания пыли в дыхательные пути человека. Наибольшую опасность для организма человека представляет пыль с размерами пылевых частиц менее 10 мкм, так как более крупная пыль задерживается на слизистой оболочке верхних дыхательных путей.

При попадании пыли в легкие человека возникают тяжелые заболевания. Так, попадание в легкие пыли, содержащей двуокись кремния SiO_2, или кварц, может вызвать заболевание силикозом, а попадание асбестовой пыли — заболевание асбестозом.

§ 3. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО И НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий СН 245-71 регламентированы метеорологические условия воздушной среды в рабочей зоне помещений промышленных предприятий и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий, а также расчетные параметры наружного воздуха. Условно в качестве границы между теплым и холодным периодами года принята температура наружного воздуха, равная 10 °С, и для работы вентиляции выделено три периода года:

$t_н$, °С	Период года
>10	теплый (летний)
10	переходный
<10	холодный (зимний)

Микроклимат помещения характеризуется температурой внутреннего воздуха $t_в$, радиационной температурой внутренних поверхностей ограждений t_R, относительной влажностью воздуха $\varphi_в$ и скоростью его движения $v_в$. Сочетание этих параметров, обеспечивающее наилучшее самочувствие и наивысшую работоспособность человека, называют *комфортными условиями*. Особенно важно поддерживать в помещении определенные температурные условия ($t_в$ и t_R). Относительная влажность и скорость движения воздуха обычно имеют незначительные колебания. На рис. I.1 приведены зоны комфортных условий для холодного и теплого периода года при определенных сочетаниях $t_в$ и t_R в жилых помещениях.

Расчетными параметрами воздушной среды в помещении при проектировании вентиляции служат параметры воздуха, определяющие комфортные условия и удовлетворяющие требования технологического процесса. Санитарные нормы СН 245-71 различают *оптимальные* метеорологические условия в помещениях, которые должны быть обеспечены автоматически регулируемыми системами, и *допустимые* метеорологические условия в помещениях, которые должны быть обеспечены системами вентиляции без автоматического регулирования.

Требуемые метеорологические условия в помещениях (*внутренние условия*) должны быть обеспечены в рабочей (обслуживаемой) зоне помещения или на постоянных рабочих местах. За рабочую зону принимают пространство высотой 2 м от уровня пола или площадки, на которых находятся рабочие места.

Расчетные параметры — температуру, относительную влажность и скорость движения воздуха — выбирают в зависимости от категории работы (легкая, средней тяжести и тяжелая) и избытков явного тепла (от оборудования, нагретых материалов, солнечной радиации и лю-

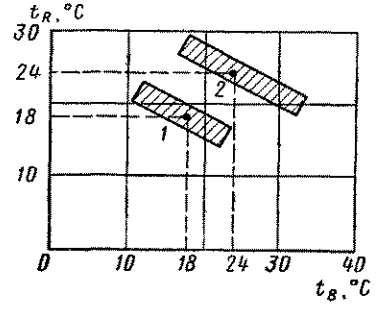


Рис. I 1. Зоны комфортных условий в жилых помещениях

1 — для холодного периода года, *2* — для теплого периода года

дей). Различают помещения, характеризуемые незначительными удельными избытками явного тепла, — 23 Вт/м³ [20 ккал/(ч·м³)] и менее, и помещения со значительными удельными избытками явного тепла — более 23 Вт/м³ [20 ккал/(ч·м³)].

Наиболее высокую температуру внутреннего воздуха для теплого периода года, как правило, принимают равной 28° С. Если расчетная температура наружного воздуха в теплый период года превышает 25° С, допускается при указанных в нормах значениях относительной влажности повышение температуры воздуха внутри помещения с удельными избытками явного тепла не более 23 Вт/м³ [20 ккал/(ч·м³)] на 3° С, но не выше 31° С, внутри помещения с удельными избытками явного тепла более 23 Вт/м³ [20 ккал/(ч·м³)] на 5° С, но не выше 33° С; внутри помещения, в котором по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры и относительной влажности воздуха, независимо от удельных избытков явного тепла, на 2° С, но не выше 30° С.

Расчетные оптимальные значения относительной влажности принимают в пределах 60—30%, причем бóльшие значения соответствуют меньшим температурам. Допустимая относительная влажность для холодного периода года не должна превышать 75%, а для теплого периода года принимается в зависимости от температуры внутреннего воздуха. Расчетную скорость движения воздуха в рабочей зоне на постоянных рабочих местах для холодного периода года принимают в пределах 0,2—0,3 м/с (оптимальная) и 0,3—0,5 м/с (допустимая), а для теплого периода года — соответственно 0,2—0,7 м/с и 0,3—1 м/с.

Для переходного периода года берут расчетные внутренние условия, принятые для холодного периода года.

Кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих необходимые внутренние условия, при проектировании во многих случаях следует учитывать требование обеспеченности заданных внутренних условий Оно выражается коэффициентом обеспеченности $K_{об}$, который устанавливает необходимое число случаев ($K_{обn}$) или необходимую продолжительность ($K_{об\ \Delta z}$) отсутствия отклонений условий от расчетных Значения коэффициента обеспеченности задают в зависимости от уровня требований к поддержанию заданных метеорологических условий в помещениях различного назначения.

Требование обеспеченности заданных условий учитывают при назначении характеристик наружного воздуха, необходимых для расчета теплового режима помещения и выбора производительности и энергетической мощности систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Подробно вопросы обеспеченности рассмотрены в курсе «Строительная теплофизика».

В действующих нормах расчетные характеристики тепловлажностного состояния наружного воздуха даются для трех категорий параметров климата: А, Б и В. Параметры климата категории В соответствуют экстремальным значениям температуры и энтальпии воздуха, категории А — некоторым средним значениям, категории Б являются промежуточными между параметрами климата категорий А и В В табл I 2 пока-

зана связь принятых в СНиП категорий параметров климата с четырьмя уровнями требований к внутренним условиям и соответствующими им значениями $K_{об}$.

Таблица 1.2

Связь нормативных категорий параметров климата с коэффициентом обеспеченности $K_{об}$

Уровень требований к внутренним условиям	$K_{обn}$ (по числу случаев n)	$K_{об\,\Delta z}$ (по продолжительности Δz)	Продолжительность отклонений условий от расчетных, ч	Категория параметров климата по СНиП
Повышенный (П)	~1	~1	~ 0	В
Высокий (В)	0,9	0,98	~ 50	Б
Средний (С)	0,7	0,92	~200	—
Низкий (Н)	0,5	0,8	~400	А

При проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха нормами рекомендуется принимать различные расчетные характеристики наружного воздуха. Например, общеобменную вентиляцию рекомендуется рассчитывать по параметрам климата категории А. Если она связана с компенсацией местных отсосов и технологической вытяжки, то необходимо принимать параметры климата категории Б. Системы кондиционирования воздуха и воздушного душирования, как правило, рассчитывают по параметрам климата категории Б и только при обоснованных технологических требованиях по параметрам климата категории В (см. § 36).

В санитарных нормах СН 245-71 помимо необходимых метеорологических условий в помещениях указаны основные требования, предъявляемые к отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха, а также к зданиям и сооружениям. Нормами предусмотрены также предельно допустимые концентрации вредных газов, паров и пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений и атмосферном воздухе промышленных площадок и населенных пунктов. Под предельно допустимой концентрацией (ПДК) подразумевается содержание в воздухе такого количества вредных веществ, которое при ежедневном воздействии в течение неограниченного времени на человека не вызывает в его организме каких-либо патологических изменений или заболеваний.

Глава II
КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 4. ВИДЫ ВЕНТИЛЯЦИИ. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Основная цель вентиляции — поддержание допустимых параметров воздуха в помещении — может быть достигнута различными путями. Например, для обычного помещения с избытками тепла поддержание необходимых условий можно осуществить и естественным проветриванием (аэрацией), и организацией в помещении воздухообмена с помощью вентиляторов, и подачей в помещение специально обработанного (охлажденного) воздуха. Способы подачи и удаления воздуха весьма разнообразны.

При выборе системы вентиляции в первую очередь должны учитываться санитарно-гигиенические и технологические требования, а также экономические факторы. При проектировании вентиляции традиционно предпочтение отдается наиболее простым из обеспечивающих заданные условия способам. При этом следует стремиться уменьшать производительность систем, принимая целесообразные конструктивно-планировочные решения здания, внедряя технологические процессы с минимумом вредных выделений, устраивая укрытия мест образования вредных выделений. Наиболее целесообразная система вентиляции выбирается при участии специалистов разных профилей — сантехников, строителей и технологов.

Вентиляционная система — это совокупность устройств для обработки, транспортирования, подачи и удаления воздуха.

По назначению системы вентиляции подразделяются на приточные и вытяжные, обеспечивающие либо общеобменную, либо местную вентиляцию. *Приточные системы* — это системы, подающие воздух в помещение. Системы, удаляющие загрязненный воздух из помещения, называются *вытяжными*. Если вентилируется все помещение или его рабочая зона при наличии рассредоточенных источников вредных выделений, то вентиляция называется *общеобменной*. Удаление воздуха непосредственно от оборудования — источника вредных выделений — или подача воздуха в какую-либо определенную часть помещения носит название *местной вентиляции*. Местная вытяжная вентиляция может быть эффективнее общеобменной, так как удаляет вредные выделения от мест их образования и с большей концентрацией.

По способу побуждения движения воздуха системы вентиляции подразделяются на *системы с механическим побуждением* (с применением вентиляторов, эжекторов и пр.) и *системы с естественным побуждением* (с использованием естественных сил — воздействия ветра и гравитации). При этом вентиляция помещения может осуществляться через разветвленную сеть каналов (воздуховодов) — *канальные системы вентиляции* или через проемы в наружных ограждениях — *бесканальная вентиляция*.

В табл. II.1 приведена общая сводка вариантов систем вентиляции.

Перечисленные в табл. II.1 варианты систем вентиляции (за исключением III, VII, XIV и XVI) могут применяться в следующих случаях:

I — *приточная общеобменная канальная с механическим побужде-*

Таблица II.1

Варианты систем вентиляции

Классификация систем по способу побуждения движения воздуха и конструктивным особенностям	Варианты систем, классифицируемых по назначению			
	приточных		вытяжных	
	при общеобменной вентиляции	при местной вентиляции	при общеобменной вентиляции	при местной вентиляции
С механическим побуждением:				
канальная	I	V	IX	XIII
бесканальная	II	VI	X	XIV*
С естественным побуждением:				
канальная	III*	VII*	XI	XV
бесканальная	IV	VIII	XII	XVI*

* Варианты систем вентиляции, не получившие у нас широкого распространения: III и VII применяют в районах с тропическим климатом, XIV и XVI — в некоторых технологических аппаратах.

нием — в промышленных зданиях, в больших помещениях общественных зданий (зрительные, торговые и обеденные залы, кухни предприятий общественного питания и т. д.). Возможна раздача воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения (рис. II.1, *а*) и сосредоточенная подача воздуха в помещение одной или несколькими струями (рис. II.1, *б*) В этой системе для экономии тепла в зимнее время используют *рециркуляцию внутреннего воздуха* (рис. II.1, *в*). Выбор системы прямоточной или с рециркуляцией внутреннего воздуха определяется санитарно-гигиеническими и технологическими требованиями;

II — *приточная общеобменная бесканальная с механическим побуждением* — в производственных помещениях с небольшим количеством работающих при отсутствии постоянных рабочих мест, для периодического проветривания помещений с избытками тепла, в качестве дополнительной системы, работающей в летний период либо в зимний период с подогревом или рециркуляцией воздуха, а также во вспомогательных помещениях промышленных зданий;

IV — *приточная общеобменная бесканальная с естественным побуждением* (аэрационный приток) — в промышленных зданиях со значительными избытками тепла, в помещениях жилых и общественных зданий в летних условиях и т. д. Приток осуществляется через открытые окна или специальные аэрационные отверстия. Движение воздуха обусловливается разностью давления снаружи и внутри здания, возникающей под действием ветра и гравитационных сил;

V — *приточная местная канальная с механическим побуждением* — в производственных помещениях. Такая система позволяет создавать требуемые санитарными нормами условия на рабочем месте (душирование рабочих мест) или в какой-либо определенной части помещения (создание оазисов). При этом в цехе в целом условия могут быть любыми. Воздух, подаваемый такой системой, как правило, подвергается предварительной обработке (нагреванию или охлаждению, увлажнению, очистке от пыли);

VI — *приточная местная бесканальная с механическим побуждением* — для душирования рабочих мест в производственных помеще-

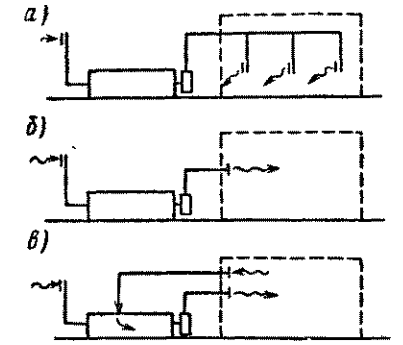


Рис. II.1. Схемы приточных систем общеобменной канальной вентиляции с механическим побуждением движения воздуха

а — прямоточной с раздачей воздуха в рабочей зоне помещения; *б* — прямоточной с сосредоточенной подачей воздуха; *в* — с рециркуляцией внутреннего воздуха

ниях. Установки этого варианта вентиляции, работающие на рециркуляционном воздухе с некоторой его обработкой (увлажнением), могут быть передвижными (рис. II.2);

VIII — *приточная местная бесканальная с естественным побуждением* (аэрационный приток как и в варианте IV, но в отличие от него отверстия в наружных ограждениях открываются так, что струя наружного воздуха своей активной частью захватывает рабочие места) — в зданиях, находящихся в районах с жарким климатом (для средней климатической полосы — лишь в летний период);

IX — *вытяжная общеобменная канальная с механическим побуждением* — в тех же случаях, что и система варианта I (наиболее распространенный вид вытяжной вентиляции). Вытяжка может устраиваться из рабочей или верхней зоны помещения, из нескольких объединенных одной системой помещений здания;

X — *вытяжная общеобменная бесканальная с механическим побуждением* (вентилятор устанавливается в проеме наружного ограждения) — в основном в производственных помещениях для периодического проветривания или для увеличения вытяжки в летнее время. По этому же принципу устроены аварийные системы вентиляции для усиленного проветривания помещений в случае аварийного поступления в них вредных выделений;

XI — *вытяжная общеобменная канальная с естественным побуждением* — в жилых и административных зданиях (рис. II.3, *а*) и производственных помещениях (рис. II.3, *б*). Движение воздуха в этой системе происходит вследствие различной плотности воздуха снаружи и внутри помещения. Иногда вытяжную шахту системы снабжают дефлектором — устройством, использующим действие ветра для перемещения воздуха по системе;

XII — *вытяжная общеобменная бесканальная с естественным побуждением* (аэрационная вытяжка) — в производственных помещениях. Удаление воздуха происходит либо через специальные отверстия в верхней части вертикальных наружных ограждений, либо через открывающиеся створки фонарей;

XIII — *вытяжная местная канальная с механическим побуждением* — в промышленных зданиях (наиболее эффективный вид вытяжной вентиляции). При применении этой системы вредные выделения удаляются из помещения непосредственно от мест их образования. Перед выбросом в атмосферу удаляемый воздух должен подвергаться очистке. Иногда эту систему используют для транспортирования отходов и материалов — пневматического транспорта;

XV — *вытяжная местная канальная с естественным побуждением* — для удаления нагретого загрязненного воздуха от различных технологических печей, оборудования и т. п.

Наличие различных конструктивных решений для систем вентиляции позволяет выбирать для каждого случая наиболее оптимальную си-

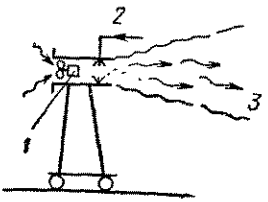


Рис. II 2 Схема приточной установки местной бесканальной вентиляции с механическим побуждением движения воздуха

1 — осевой вентилитор с электродвигателем; *2* — подача воды; *3* — поток воздуха к рабочему месту

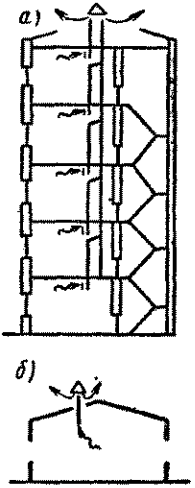


Рис. II.3. Схемы вытяжных систем общеобменной канальной вентиляции с естественным побуждением движения воздуха

а — для многоэтажных жилых и административных зданий; *б* — для промышленных зданий

стему. При этом возможны сочетания нескольких вариантов систем вентиляции. Например, приток с естественным побуждением, вытяжка с механическим побуждением; приток и вытяжка с естественным побуждением и т. д.

§ 5. ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ. ТРИ ЗАДАЧИ ВОЗДУШНОГО РЕЖИМА

Процессы перемещения воздуха внутри помещений, движения его через ограждения и отверстия в ограждениях, по каналам и воздуховодам, обтекания здания потоком воздуха и взаимодействия здания с окружающей воздушной средой объединяются общим понятием *воздушный режим здания*. В отоплении рассматривается тепловой режим здания. Эти два режима, а также влажностный режим тесно связаны между собой. Аналогично тепловому режиму при рассмотрении воздушного режима здания различают три задачи: внутреннюю, краевую и внешнюю.

К *внутренней задаче* воздушного режима относятся следующие вопросы:

а) расчет требуемого воздухообмена в помещении (определение количества поступающих в помещения вредных выделений, выбор производительности систем местной и общеобменной вентиляции);

б) определение параметров внутреннего воздуха (температуры, влажности, скорости движения и содержания вредных веществ) и распределения их по объему помещений при различных вариантах подачи и удаления воздуха. Выбор оптимальных вариантов подачи и удаления воздуха;

в) определение параметров воздуха (температуры и скорости движения) в струйных течениях, создаваемых приточной вентиляцией;

г) расчет количества вредных выделений, выбивающихся из-под укрытий местных отсосов (диффузия вредных выделений в потоке воздуха и в помещениях);

д) создание нормальных условий на рабочих местах (душирование) или в отдельных частях помещений (оазисы) путем подбора параметров подаваемого приточного воздуха.

Краевая задача воздушного режима объединяет следующие вопросы:

а) определение количества воздуха, проходящего через наружные (инфильтрация и эксфильтрация) и внутренние (перетекание) ограждения. Инфильтрация приводит к увеличению теплопотерь помещений. Наибольшая инфильтрация наблюдается в нижних этажах многоэтажных зданий и в высоких производственных помещениях. Неорганизованное перетекание воздуха между помещениями приводит к загрязнению чистых помещений и распространению по зданию неприятных запахов;

б) расчет площадей отверстий для аэрации;

в) расчет размеров каналов, воздуховодов, шахт и других элементов систем вентиляции;

г) выбор способа обработки воздуха — придание ему определенных «кондиций»: для притока — это нагрев (охлаждение), увлажнение (осушка), очистка от пыли, озонирование; для вытяжки — это очистка от пыли и вредных газов;

д) разработка мероприятий по защите помещений от врывания холодного наружного воздуха через открытые проемы (наружные двери, ворота, технологические отверстия). Для защиты обычно применяют воздушные и воздушно-тепловые завесы.

Внешняя задача воздушного режима включает следующие вопросы:

а) определение давления, создаваемого ветром, на здание и отдельные его элементы (например, дефлектор, фонарь, фасады и т. д.);

б) расчет максимально возможного количества выбросов, не приводящего к загрязнению территории промышленных предприятий; определение проветриваемости пространства вблизи здания и между отдельными зданиями на промышленной площадке;

в) выбор мест расположения воздухозаборов и вытяжных шахт вентиляционных систем;

г) расчет и прогнозирование загрязнения атмосферы вредными выбросами; проверка достаточности степени очистки выбрасываемого загрязненного воздуха.

Глава III

СВОЙСТВА ВОЗДУХА И ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО СОСТОЯНИЯ

В результате бытовых и технологических процессов в воздух помещений поступают вредные выделения («вредности»). Вредностями в вентиляционной технике собирательно называется избыточное количество в помещении тепла, влаги, газов, паров и пыли, носителем которых (за исключением лучистого тепла) является воздух. Таким образом, воздух — это основная рабочая среда процесса вентиляции.

§ 6. СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Свойства воздуха определяются его тепловлажностным состоянием, газовым составом и содержанием вредных газов, паров и пыли.

Окружающий нас атмосферный воздух является смесью газов. Он практически всегда бывает влажным. Водяные пары в отличие от других составляющих смеси могут находиться в воздухе как в перегретом, так и в насыщенном состоянии. Сухая часть влажного воздуха обычно содержит 78% по объему азота, около 21% кислорода, около 0,03% углекислоты, незначительное количество инертных газов (аргон, неон, гелий, ксенон, криптон), водорода, озона и др.

Согласно закону Дальтона каждый газ в смеси, занимая весь объем, имеет свое парциальное давление p_i, а сумма этих давлений равна полному барометрическому давлению B смеси:

$$B = \Sigma p_i. \tag{III.1}$$

В системе СИ давление измеряется в паскалях (Па), в системе МКГСС — в кгс/м² или в мм рт. ст.

Отдельный газ в объеме смеси V, м³, имеет температуру смеси T, К, и находится под своим парциальным давлением p_i, Па. Характеристическое уравнение Клапейрона для 1 кг массы произвольного i-го газа в смеси имеет вид

$$p_i = \frac{m_i RT}{M_i V} = \nu_i \frac{RT}{V}, \tag{III.2}$$

где m_i — масса i-го газа, кг; R — универсальная газовая постоянная; M_i — молярная масса газа, кг/моль; ν_i — количество молей газа в смеси.

Универсальная газовая постоянная в системе СИ $R=8{,}314\times$ $\times 10^3$ Дж/(моль·К). В системе МКГСС при измерении давления в кгс/м² $R=848$ кгс·м/(моль·°С) или при измерении давления в мм рт. ст. $R=62{,}37$ мм рт. ст. м³/(моль·°С).

При расчете вентиляции влажный воздух удобно рассматривать как бинарную смесь (смесь двух газов), состоящую из водяных паров (газа с молярной массой $M_п=18$ кг/моль) и сухого воздуха (условного однородного газа с молярной массой $M_{с.в}=29$ кг/моль). Барометрическое давление B в этом случае равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с.в}$ и водяного пара $p_п$:

$$B = p_{с.в} + p_п. \tag{III.3}$$

Уравнение состояния удобно записать, пользуясь понятиями плотности сухого воздуха и водяного пара ρ_i, кг/м³, и их газовой постоянной R_i, Дж/(кг·К) [кгс·м/(кг·°С)]:

$$\rho_i = \frac{m_i}{V}; \; R_i = \frac{R}{M_i}. \tag{III.4}$$

Для сухого воздуха плотность $\rho_{с.в}$, кг/м³, согласно уравнениям (III.2) и (III.4), равна:

$$\rho_{с.в} = \frac{m_{с.в}}{V} = \frac{p_{с.в}}{R}\frac{M_{с.в}}{T}. \tag{III.5}$$

Величина $\rho_{с.в}$ при атмосферном давлении (одна физическая атмосфера равна 101 325 Па, или 760 мм рт. ст., или 10 333 кгс/м²), когда $p_{с.в}=B$, составляет

$$\rho_{с.в} = \frac{BM_{с.в}}{RT} = \frac{101\,325 \cdot 29}{8{,}314 \cdot 10^3 T} \approx \frac{353}{T}. \tag{III.6}$$

При стандартных условиях, за которые в вентиляционной технике приняты давление в одну физическую атмосферу и температура в 20 °С (293 К), плотность $\rho_{с.в}$ равна 1,2 кг/м³.

При другом давлении $p_{с.в}$, Па, и температуре T, К, плотность сухого воздуха

$$\rho_{с.в} = 1{,}2\,\frac{293}{T}\,\frac{p_{с.в}}{101\,325} \approx 0{,}35\cdot 10^{-2}\,\frac{p_{с.в}}{T}, \qquad (III.7)$$

или, если давление измеряется в мм рт. ст.,

$$\rho_{с.в} = 1{,}2\,\frac{293}{T}\,\frac{p_{с.в}}{760} = 0{,}46\,\frac{p_{с.в}}{T}. \qquad (III.7')$$

Плотность водяного пара в воздухе $\rho_п$, кг/м³, по аналогии с выводом формулы (III.6) при атмосферном давлении равна:

$$\rho_п \approx \frac{219}{T}. \qquad (III.8)$$

Эта величина так же, как и $\rho_{с.в}$ в формуле (III.7), изменяется прямо пропорционально давлению $p_п$, под которым находится водяной пар, и обратно пропорционально температуре T.

Плотность влажного воздуха $\rho_в$ может быть определена как плотность сухого воздуха и водяного пара, находящихся в смеси под своими парциальными давлениями $p_{с.в}+p_п=B$:

$$\rho_в = \frac{p_{с.в}M_{с.в}}{RT} + \frac{p_п M_п}{RT} = \frac{BM_{с.в}}{RT} - \frac{p_п}{RT}(M_{с.в} - M_п) = \rho_{с.в} - \frac{p_п}{RT}(M_{с.в} - M_п). \qquad (III.9)$$

При измерении давления в Па плотность влажного воздуха $\rho_в$ равна:

$$\rho_в = \frac{353}{T} - \frac{1{,}32\cdot 10^{-3}\,p_п}{T}, \qquad (III.10)$$

а при измерении давления в мм рт. ст.

$$\rho_в = \frac{353}{T} - \frac{0{,}176\,p_п}{T}. \qquad (III.10')$$

Из формулы (III.9) следует важный вывод о том, что *плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха.*

При обычных условиях в помещении, когда давление водяного пара равно приблизительно 15 мм рт. ст., доля второго члена в формуле (III.9), учитывающего разницу плотности влажного и сухого воздуха, при прочих равных условиях составит всего 0,75% величины $\rho_{с.в}$. Поэтому в инженерных расчетах в тех случаях, когда качественное различие плотностей сухого и влажного воздуха не имеет значения, обычно считают, что $\rho_в \approx \rho_{с.в}$.

При изменении свойств воздуха в вентиляционном процессе количество его сухой части остается неизменным, поэтому принято все показатели тепловлажностного состояния воздуха относить *к 1 кг сухой части влажного воздуха.*

Влажность воздуха характеризуется массой содержащегося в нем водяного пара. Массу водяного пара в килограммах, приходящегося

на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют *влагосодержанием* воздуха d', кг/кг. Величина d' равна:

$$d' = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с в}}} = \frac{R_{\text{с в}} p_{\text{п}}}{R_{\text{п}} p_{\text{с в}}} = \frac{M_{\text{п}} p_{\text{п}}}{M_{\text{с в}} p_{\text{с в}}} = 0{,}623 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}. \quad \text{(III.11)}$$

Значение d' обычно является малой дробью, поэтому в расчетах удобнее выражать влагосодержание d в граммах влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха; тогда формула (III.11) приобретает вид:

$$d = 1000\, d' = 623 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}. \quad \text{(III.12)}$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальное значение при заданной температуре строго определено полным насыщением воздуха водяными парами. В связи с этим для характеристики степени увлажненности воздуха удобно пользоваться показателем *относительной влажности воздуха* φ. Величина φ равна отношению парциального давления $p_{\text{п}}$ водяного пара в ненасыщенном влажном воздухе к парциальному давлению $p_{\text{н п}}$ водяного пара в насыщенном влажном воздухе при одной и той же температуре:

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н п}}}. \quad \text{(III.13)}$$

Величина φ показывает в процентах или в долях единицы степень насыщенности воздуха водяными парами по отношению к состоянию полного насыщения.

При относительной влажности 100% воздух полностью насыщен водяными парами, и его называют *насыщенным влажным воздухом*. Водяные пары в этом случае находятся в насыщенном состоянии. При $\varphi < 100\%$ воздух содержит водяные пары в перегретом состоянии, и его называют *ненасыщенным влажным воздухом*.

Давление водяного пара, находящегося в насыщенном состоянии, зависит только от температуры. Его значение определяют экспериментальным путем и приводят в специальных таблицах. Имеется ряд формул, аппроксимирующих зависимость $p_{\text{н п}}$, Па или мм рт. ст, от t, °С. Например, для области положительных температур ее можно приблизительно выразить в Па:

$$p_{\text{н п}} = 479 + (11{,}52 + 1{,}62\, t)^2 \quad \text{(III.14)}$$

или в мм рт. ст.:

$$p_{\text{н п}} = 3{,}58 + (1 + 0{,}14\, t)^2. \quad \text{(III.14')}$$

Пользуясь понятием относительной влажности воздуха φ, влагосодержание воздуха [формула (III.12)] можно определить как

$$d = 623 \frac{\varphi p_{\text{н п}}}{B - \varphi p_{\text{н п}}}. \quad \text{(III.15)}$$

Теплоемкость сухого воздуха $c_{\text{с в}}$ *и теплоемкость водяного пара* $c_{\text{п}}$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными:

$c_{\text{с в}} = 1{,}005$ кДж/(кг·К); $c_{\text{п}} = 1{,}8$ кДж/(кг К) (система СИ);

$c_{\text{с в}} = 0{,}24$ ккал/(кг·°С); $c_{\text{п}} = 0{,}43$ ккал/(кг·°С) (система МКГСС).

Здесь и далее теплоемкость и энтальпия рассматриваются как удельные тепловые величины.

Энтальпию сухого воздуха $I_{с\,в}$ при $t=0$ °С принимают равной нулю, и тогда энтальпия $I_{с\,в}$ при произвольной температуре t равна:

$$I_{с.в} = c_{с\,в}\, t. \qquad \text{(III.16)}$$

Удельная теплота парообразования для воды при $t=0$ °С равна $l=2500$ кДж/кг, или 597,3 ккал/кг, и энтальпия пара $I_п$ во влажном воздухе при этой температуре равна l.

Энтальпия водяного пара в воздухе $I_п$, кДж/кг или ккал/кг, при произвольной температуре t составляет:

$$I_п = 2500 + 1{,}8\,t \qquad \text{(III.17)}$$

или

$$I_п = 597{,}3 + 0{,}43\,t. \qquad \text{(III.17')}$$

Энтальпия влажного воздуха I складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяного пара. Энтальпия I, отнесенная к 1 кг сухой части влажного воздуха, кДж/кг или ккал/кг, при произвольной температуре t и влагосодержании d равна:

$$I = 1{,}005\,t + (2500 + 1{,}8\,t)\,d/1000 \qquad \text{(III.18)}$$

или

$$I = 0{,}24\,t + (597{,}3 + 0{,}43\,t)\,d/1000. \qquad \text{(III.18')}$$

Если ввести характеристику *теплоемкости влажного воздуха,* кДж/(кг·К) или ккал/(кг·°С), равную:

$$c_в = 1{,}005 + 1{,}8\,d/1000 \qquad \text{(III.19)}$$

или

$$c_в = 0{,}24 + 0{,}43\,d/1000, \qquad \text{(III.19')}$$

тогда

$$I = c_в\, t + ld/1000. \qquad \text{(III.20)}$$

Если в результате конвективного теплообмена воздуху передается *явное тепло,* то он нагревается — его температура повышается. Энтальпия воздуха изменяется в результате изменения его температуры. При поступлении в воздух водяных паров с той же температурой (при подаче пара от внешних источников) ему передается в основном *скрытое тепло* парообразования. Энтальпия воздуха при этом также возрастает, но в результате изменения энтальпии водяного пара, находящегося в воздухе. Температура воздуха при этом остается неизменной.

Кроме характеристик тепловлажностного состояния, свойства воздуха, как было сказано ранее, определяются содержанием в нем газов и паров вредных веществ. Содержание этих вредных веществ в миллиграммах обычно относят к 1 м³ воздуха. Их концентрацию обозначают буквой C с индексом, указывающим наименование вещества, и выражают в мг/м³.

Содержание пыли в воздухе обычно оценивают в мг/м³ или в г/кг.

При расчете современных вентиляционных систем важно также знать содержание в воздухе пахнущих веществ, степень его озонирования, содержание в нем отрицательно заряженных легких ионов кислорода и пр. Освещение этих вопросов дается в специальной литературе.

§ 7. *I—d*-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

На основе уравнений (III.12), (III.15) и (III.18′) проф. Л. К. Рамзиным в 1918 г. была составлена так называемая *I—d*-диаграмма, широко используемая в расчетах вентиляции, кондиционирования воздуха, осушки и других процессов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В *I—d*-диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха: I, d, t, φ, $p_п$.

Диаграмма *I—d* приведена на рис. III.1, *а*, *б*. Она построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает диаграмму удобной для графических построений.

По оси ординат диаграммы (рис. III.1, *а*) отложены значения энтальпии I, кДж/кг сухой части влажного воздуха, по оси абсцисс, направленной под углом 135° к оси I, отложены значения влагосодержания d, г/кг сухой части влажного воздуха. Поле диаграммы разбито линиями постоянных значений энтальпии I=const и влагосодержания d= =const. На него нанесены также линии постоянных значений температуры t=const, положение которых может быть определено следующим образом.

Какая-либо точка 1, лежащая на изотерме t_1=const, соответствует энтальпии I_1, значение которой графически на *I—d*-диаграмме равно сумме трех отрезков (см. рис. III.2). Размеры отрезков определяются уравнением (III.18), которое можно после преобразования записать в виде

$$I_1 = 2{,}5\,d_1 + 1{,}005\,t_1 + 1{,}8\cdot 10^{-3} t_1 d_1. \qquad \text{(III.21)}$$

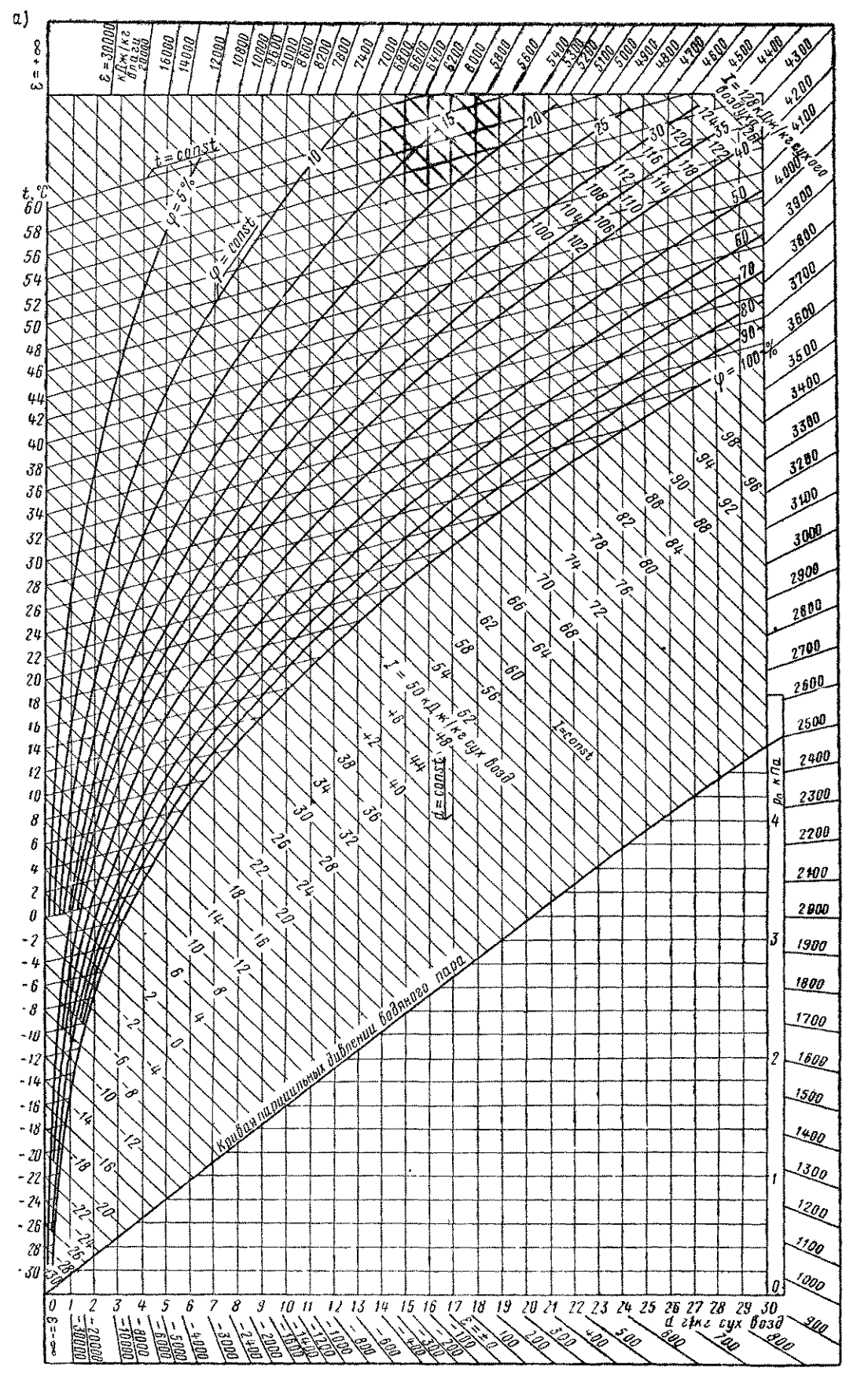
Из уравнения (III.21) и схемы рис. III.2 можно сделать вывод, что в *I—d*-диаграмме изотермы не параллельны между собой и чем выше температура влажного воздуха, тем больше отклоняются вверх его изотермы.

В нижней части *I—d*-диаграммы на рис. III.1, *а* расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Она связывает в соответствии с выражением (III.12) влагосодержание d, г/кг, с упругостью водяного пара $p_п$, кПа. Ось ординат этого графика является шкалой парциального давления водяного пара $p_п$.

Кроме линий постоянных значений I, d и t, на поле диаграммы нанесены линии постоянных значений относительной влажности воздуха φ=const. Для их построения прежде всего строится кривая, соответствующая φ=100%. Зависимость давления водяного пара в насыщенном состоянии от температуры определена экспериментально и приводится в специальных таблицах термодинамического состояния влажного воздуха, составленных М. П. Вукаловичем. Пользуясь этими таблицами, формулой (III.12) или кривой $p_п$ (d), можно найти положение точек, соответствующих состоянию полного насыщения воздуха водяными парами. Геометрическое место этих точек дает положение кривой φ=100% на поле *I—d*-диаграммы. Зависимость (III.15) позволяет определить относительно линии φ=100% положение остальных линий φ=const, соответствующих другим значениям относительной влажности воздуха.

Если положение изотерм (t=const) и изоэнтальпий (I=const) в *I—d*-диаграмме практически не зависит от барометрического давления B, то положение кривых φ=const меняется с изменением давления B. Диаграмма *I—d*, приведенная на рис. III.1, *а*, построена для стандартного барометрического давления B, равного 101, 325 кПа (одна физическая атмосфера).

а)



t, °C
t = const
φ = 5%
φ = const
φ = 100%
I = 50 кДж/кг сух возд
I = const
d = const
Кривая парциальных давлений водяного пара
d г/кг сух возд

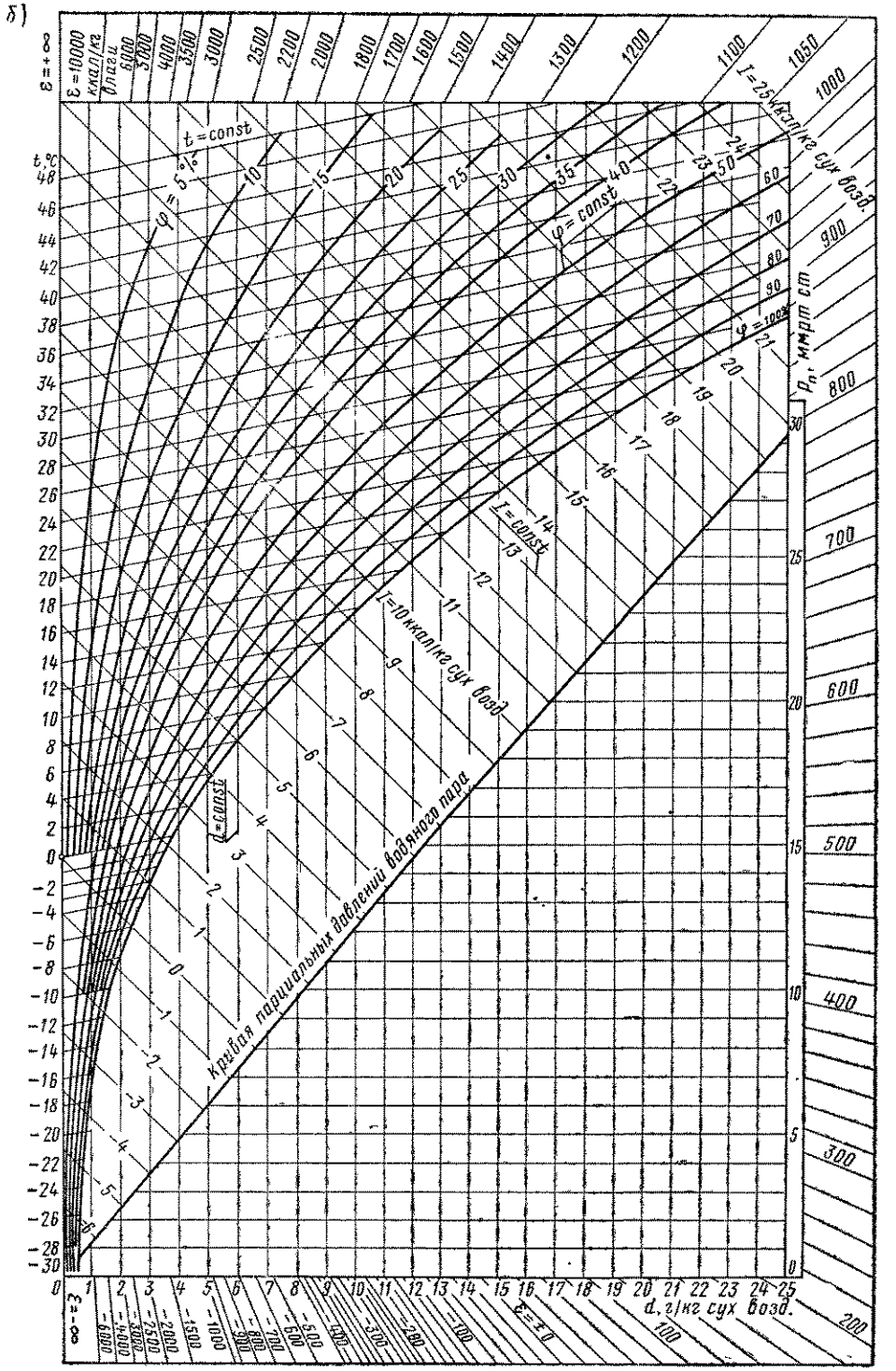


Рис. III 1 *I — d*-диаграмма влажного воздуха

а — в единицах системы СИ (построена для барометрического давления 101, 325 кПа), *б* — в единицах системы МКГСС (построена для барометрического давления 760 мм рт ст)

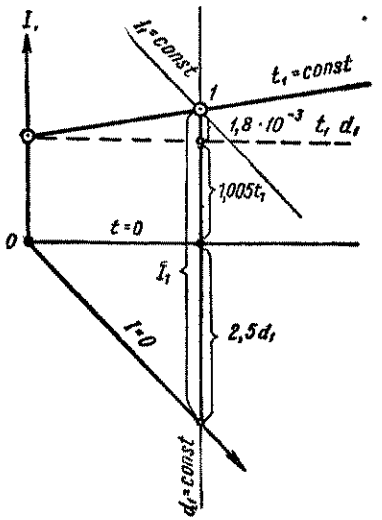


Рис III 2 Графическое изображение энтальпии, которой соответствует точка 1, и построение линии t_1=const на I—d-диаграмме

Изменение относительной влажности с изменением давления можно проследить, пользуясь формулой (III.15), которую запишем в виде

$$d = 623\,\frac{(\varphi/B)\,p_{\text{н п}}}{1-(\varphi/B)\,p_{\text{н п}}}. \qquad \text{(III.22)}$$

Значение $p_{\text{н.п}}$, как было сказано, зависит только от температуры, поэтому если при постоянных I и d изменять давление B, то относительная влажность φ будет изменяться прямо пропорционально B. Таким образом, при изменении давления отношение φ/B остается постоянным. Это положение позволяет использовать I—d-диаграмму, построенную для одного давления B, например в 101,325 кПа (рис. III.1, a), при другом барометрическом давлении B_1. Значения φ_1, которым при этом будут соответствовать линии φ=const, определятся условием

$$\frac{\varphi_1}{B_1} = \frac{\varphi}{B}. \qquad \text{(III.23)}$$

Поле I—d-диаграммы разделено линией φ=100% на две части. Выше этой линии расположена область ненасыщенного влажного воздуха. Линия φ=100% соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже этой линии — область перенасыщенного воздуха (воздуха в метастабильном состоянии, область тумана), которая используется при расчете воздушного холодильного цикла (в турбодетандере) и при применении воздуха в области тумана.

Каждая точка в поле диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти (I, d, t, φ, $p_{\text{п}}$) параметров состояния. Остальные три могут быть определены по I—d-диаграмме как производные. Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагреве, охлаждении, увлажнении, осушке, смешении и сочетании этих процессов в произвольной последовательности.

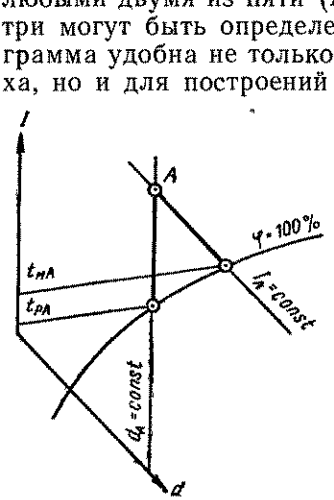


Рис III 3 Определение по I—d-диаграмме температуры мокрого термометра $t_{мA}$ и температуры точки росы t_{pA} воздуха, состоянию которого соответствует точка A

Пользуясь I—d-диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы воздуха $t_{\text{р}}$ и температуру мокрого термометра воздуха $t_{\text{м}}$.

Температура точки росы $t_р$ равна температуре насыщенного водяными парами воздуха при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно на *I—d*-диаграмме от точки, соответствующей данному состоянию воздуха, опуститься по линии $d=\text{const}$ до пересечения с линией $\varphi=100\%$. Проходящая через точку пересечения линия $t=\text{const}$ будет соответствовать значению $t_р$.

Температура мокрого термометра равна температуре насыщенного водяными парами воздуха при данной энтальпии. В *I—d*-диаграмме температуре $t_м$ соответствует линия $t=\text{const}$, проходящая через точку пересечения линии $I=\text{const}$ заданного состояния воздуха с линией $\varphi=100\%$.

На рис. III.3 приведены построения для определения температур $t_р$ и $t_м$ воздуха, состоянию которого соответствует точка *A*.

§ 8 ИЗОБРАЖЕНИЕ В *I—d*-ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

В вентиляционном процессе происходят изменения тепловлажностного состояния воздуха, которые удобно прослеживать и рассчитывать с помощью *I—d*-диаграммы. Нанесем на *I—d*-диаграмму (рис. III.4) точку *1*, соответствующую начальному состоянию воздуха, и точку *2*, соответствующую его измененному состоянию. Линия, соединяющая эти две точки, характеризует процесс изменения состояния воздуха.

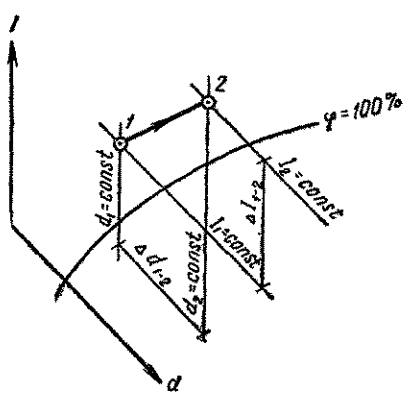


Рис III 4 К определению направления луча процесса изменения состояния воздуха в *I — d*-диаграмме

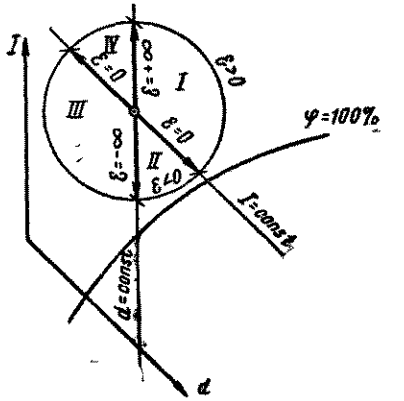


Рис III 5. Характерные области значений показателя направления луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха — углового коэффициента ε (*I* и *III* — $\varepsilon>0$; *II* и *IV* — $\varepsilon<0$)

При изображении элементарных процессов нагрева, охлаждения, увлажнения и т. д. точки, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, соединяют прямой линией. Эта линия характеризует процесс изменения параметров воздуха, и ее называют *лучом процесса.*

Направление луча процесса в *I—d*-диаграмме определяют *угловым коэффициентом* ε. Если начальное состояние воздуха соответствует параметрам I_1 и d_1, а конечное — параметрам I_2 и d_2, то угловой коэффициент ε равен отношению

$$\varepsilon=\frac{I_1-I_2}{d_1-d_2}\,10^3=\frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}}\,10^3. \qquad \text{(III.24)}$$

Единица величины ε в системе СИ — кДж/кг влаги, в системе МКГСС — ккал/кг влаги. Этот коэффициент характеризует направление изменения состояния воздуха и определяет соотношение изменений количества тепла и влаги в воздухе. Если начальные параметры различны, а изменения состояний воздуха связаны с одинаковой величиной приращения тепла на каждый килограмм воспринятой или отданной влаги, то угловые коэффициенты будут одинаковыми, а лучи в I—d-диаграмме, характеризующие эти изменения состояний, будут параллельны. Для нанесения на I—d-диаграмму луча процесса необходимо иметь точку, соответствующую начальному или конечному состоянию воздуха, и значение углового коэффициента. Для облегчения такого построения на I—d-диаграмме нанесены направления «масштабных лучей», соответствующих угловым коэффициентам ε от $-\infty$ до $+\infty$ кДж/кг. Масштабные лучи исходят из начала координат ($I=0$, $d=0$), а значения их угловых коэффициентов нанесены на направлениях лучей по контуру основного поля I—d-диаграммы. При изображении процесса изменения состояния воздуха необходимо провести луч процесса через заданную точку параллельно масштабному лучу, имеющему заданный угловой коэффициент.

В зависимости от соотношения ΔI и Δd угловой коэффициент ε [формула (III.24)] может изменять свою величину и знак от 0 до $\pm\infty$ На рис. III.5 показаны лучи процессов, соответствующие возможным изменениям ε. При этом можно выделить четыре сектора с характерными изменениями ε. В секторе I лучи процесса имеют положительные приращения энтальпии ($+\Delta I$) и влагосодержания ($+\Delta d$) и их угловые коэффициенты ε изменяются от $+\infty$ ($d=$const) до 0 ($I=$ =const). В секторе II располагаются лучи, имеющие отрицательное приращение энтальпии ($-\Delta I$) и положительное приращение влагосодержания ($+\Delta d$). Здесь ε изменяется от 0 до $-\infty$. Лучи процессов, для которых ΔI и Δd имеют отрицательный знак и ε изменяется от $-\infty$ до 0, лежат в секторе III. В секторе IV приращения $+\Delta I$ и $-\Delta d$ и ε изменяется от 0 до $+\infty$.

§ 9. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ВЕНТИЛЯЦИОННОМ ПРОЦЕССЕ

В вентиляционном процессе постоянно совершается переход влажного воздуха из одного состояния в другое. Воздух, подаваемый в помещение приточной системой вентиляции, предварительно обрабатывается в специальных установках. Ему придаются определенные «кондиции» (параметры) путем нагрева или охлаждения, осушки или увлажнения, а также смешения воздушных масс различного состояния. Приточный воздух имеет параметры, отличные от параметров воздуха помещения, и благодаря этому обладает способностью, вытесняя воздух помещения и перемешиваясь с ним, ассимилировать избыточные тепло и влагу или подогревать и увлажнять воздух помещения.

Все возможные изменения тепловлажностного состояния воздуха могут быть изображены и прослежены в I—d-диаграмме.

§ 10. ПРОЦЕСС НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

Простейшим является *процесс нагрева воздуха* в результате контакта с сухой нагретой поверхностью, при котором он получает только явное конвективное тепло. При этом влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в I—d-диаграмме процесс нагрева прослеживает-

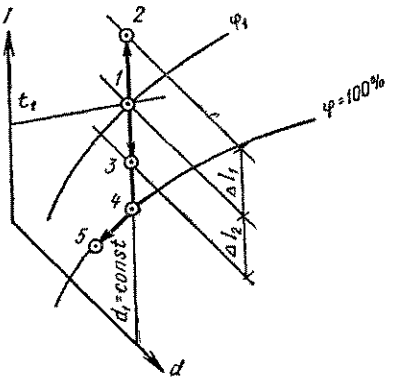


Рис. III.6. Изображение в $I-d$-диаграмме процессов нагрева и охлаждения воздуха

ся снизу вверх по линиям $d=\text{const}$ Если воздух с параметрами, которым соответствует точка *1* (t_1, φ_1) (рис. III.6), нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки *1* по линии $d_1=\text{const}$. Чем больше тепла передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии $d_1=\text{const}$ будет расположена точка, соответствующая состоянию нагретого воздуха. Если каждому килограмму сухой части влажного воздуха будет передано ΔI_1, кДж, тепла, то его конечному состоянию будет соответствовать точка *2* (см. рис. III.6).

В *процессе охлаждения воздуха* в результате контакта с сухой холодной поверхностью он отдает только явное конвективное тепло. В $I-d$-диаграмме этот процесс прослеживается сверху вниз по линиям $d=\text{const}$. Например, при охлаждении воздуха, состоянию которого соответствует точка *1*, до состояния, которому отвечает точка *3* (см. рис. III.6), каждым килограммом сухой части влажного воздуха будет отдано ΔI_2, кДж, тепла. Процесс охлаждения воздуха, когда при теплообмене он отдает только явное тепло, может протекать до состояния, которому соответствует точка *4* (см. рис. III.6) пересечения луча $d_1=\text{const}$ с линией $\varphi=100\%$. Эта точка отвечает температуре точки росы воздуха. При дальнейшем охлаждении водяные пары, содержащиеся в воздухе, конденсируются и изменение его тепловлажностного состояния прослеживается вниз налево по линии $\varphi=100\%$, например до точки *5*. Процесс охлаждения, протекающий по линии $\varphi=100\%$, связан с отдачей не только явного, но и скрытого тепла конденсации. Этот процесс относится к более сложному процессу тепло- и влагообмена воздуха с холодной поверхностью.

Процессы нагрева и охлаждения являются изовлажностными. Они протекают при $d=\text{const}$ и могут быть рассчитаны по приближенной формуле:

в системе СИ

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} \approx 0{,}98; \qquad \text{(III.25)}$$

в системе МКГСС

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} \approx 4{,}1, \qquad \text{(III.25')}$$

где Δt — изменение температуры воздуха при изменении его энтальпии на ΔI.

§ 11. ПРОЦЕСС АДИАБАТИЧЕСКОГО УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА

Тонкий слой воды или ее мелкие капли при контакте с воздухом приобретают температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте воздуха с водой, имеющей такую температуру, происхо-

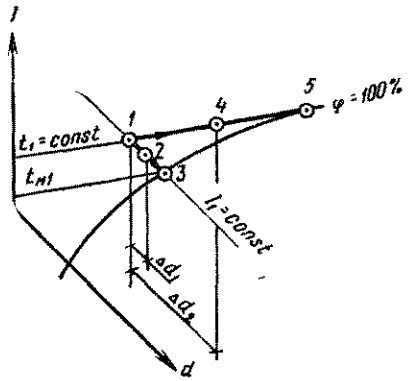


Рис. III.7. Изображение в $I-d$-диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения воздуха

дит процесс *адиабатического увлажнения воздуха.* В этом процессе энтальпия воздуха остается практически неизменной, и в I—d-диаграмме он прослеживается по линиям I=const (направо вниз). Изменение состояния воздуха, которому соответствует точка *1* (рис. III.7), при контакте его с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_{м1}$, прослеживается по линии I_1=const, например, до точки *2*, если воздух ассимилирует Δd_1 влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха. Предельному состоянию воздуха в этом процессе при его полном насыщении водяными парами соответствует точка *3* пересечения луча процесса с кривой φ=100%.

В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха рециркуляционной водой. Для этого в оросительной камере разбрызгивают воду, которую забирают из поддона этой же камеры. Вода, находясь в непрерывном контакте с воздухом, приобретает температуру, близкую к температуре мокрого термометра воздуха. Небольшая ее часть (1—3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный процесс несколько отклоняется вверх от линии I=const (в результате внесения энтальпии воды при ее испарении, которая при $t_{м1}>0$ не равна нулю), но это отклонение незначительно.

Процессы адиабатического увлажнения, протекающие по линиям I=const, могут быть рассчитаны по приближенной формуле

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} \approx 2{,}45, \qquad \text{(III.26)}$$

где Δt — изменение температуры воздуха при изменении его влагосодержания на Δd.

§ 12. ПРОЦЕСС ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА

Если в воздух подавать водяной пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то он будет увлажняться без изменения температуры. *Процесс изотермического увлажнения воздуха паром* в I—d-диаграмме прослеживается по линиям t=const. При подаче пара в воздух с параметрами, которым соответствует точка *1* (см. рис. III.7), состояние воздуха изменяется по линии t_1=const (слева направо). После увлажнения воздуха его состоянию может соответствовать произвольная точка на этой изотерме, например точка *4* при ассимиляции Δd_2 влаги. Предельному состоянию воздуха в этом процессе соответствует точка *5* пересечения луча процесса с кривой φ=100%.

В вентиляционной практике используют *процесс увлажнения воздуха острым паром.* Пар обычно имеет температуру более 100 °С, т. е. значительно отличающуюся от температуры воздуха. Однако в связи с тем, что явная энтальпия пара, ассимилируемого воздухом, незначительна, луч процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы. Изменение энтальпии воздуха в основном определяется скрытым теплом водяного пара, температура воздуха при этом повышается немного.

В текстильном производстве применяют *метод местного доувлажне-*

ния. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой, находясь во взвешенном состоянии в воздухе, полностью испаряются. Испарение разбрызгиваемой воды происходит за счет тепла воздуха помещения. Явное тепло воздуха идет на испарение и в виде энтальпии водяного пара возвращается в воздух. По существу, местное доувлажнение является процессом адиабатического увлажнения воздуха, который идет при I=const. Однако в помещении понижения температуры не происходит, так как затраты тепла на доувлажнение в каждый момент времени компенсируются теплоизбытками в помещении. Если этот процесс разбить на бесконечно малые отрезки, в пределах которых малому тепловыделению соответствует столь же малое адиабатическое увлажнение, то в результате получим, как это было предложено П. Н. Каменевым, что условный процесс местного доувлажнения в помещении с теплоизбытками можно изобразить в I—d-диаграмме по линии t=const.

Процессы изотермического увлажнения, протекающие по линиям t=const, можно рассчитывать по приближенной формуле:

в системе СИ

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} \approx 2{,}53; \qquad \text{(III.27)}$$

в системе МКГСС

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} \approx 0{,}605, \qquad \text{(III.27')}$$

где ΔI — изменение энтальпии воздуха при изменении его влагосодержания на Δd.

§ 13. ПОЛИТРОПИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕНА ВОЗДУХА

Изменение состояния воздуха в вентиляционном процессе нередко связано с внесением в воздух или отнятием от него одновременно тепла и влаги. Таково изменение состояния воздуха в помещениях, где одновременно выделяются и явное тепло и водяные пары, в специальных установках, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении количеств тепла и влаги, ассимилируемых воздухом, изменение его состояния можно изобразить в I—d-диаграмме линиями, имеющими различные направления. Если потоку воздуха, содержащего сухую часть в количестве G, кг/ч, передать Q', кДж/ч (ккал/ч)*, тепла и W, кг/ч, влаги, то его энтальпия изменится на ΔI, кДж/кг (ккал/кг), так, что

$$Q' = G\Delta I, \qquad \text{(III.28)}$$

а его влагосодержание изменится на $\Delta d'$, кг/кг, так, что

$$W = G\Delta d'. \qquad \text{(III.29)}$$

Отношение правых и левых частей уравнений (III.28) и (III.29)

* Здесь и далее в учебнике для мощности использованы две единицы системы СИ: кДж/ч — обозначение Q' и Вт — обозначение Q Эти величины связаны между собой зависимостями.

$$Q' = 3{,}6\,Q; \quad Q = 0{,}278\,Q'.$$

Такое решение вызвано необходимостью использования традиционно сложившихся инженерных построений, в которых до последнего времени принимались единицы системы МКГСС.

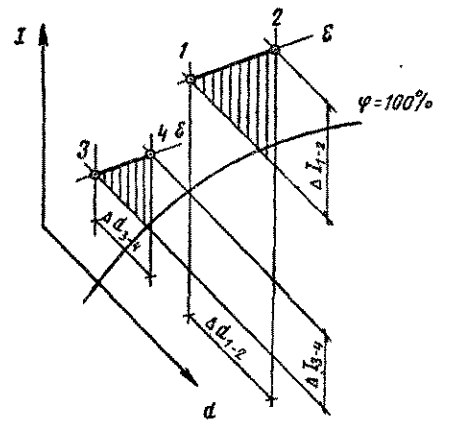


Рис III.8. Показатель ε двух параллельных лучей процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в *I—d*-диаграмме

есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в *I—d*-диаграмме — угловой коэффициент ε:

$$\varepsilon = \frac{Q'}{W} = \frac{\Delta I}{\Delta d'}. \qquad \text{(III.30)}$$

Отношение Q'/W в уравнении (III.30) связано с определенным отношением $\Delta I/\Delta d'$, в котором ΔI и $\Delta d'$ соответствуют приращениям ординаты и абсциссы при изображении этого процесса в *I—d*-диаграмме. Отношение (III.30) определяет угол наклона луча процесса изменения состояния воздуха.

Если в *I—d*-диаграмме нанести два параллельных между собой отрезка *1—2* и *3—4*, то, как это видно из подобия треугольников на рис. III.8, для них будут одинаковыми отношения

$$\frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta I_{3-4}}{\Delta d_{3-4}}, \qquad \text{(III.31)}$$

а следовательно, и показатель направления луча процесса ε. Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в *I—d*-диаграмме соответствуют процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха с определенным соотношением ассимилированных количеств тепла и влаги. Для удобства построений на *I—d*-диаграмме, как было сказано, нанесены масштабные лучи угловых коэффициентов.

Изменение состояния воздуха в помещениях, а также при его обработке в специальных устройствах сводится к изменению его энтальпии, влагосодержания и других параметров. Зная начальное состояние и количество G воздуха, а также полные теплопоступления Q и влагопоступления W в воздух, можно, пользуясь угловым коэффициентом ε и *I—d*-диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестными при прочих известных данных могут быть количество воздуха, полное количество тепла, количество влаги и т. д. Политропический процесс с произвольным угловым коэффициентом ε включает все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха (см. рис. III.5).

Изовлажностный процесс нагрева соответствует

$$\varepsilon = \frac{+\Delta I}{0} = +\infty. \qquad \text{(III.32)}$$

Изовлажностный процесс охлаждения соответствует

$$\varepsilon = \frac{-\Delta I}{0} = -\infty. \qquad \text{(III.33)}$$

Процесс адиабатического увлажнения соответствует

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0. \qquad \text{(III.34)}$$

Для процесса изотермического увлажнения по выражению (III.27) в системе СИ $\varepsilon \approx 2{,}53$, по выражению (III.27′) в системе МКГСС $\varepsilon \approx 0{,}605$.

Политропический процесс при произвольном значении ε приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой:

в системе СИ

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon}; \qquad \text{(III.35)}$$

в системе МКГСС

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon}. \qquad \text{(III.35′)}$$

§ 14. ПРОЦЕСС СМЕШЕНИЯ ВОЗДУХА

Наружный воздух, подаваемый в помещение, в ряде случаев предварительно смешивают с внутренним воздухом (происходит рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные с перемешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешения воз-

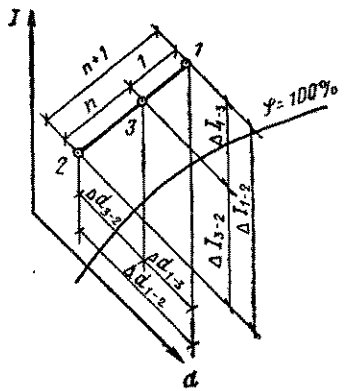


Рис. III.9. Изображение в $I-d$-диаграмме процесса смешения двух масс воздуха разного состояния.

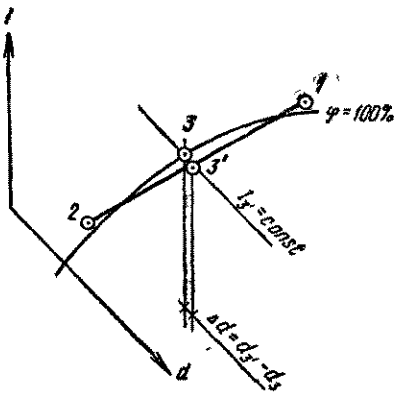


Рис. III.10. Изображение в I—d-диаграмме процесса смерения воздуха при расположении точки смеси ниже линии $\varphi = 100\%$

духа в I—d-диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию смешиваемых масс воздуха. Точка смеси всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, длины которых обратно пропорциональны смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух состояния *1* (рис. III.9) в количестве G с воздухом состояния *2* в количестве nG, то точка смеси *3* разделит отрезок *1—2* или его проекции ΔI_{1-2} и Δd_{1-2} на части *1—3*, *3—2* или ΔI_{1-3}, ΔI_{3-2} и Δd_{1-3}, Δd_{3-2} (см. рисунок), отношение длин которых равно:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G}{nG} = \frac{1}{n}. \qquad \text{(III.36)}$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно отрезок *1—2* или его проекции разделить на $n+1$ часть и отложить от точки *1* одну часть, оставив n частей до точки *2*. Такое построение определит положение точки смеси *3*.

Возможен случай, когда точка смеси окажется в области ниже линии $\varphi=100\%$. Это значит, что при смешении будет образовываться туман (конденсация в мелкие капли водяных паров, содержащихся в воздухе). Если принять, что температура выпадающей влаги близка к температуре мокрого термометра, которой соответствует ($I_{3'}=\text{const}$) точка смеси *3'* (рис. III.10), то действительные параметры точки смеси *3* будут соответствовать пересечению линий $I_{3'}=\text{const}$ и $\varphi=100\%$. Количество выпавшей из 1 кг воздуха влаги будет равно:

$$\Delta d = d_{3'} - d_3. \qquad \text{(III.37)}$$

§ 15. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕНА ВОЗДУХА С ВОДОЙ В *I—d*-ДИАГРАММЕ

В целях увлажнения или осушки, а часто в целях охлаждения или нагрева воздуха его вводят в контакт с водой. Для этого его пропускают через камеру орошения, в которой разбрызгивается вода, или продувают через пористые слои либо оребренные поверхности, которые орошаются водой.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды полностью насыщен водяными парами, а его температура равна температуре воды. Состояние воздуха в этом слое можно определить по температуре воды, считая его относительную влажность $\varphi=100\%$. При таком предположении процесс тепло- и влагообмена воздуха с водой рассматривают как процесс смешения основного потока воздуха с тонким слоем насыщенного воздуха, контактирующим с водой. В процессе теплообмена температура воды несколько изменяется, поэтому для расчета берут некоторую промежуточную ее температуру. Параметры смеси на прямой, соединяющей точку, соответствующую состоянию воздуха, с точкой, определенной температурой воды на линии $\varphi=100\%$, зависят от площади поверхности контакта, его продолжительности, а также от параметров воздуха и воды.

В расчетах учитывают так называемый коэффициент орошения μ, равный количеству разбрызгиваемой воды, кг, приходящемуся на 1 кг воздуха, а также направление луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси, определяющая параметры воздуха после орошения, устойчиво может находиться на линии $\varphi=90\ldots95\%$, и из этого условия рассчитывают режим орошения.

Воздух, обмениваясь с водой теплом и влагой, претерпевает различные изменения. Можно рассмотреть несколько характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте его с водой, имеющей разную, но неизменную во времени температуру.

Пусть начальному состоянию воздуха в *I — d*-диаграмме, представленной на рис. III.11, соответствует точка *A*. При температуре воды $t_{\text{вод}}>t_A$ (точка *1*) будет происходить увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии. При $t_{\text{вод}}=t_A$ (точка *2*) воздух увлажняется, не изменяя своей температуры. На испарение расходуется тепло воды При $t_{\text{мА}}<t_{\text{вод}}<t_A$ (точка *3*) происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Тепло на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра $t_{\text{вод}}=t_{\text{мА}}$ (точка *4*), происходит адиабатическое увлажнение воздуха. Тепло для испарения отнимается только от воздуха, но к нему же возвращается в виде энтальпии водяно-

го пара. При $t_{pA} < t_{вод} < t_{мА}$ (точка *5*) воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается. Тепло воздуха идет на испарение воды. При $t_{вод} = t_{pA}$ (точка *6*) происходит охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании (сухое охлаждение). При $t_{вод} < t_{pA}$ (точка *7*) воздух интенсивно охлаждается и осушается. Вода охлаждает воздух и отбирает тепло, выделившееся при конденсации водяных паров на ее поверхности.

Фактически процесс изменения состояния воздуха по мере его прохождения через дождевое пространство камеры орошения идет в *I—d*-диаграмме не по прямой, а по сложной линии. Если развитие этого процесса во времени разбить на конечные отрезки, то можно проследить его вероятный характер.

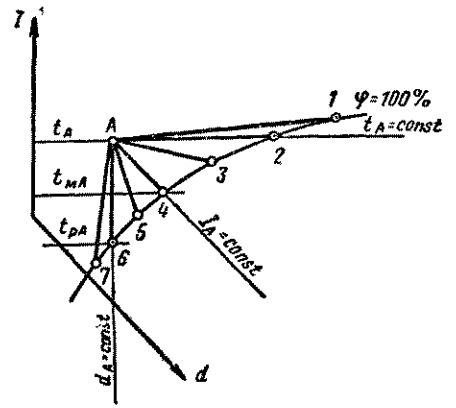


Рис. III.11. Изображение в *I — d*-диаграмме характерных процессов тепло- и влагообмена воздуха с водой, имеющей разную температуру

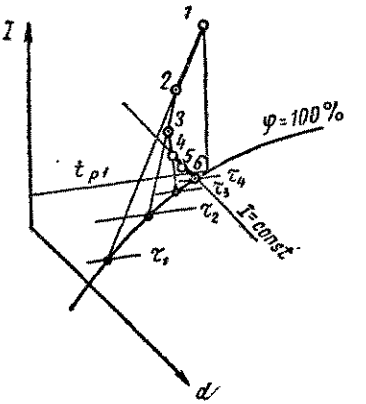


Рис. III.12. Изменение во времени состояния воздуха (*1*) при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 < t_{p1}$ (при параллельном токе)

Рассмотрим случай, когда потоки воздуха и воды движутся параллельно (*случай параллельного тока*) и начальная температура воды ниже температуры точки росы воздуха, поступающего в камеру орошения (рис. III. 12).

В первый расчетный интервал времени небольшая часть орошаемого воздуха (точка *1*) войдет в контакт с поверхностью капель и приобретет начальную температуру воды τ_1 и $\varphi = 100\%$. Эта часть воздуха смешается с остальной его массой, причем точка их смеси *2* будет находиться на прямой линии, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха *1*, и точку на линии $\varphi = 100\%$, соответствующую начальной температуре воды τ_1. В начале второго расчетного интервала в результате теплообмена с воздухом температура воды повысится до τ_2, а воздух изменит свои параметры до точки смеси *2*. За второй интервал времени часть воздуха приобретет параметры τ_2 и $\varphi = 100\%$, и вновь образуется смесь воздуха, состояние которой определится точкой *3*; вода повысит свою температуру до τ_3 и т. д.

В начале процесса обмен явным и скрытым теплом между водой и воздухом будет протекать интенсивно за счет большого перепада температур. После того как температура воды превысит температуру точки росы осушаемого воздуха, интенсивность теплообмена резко уменьшится: прекратится отдача скрытого тепла конденсации и по мере возрастания температуры воды начнутся ее испарение, увлажнение воздуха и передача ему скрытого тепла парообразования. Воздух будет отдавать

явное тепло воде, но частично тепло будет возвращаться ему в виде энтальпии водяного пара. Изменение температуры воды и энтальпии воздуха в результате замедлится, но температура воды будет продолжать повышаться. Энтальпия слоя воздуха на поверхности воды и энтальпия очередной смеси движущегося воздуха будут приближаться друг к другу. В конце концов вода приобретет температуру мокрого термометра текущей смеси воздуха, энтальпия которой будет равна энтальпии воздуха на контакте с водой. Начиная с этого момента процесс увлажнения воздуха становится адиабатическим: воздух будет продолжать понижать свою температуру (точка *5*), не изменяя энтальпии, температура воды будет оставаться неизменной и равной температуре мокрого термометра. На рис. III.12 точками *4*, *5* и *6* показана последняя стадия изменения состояния воздуха.

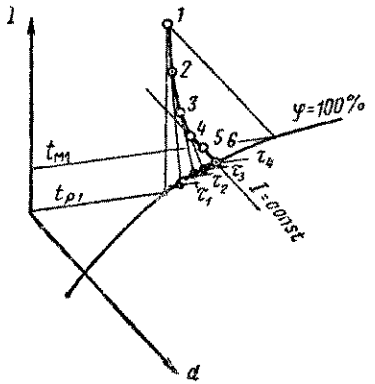


Рис III.13. Изменение во времени состояния воздуха (*1*) при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $t_{р1} < \tau_1 < t_{м1}$ (при параллельном токе)

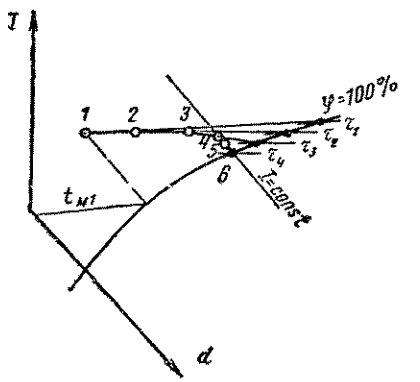


Рис III.14 Изменение во времени состояния воздуха (*1*) при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 > t_{м1}$ (при параллельном токе)

Подобные рассуждения остаются справедливыми и для условий, когда начальная температура воды выше температуры точки росы и ниже температуры мокрого термометра воздуха. Ход этого процесса изменения состояния воздуха показан на рис. III. 13.

Несколько иначе развивается процесс при температуре воды выше температуры мокрого термометра воздуха, поступающего в камеру. Разница состоит в том, что температура воды будет понижаться, стремясь достигнуть температуры мокрого термометра смеси воздуха некоторого текущего состояния. Развитие этого процесса показано на рис. III.14.

В *случае противотока* воздуха и воды воздух начального состояния входит в контакт с водой конечного состояния, поэтому построение процесса начинают с нахождения этой точки смеси. В остальном рассуждения и построения остаются такими же, как и рассмотренные для случая параллельного тока. На рис. III. 15 приведено построение процесса для случая противотока, когда начальная температура воды ниже температуры точки росы воздуха, поступающего в камеру.

В практических расчетах задачу упрощают и считают, что изменение состояния воздуха, как уже было сказано, определяется прямой линией, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха, и некоторую промежуточную условную точку, соответствующую состоянию воды.

В расчете обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха определяет точка пересечения луча процесса (ε) изменения состояния воздуха, характеризуемого начальными параметрами I и d, с линией $\varphi=90\ldots95\%$. Температура воды (промежуточная, условная) определится точкой пересечения этого луча с линией $\varphi=100\%$. Точку пересечения легко определить графическим построением в $I-d$-диаграмме, как это показано на рис. III. 16. Соответствующие ей параметры могут быть также рассчитаны аналитически по приближенным формулам.

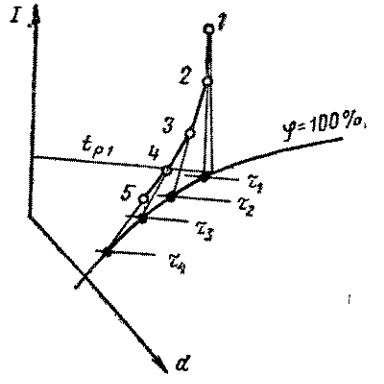


Рис. III 15 Изменение во времени состояния воздуха (I) при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 < t_{p1}$ (при противотоке)

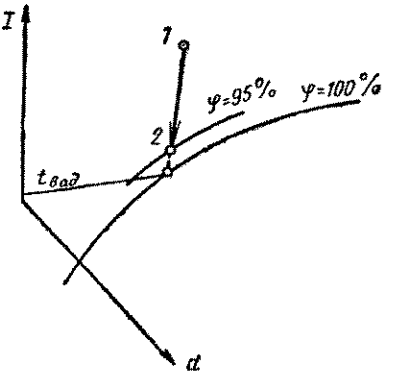


Рис. III.16. Определение условной температуры воды $t_{вод}$ в процессе изменения тепловлажностного состояния воздуха от точки *1* до точки *2* при контакте его с водой

Приближенные формулы для аналитического расчета определяются совместным решением следующей системы уравнений:

$$\frac{I_\varphi - I}{d_\varphi - d} = \varepsilon; \qquad \text{(а)}$$

$$I_\varphi = C + Dd_\varphi. \qquad \text{(б)}$$

В данной системе (а) есть уравнение луча процесса, а (б) — уравнение отрезка прямой, аппроксимирующей соответствующую линию постоянной относительной влажности в определенном диапазоне температур. Подставляя значение d_φ из уравнения (б) в уравнение (а), получаем формулу для определения энтальпии в точке пересечения:

$$I_\varphi = \frac{I - \left(\frac{C}{D} - d\right)\varepsilon}{1 - \frac{\varepsilon}{D}}. \qquad \text{(III.38)}$$

По найденному значению I_φ определяем из формулы (б) влагосодержание в точке пересечения:

$$d_\varphi = \frac{I_\varphi - C}{D}. \qquad \text{(III.39)}$$

Для определения температуры t_φ, соответствующей точке пересечения луча процесса и линии $\varphi=\text{const}$, запишем уравнение отрезков прямых, аппроксимирующих участки линии $\varphi=\text{const}$ в координатах I и t:

$$I_\varphi = A + Bt_\varphi,$$

откуда

$$t_\varphi = \frac{I_\varphi - A}{B}. \qquad \text{(III.40)}$$

Числовые значения коэффициентов, входящих в формулы (III.38)—(III.40), приведены в табл. III. 1.

Таблица III.1

Значения коэффициентов *A*, *B*, *C*, *D*

φ, %	*A*	*B*	*C*	*D*
		При t_φ от 0 до 10° С		
100	9,42(2,25)	1,97(0 47)	—9,46(—2,26)	5,11(1,22)
95	9,25(2,21)	1,97(0,47)	—9,67(—2,31)	5,32(1,27)
90	8,37(2)	1,88(0,45)	—10,55(—2,52)	5,53(1,32)
		При t_φ от 10 до 20° С		
100	1,26(0,3)	2,85(0,68)	—0,63(—0,15)	3,95(0,94)
95	0,84(0,2)	2,27(0,65)	—0,50(—0,12)	4,02(0,96)
90	0,84(0,2)	2,64(0,63)	0,08(—0,02)	4,02(0,96)
		При t_φ от 20 до 30° С		
100	—28,05(—6,7)	4,27(1,02)	7,41(1,77)	3,39(0,81)
95	—27,22(—6,5)	4 10(0,98)	6,95(1,66)	3,47(0,83)
90	—26,38(—6,3)	3,98(0,95)	6,47(1,61)	3,52(0,84)

Примечание. Без скобок даны значения коэффициентов при применении единиц системы СИ, в скобках — системы МКГСС.

Для расчетов всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха удобно пользоваться графическим методом построения в *I — d*-диаграмме. Однако в некоторых случаях (анализ вариантов, расчет на ЭВМ) необходимо пользоваться приближенными формулами, приведенными в конце каждого параграфа данной главы. Погрешность вычислений по приближенным формулам не выходит за пределы 3%, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

Глава IV

УРАВНЕНИЕ БАЛАНСА ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ. УРАВНЕНИЯ БАЛАНСОВ ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИИ

§ 16. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основное назначение вентиляции — борьба с вредными выделениями в помещении. К вредным выделениям, как было сказано, относят избыточное тепло, влагу (водяные пары, выделяющиеся в помещении), различные газы и пары вредных веществ, а также пыль.

В производственных помещениях указанные вредные выделения мо-

гут находиться в самых разнообразных сочетаниях В помещениях общественных зданий обычно имеются избытки тепла, влаги и углекислого газа.

Для определения количества вредных выделений в помещении пользуются теоретическими и экспериментальными зависимостями. Аналитические формулы обычно уточняют введением коэффициентов, полученных опытным путем.

В эпоху научно-технической революции строительство и промышленное производство развиваются так бурно, что трудно найти два одинаковых объекта, построенных в разное время. Даже в типовых корпусах одного и того же производства технологический процесс совершенствуется и изменяется настолько быстро, что одинаковых объектов практически нет. Поэтому получение сведений о количестве вредных выделений в производственном помещении на основании исследований подобных производств обычно затруднено. В последнее время предпочтение все чаще отдается теоретическим способам расчета количества вредных выделений. В особо ответственных случаях исследование проводят на специальных моделях помещения и оборудования для уточнения закономерностей поступления вредных выделений в помещение и их распространения в нем.

Теплопоступления и теплопотери. Тепло, поступающее в помещение, называется *теплопоступлениями в помещение.* Источниками теплопоступлений являются люди, находящиеся в помещении, солнечная радиация, технологическое оборудование и пр. Тепло от источников поступает в помещение конвекцией (конвективные струи над нагретыми предметами и поверхностями) и лучеиспусканием. Эти теплопоступления называют *поступлениями явного тепла,* так как они приводят к повышению температуры помещения. Поступления тепла в воздух помещения в виде паров называют *поступлениями скрытого тепла,* так как, увеличивая энтальпию воздуха, они не изменяют его температуру (процесс идет по линии $t=\text{const}$). *Суммарные теплопоступления* $Q_{\text{пост}}$ — это сумма всех поступлений тепла в помещение.

Суммарные теплопотери помещения $Q_{\text{пот}}$ при расчете вентиляции определяются несколько сложнее, чем при расчете отопления, так как содержат виды теплопотерь, наблюдающихся лишь в рабочее время (расход тепла на нагревание средств транспорта, ввезенного с улицы материала, врывающегося через открытые проемы холодного наружного воздуха). При расчете теплопотерь через ограждения учитывают неравномерность распределения температур по объему помещения (перегрев верхней зоны и пр.).

Избыточным теплом или *теплоизбытками* ΔQ называется разность суммарных теплопоступлений в помещение и суммарных теплопотерь помещения. Теплоизбытки определяют в заданный момент времени (обычно соответствующий их максимуму) и измеряют в Вт или в кДж/ч (ккал/ч). В соответствии с видом теплопоступлений различают избытки явного $\Delta Q_{\text{я}}$ или полного (явного и скрытого) $\Delta Q_{\text{п}}$ тепла.

Теплоизбытки для большинства помещений являются величиной, определяющей не только воздухообмен и параметры подаваемого воздуха, но и расчетные параметры микроклимата помещения. Последние зависят от удельных избытков явного тепла в помещении, называемых *теплонапряженностью объема помещения.* По удельным теплоизбыткам судят и о температуре воздуха, удаляемого из помещения.

Если в помещении теплопоступления меньше теплопотерь, т. е. $\Delta Q < 0$, то разность этих величин обычно называется теплонедостатками. В этом случае система совмещает функции вентиляции и отопления. Воз-

духообмен в этом случае рассчитывают для другого периода года или по другим видам вредных выделений.

При расчете вентиляции высоких производственных помещений избытки тепла определяют не для всего объема в целом, а, разбивая помещение по высоте на две части, для двух зон: нижней (обслуживаемой) и верхней. В соответствии с этим составляют раздельные уравнения балансов тепла и других вредных выделений. Аналогичный прием применяют для крупногабаритных в плане производственных помещений при неравномерном размещении оборудования. В связи с этим интересно представить механизм передачи и распространения тепла в помещении.

Потоки лучистого тепла от поверхностей нагретого оборудования и других источников, попадая на ограждения, трансформируются на них в кондуктивное (наружные ограждения) и конвективное (внутренние и некоторые наружные ограждения, поверхности ненагретого оборудования, мебель и пр.) тепло. Потоки конвективного тепла от нагретого оборудования и вторичные потоки тепла от облучаемых поверхностей представляют собой потоки (струи) нагретого воздуха. Эти потоки устремляются к потолку помещения, создавая под ним слой нагретого воздуха Охлажденные потоки воздуха стекают по внутренним поверхностям холодных наружных ограждений и настилаются на пол помещения, образуя слой холодного воздуха у поверхности пола. Взаимный лучистый теплообмен между потолком, полом и другими ограждениями сглаживает картину расслоения воздуха по высоте помещения. Однако главная роль в определении характера распределения температур по высоте и в плане помещения принадлежит вентиляции. Например, при сосредоточенной подаче потоки приточного воздуха могут так перемешивать воздух в помещении, что температура по всему его объему выравнивается. Последнее обстоятельство, как правило, приводит к необходимости увеличения воздухообмена в помещении.

Влаговыделения $M_{вл}$ — это водяные пары, поступающие в воздух помещения. Источники влаговыделений весьма разнообразны. В жилых и общественных зданиях — это люди, оборудование предприятий общественного питания, горячая пища. В промышленных и коммунально-бытовых зданиях — это открытые водные поверхности, смоченное оборудование и пол, пар, поступающий через неплотности оборудования и паропроводов, и др.

По влажностному режиму различают четыре категории помещений: *мокрые* (бани, прачечные, кожевенные заводы, красильные отделения текстильных фабрик и т. п.); *влажные* (производственные помещения текстильных и трикотажных фабрик); *нормальные* и *сухие* (цехи металлообработки, литейные и т. п.).

В некоторых случаях, когда по условиям производства требуется высокая влажность, а влаговыделения малы, влага вводится в воздух помещения искусственно в виде пара или разбрызгиваемой воды (доувлажнение). В этом случае задача вентиляции — не удаление влаги из помещения, а поддержание влажности на заданном уровне.

Тепловые избытки и влагу называют вредными выделениями условно, поэтому воздух, удаляемый из помещений с избытками тепла и влаги, можно использовать для рециркуляции.

Выделения вредных веществ (газов, паров) **и пыли** $M_{вр}$ разнообразны по составу и количеству. Обычно их измеряют в кг/ч или в г/ч.

Теплоизбытки, влаговыделения и выделения вредных веществ входят компонентами в уравнения балансов вредных выделений, составляемых для помещения при расчете воздухообмена и решении некоторых других вентиляционных задач.

§ 17. УРАВНЕНИЯ БАЛАНСОВ ВОЗДУХА И ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИИ

Уравнение баланса воздуха в вентилируемом помещении описывает закон сохранения массы воздуха применительно к этому помещению.

Для общего случая (рис. IV.1) при наличии в помещении n приточных и m вытяжных систем и отверстий уравнение баланса воздуха имеет вид

$$\sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i} - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j} = 0. \qquad \text{(IV.1)}$$

Расходы воздуха в уравнении выражены в кг/ч, т. е. в единицах массы. При этом учитывается производительность всех систем с механи-

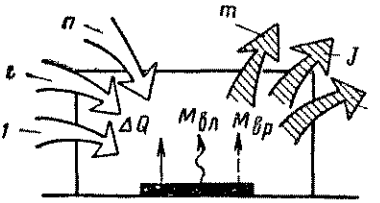


Рис. IV.1. Схема вентиляции помещения, обслуживаемого n приточными и m вытяжными системами и отверстиями

ческим и естественным побуждением, в том числе расход воздуха через открытые проемы в наружных ограждениях и через неплотности в этих ограждениях.

При анализе воздушного режима помещения встречается понятие «дебаланс механической вентиляции». Например, для предотвращения перетекания воздуха из загрязненного помещения в него подают приточный воздух с меньшим расходом по сравнению с расходом удаляемого воздуха. Однако и в этом помещении соблюдается баланс воздуха. Недостающее количество воздуха попадает сюда из соседних (чистых) помещений и снаружи через неплотности в окнах. Для защиты чистых помещений от загрязнения в них предусматривают превышение притока над вытяжкой. В этом случае избыточный приток «выдавливается» через проемы во внутренних ограждениях и неплотности в наружных ограждениях.

Уравнение баланса тепла в вентилируемом помещении описывает закон сохранения тепловой энергии в этом помещении. Пусть в общем случае (см. рис. IV.1) в помещении избытки тепла составляют $\Delta Q'$ (по полному теплу), кДж/ч. Предположим, что i-я приточная система (или отверстие) подает воздух с параметрами $t_{\text{п}i}$ и $I_{\text{п}i}$. Удаляемый из помещения j-й системой воздух имеет параметры $t_{\text{у}j}$ и $I_{\text{у}j}$.

Количество полного тепла, кДж/ч, вносимого в помещение приточным воздухом, в общем случае равно:

$$Q'_{\text{п.п}} = \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}\, I^{*}_{\text{п}i}. \qquad \text{(IV.2)}$$

То же, Вт:

$$Q_{\text{п.п}} = 0{,}278\, Q'_{\text{п.п}}. \qquad \text{(IV.2')}$$

Количество полного тепла, кДж/ч, удаляемого из помещения с уходящим воздухом, составляет

$$Q'_{\text{у.п}} = \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j}\, I_{\text{у}j}. \qquad \text{(IV.3)}$$

---

* Здесь и далее штрих у буквы Q означает, что тепло выражено в кДж/ч (см. сноску на с. 29).

Общий вид уравнения баланса полного тепла в помещении имеет вид

$$\Delta Q'_{\text{п}} + Q'_{\text{п.л}} - Q''_{\text{у.л}} = 0, \qquad \text{(IV.4)}$$

или

$$\Delta Q'_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}\, I_{\text{п}i} - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j}\, I_{\text{у}j} = 0; \qquad \text{(IV.5)}$$

аналогичный вид имеет уравнение баланса явного тепла в помещении:

$$\Delta Q'_{\text{я}} + \sum_{i=1}^{n} c_p G_{\text{п}i}\, t_{\text{п}i} - \sum_{j=1}^{m} c_p G_{\text{у}j}\, t_{\text{у}j} = 0, \qquad \text{(IV.6)}$$

где c_p — массовая теплоемкость воздуха; $\Delta Q'_{\text{п}}$ и $\Delta Q'_{\text{я}}$ — избытки соответственно полного и явного тепла в помещении.

Уравнение баланса влаги в вентилируемом помещении составляется аналогично уравнениям (IV.5) и (IV.6) и выражает закон сохранения массы вещества (влаги) в этом помещении.

Количество влаги, кг/ч, вносимой в помещение с приточным воздухом, равно:

$$M_{\text{п вл}} = \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}\, d_{\text{п}i}/1000, \qquad \text{(IV.7)}$$

где $d_{\text{п}i}$ — влагосодержание приточного воздуха, подаваемого i-й системой, г/кг.

Количество удаляемой из помещения влаги, кг/ч, составляет

$$M_{\text{у.вл}} = \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j}\, d_{\text{у}j}/1000. \qquad \text{(IV.8)}$$

Если в помещении выделяется влага $M_{\text{вл}}$, кг/ч, то уравнение баланса влаги:

$$M_{\text{вл}} + M_{\text{п.вл}} - M_{\text{у.вл}} = 0, \qquad \text{(IV.9)}$$

или

$$M_{\text{вл}} + \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}\, d_{\text{п}i}/1000 - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j}\, d_{\text{у}j}/1000 = 0. \qquad \text{(IV.10)}$$

Уравнение баланса одного из видов вредных веществ (газов, паров) также базируется на законе сохранения массы вещества. По аналогии с уравнениями (IV.9) и (IV.10) при выделении в помещении вредных веществ $M_{\text{вр}}$, мг/ч, уравнение баланса этого вида вредных веществ:

$$M_{\text{вр}} + M_{\text{п.вр}} - M_{\text{у.вр}} = 0 \qquad \text{(IV.11)}$$

или

$$M_{\text{вр}} + \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}\, C_{\text{п}i}/\rho_{\text{п}i} - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{у}j}\, C_{\text{у}j}/\rho_{\text{у}j} = 0, \qquad \text{(IV.12)}$$

где $C_{\text{п}i}$ и $C_{\text{у}j}$ — концентрации вредных веществ соответственно в приточном и удаляемом воздухе, мг/м³; $\rho_{\text{п}i}$ и $\rho_{\text{у}j}$ — плотность соответственно приточного и удаляемого воздуха, кг/м³.

Уравнения балансов (IV.1), (IV.5), (IV.6), (IV.10) и (IV.12) служат для расчета воздухообмена в помещении. В каждом из этих уравнений обычно два неизвестных — производительности общеобменной приточной и вытяжной вентиляции, обозначаемые $G_{\text{п}1}$ и $G_{\text{у}1}$. Для определения

этих величин решается система из двух уравнений — уравнения баланса воздуха (IV.1) и одного из уравнений баланса вредных выделений (см. гл. VIII).

Уравнение баланса воздуха в помещении используется также для определения избыточного давления в помещении при расчете неорганизованного воздухообмена и аэрации помещений (см. главы XVII и XVIII).

Глава V

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

В части I учебника «Отопление и вентиляция» подробно рассмотрены все факторы и процессы, формирующие и определяющие тепловой режим здания. Изложение там ориентировано на решение задач отопления, однако общая постановка вопросов комфортности, выбора расчетных внутренних и наружных параметров с учетом заданного коэффициента обеспеченности, определения защитных свойств ограждений, теплообмена и теплового баланса в помещении, расчета необходимой тепловой мощности системы кондиционирования микроклимата остается справедливой и для решения задач вентиляции. Если для расчета отопления необходимо определить недостаток тепла в помещениях здания и его изменение в течение наиболее холодного периода года, то основная задача расчета вентиляции обычно состоит в определении избытков тепла и влаги в помещении в наиболее теплый период года, так как они определяют производительность и холодильную мощность системы вентиляции или кондиционирования воздуха. Однако в общем случае нужно знать изменение избытка тепла, а возможно и появление его недостатка в течение всего года. Недостаток тепла для холодного периода года определит требуемый перегрев приточного воздуха, а в некоторых случаях и иную, чем в теплый период года, производительность вентиляционной системы.

В жилых, общественных и промышленных зданиях имеются разнообразные источники и стоки тепла. Количество выделяемого тепла чаще всего определяют, пользуясь экспериментальными данными или теплотехническими расчетами.

§ 18. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЯ

Во многих помещениях одним из определяющих вредных выделений является избыточное тепло. При расчете вентиляции таких помещений необходимо составление теплового баланса, т. е. выяснение всех статей поступления и расхода тепла в помещении.

К статьям *поступления* относится тепло, выделяемое людьми, солнечной радиацией, освещением, нагретым оборудованием и изделиями, расходуемой электроэнергией, механической энергией, переходящей в результате трения в тепловую энергию. Кроме того, тепло может выделяться в помещении в результате конденсации водяных паров, остывания жидкого металла с учетом тепла кристаллизации при его твердении и другими путями.

Расходными статьями являются *потери* тепла через ограждающие конструкции и с изделиями, если их в нагретом состоянии удаляют из

помещения. Кроме того, тепло расходуется на нагрев наружного воздуха, попадающего в помещение в результате инфильтрации через неплотности в ограждениях и через открытые проемы, на нагрев холодных материалов, изделий и транспортных средств, поступающих в помещение. Тепло помещения тратится также на испарение воды или других жидкостей из ванн, резервуаров, с поверхности мокрого пола, если тепло фазовых превращений не компенсируется специальным подводом энергии к воде.

В большинстве помещений тепловые условия близки к стационарным, поэтому при расчете теплового баланса исходят из того, что все ограждения и оборудование в помещении находятся в состоянии теплового равновесия. Это значит, что их температура остается неизменной во времени и количество получаемого ими тепла в единицу времени равно количеству теряемого. Разность поступления $Q_{\text{пост}}$ и расхода (потерь) $Q_{\text{пот}}$ тепла определяет теплоизбытки ΔQ (или теплонедостатки) в помещении, которые должны быть ассимилированы (или компенсированы) вентиляционным воздухом:

$$\Delta Q = \Sigma Q_{\text{пост}\,i} - \Sigma Q_{\text{пот}\,i}. \qquad (V.1)$$

В некоторых случаях оказывается достаточным составление баланса только по явному теплу. В помещениях с активными влагообменными процессами необходимо составление баланса по полному теплу, т. е. с учетом скрытого тепла, которое содержат водяные пары, поступающие в воздух помещения.

Необходимо пояснить также следующее. В помещение поступает лучистое и конвективное тепло. Обычно их не разделяют и составляют общий тепловой баланс для помещения в целом. Однако эти составляющие имеют существенное различие. Лучистый теплообмен происходит между поверхностями в помещении. Воздух лучистое тепло практически не поглощает (за исключением случаев наличия тумана или сильной запыленности в помещении), поэтому оно передается воздуху помещения в виде как бы вторичных потоков конвективного тепла, образованных у нагретых излучением поверхностей.

Конвективное тепло попадает в помещение с нагретым воздухом и возникает у нагретых поверхностей. Потоки конвективного тепла, образованные у нагретых поверхностей, поднимаются вверх. Они могут приводить к образованию «тепловой подушки» в верхней зоне помещения или создавать вертикальную циркуляцию воздуха во всем его объеме. Конвективное тепло частично удаляется вентиляцией с нагретым воздухом и расходуется на нагрев холодных поверхностей ограждений, материалов и пр.

В связи со столь сложной картиной теплообмена кроме сведения общего баланса тепла для помещения иногда возникает необходимость расчета тепловых балансов для отдельных частей или зон помещения. Составляют балансы отдельно для воздуха и обращенных к помещению поверхностей, а также отдельно для объемов рабочей и верхней зоны помещения. В некоторых случаях, например при расчете душирования или воздушного оазиса, возникает необходимость определения составляющих теплового баланса на рабочем месте, в зоне расположения пульта управления и т. д. Запись теплового баланса в этих случаях остается общей в виде уравнения (V.1) с той лишь разницей, что учитываются локальные составляющие поступлений и потерь тепла для данной зоны или части помещения (рабочего места и т. д.).

При неустановившемся тепловом состоянии помещения ограждения и оборудование аккумулируют тепло при нагреве или отдают его

при охлаждении. В соответствующие периоды времени они являются как бы дополнительными источниками или стоками тепла. Количество избыточного тепла в помещении ΔQ становится переменным во времени. Вентиляционный процесс в этих условиях оказывается нестационарным, и его следует рассчитывать специально. Методика расчета нестационарных процессов в вентилируемом помещении изложена в курсе «Строительная теплофизика».

В промышленных зданиях с разнообразными технологическими процессами, где имеются сложно изменяющиеся во времени поступления тепла, или в особо ответственных случаях мало изученной, новой технологии приходится проводить специальные натурные испытания на действующем предприятии. Во время испытаний измеряют расходы L_i, м³/ч, и энтальпию I_i, кДж/кг, всех потоков приточного («п») воздуха и воздуха, удаляемого («у») из помещения. Составляют уравнение теплового баланса по воздуху:

$$\Delta Q = \Sigma (L\rho I)_{пi} - \Sigma (L\rho I)_{уi}, \qquad (V.2)$$

с помощью которого определяют общий избыток ($+\Delta Q$) или недостаток ($-\Delta Q$) полного тепла в помещении. Подобные измерения, проведенные для всех характерных периодов тепловыделений, позволяют получить режимные характеристики изменения ΔQ во времени для всего технологического цикла. Следует иметь в виду, что испытания на объектах проводят при некоторой наружной температуре, как правило, не соответствующей расчетной, поэтому данные испытаний должны быть скорректированы и приведены к расчетным условиям, для которых составляются тепловые балансы помещения при определении производительности и установочной мощности вентиляционной системы.

Подобного рода испытания трудоемки и дороги, в связи с чем основным и наиболее приемлемым способом определения количества поступающего в помещение и удаляемого из него тепла при проектировании вентиляции является теплотехнический расчет.

Рассмотрим практические способы расчета отдельных наиболее распространенных составляющих поступления и потерь тепла в помещении, имея в виду, что их теоретические основы изложены в курсах «Теплопередача» и «Строительная теплофизика».

§ 19. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ ЛЮДЕЙ

В общем энергетическом балансе человека две составляющие определяют теплопоступления в помещение: явное лучисто-конвективное тепло $Q_{ч.я}$ и скрытое тепло влаги, испаряющейся с поверхности тела и легких человека, $Q_{ч.скр}$.

Полное количество выделяемого человеком тепла зависит в основном от степени тяжести выполняемой им физической работы и в меньшей мере от температуры помещения и теплозащитных свойств одежды. Доля отдачи явного тепла зависит от температуры помещения, скорости движения воздуха, а также от теплозащитных свойств одежды и интенсивности работы. Одетый человек при выполнении физической работы увеличивает выделение влаги, так как одежда препятствует отдаче явного тепла. Если он снимет одежду, то станет больше отдавать явного тепла, а потоотделение при этом уменьшится. Полное количество выделяемого тепла в обоих случаях останется приблизительно одинаковым.

При расчете вентиляции особенно важно правильно определять отдачу явного тепла. Ее можно подсчитать в Вт или ккал/ч по формуле:

$$Q_{ч.я} = \beta_и \beta_{од} \left(2{,}5 + 10{,}3 \sqrt{v_в}\right) (35 - t_п) \qquad (V.3)$$

или

$$Q_{ч.я} = \beta_и \beta_{од} \left(2{,}16 + 8{,}87\sqrt{v_в}\right)(35 - t_п), \qquad (V.3')$$

где $\beta_и$ — коэффициент, учитывающий интенсивность работы и равный 1 для легкой работы, 1,07 для работы средней тяжести и 1,15 для тяжелой работы; $\beta_{од}$ — коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды и равный 1 для легкой одежды, 0,65 для обычной одежды и 0,4 для утепленной одежды; $v_в$ — скорость движения воздуха в помещении, м/с; $t_п$ — температура помещения, °С.

В табл. V.1 приведены диапазоны влаговыделений и полных тепловыделений для принятых градаций степени тяжести физической работы.

Таблица V.1

Влаговыделения и полные тепловыделения от человека

Категория физической работы по степени ее тяжести	Влаговыделения, г/ч	Полные тепловыделения, Вт (ккал/ч)
Состояние покоя	30—115	93—140 (80—120)
Легкая	40—200	140—175 (120—150)
Средней тяжести	70—280	175—290 (150—250)
Тяжелая	135—415	Более 290 (250)

Бóльшие значения влаговыделений и меньшие значения тепловыделений в табл. V.I соответствуют высокой температуре помещения (примерно 35 °С), цифры второй границы соответствуют низкой температуре помещения (примерно 10 °С). Более подробные сведения по этому вопросу приведены в специальной справочной литературе.

§ 20. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ ОСВЕЩЕНИЯ

Вся электрическая энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в тепловую $Q_{осв}$, которую необходимо учитывать в тепловом балансе помещения.

Количество тепла, Вт, поступающего в помещение от искусственного освещения, может быть найдено по формуле

$$Q_{осв} = EFq_{осв}\eta_{осв}, \qquad (V.4)$$

где E — освещенность, лк; F — площадь помещения, м²; $q_{осв}$ — удельные выделения тепла, Вт/м² на 1 лк освещенности, составляющие от 0,05 до 0,13 для люминесцентных светильников и от 0,13 до 0,25 для ламп накаливания; $\eta_{осв}$ — доля тепловой энергии, попадающей в помещение.

В тех случаях, когда арматура и лампы находятся вне помещения (за остекленной поверхностью, на чердаке, в потоке вытяжного воздуха), в него попадает только радиационное (видимое и невидимое излучение) тепло, доля которого $\eta_{осв}$ для люминесцентных светильников составляет около 0,55 потребляемой энергии, для ламп накаливания — примерно 0,85.

Для помещений различного назначения в соответствующих главах СНиП дана требуемая освещенность E. Например, для аудиторий наименьшая освещенность при использовании люминесцентных светильников равна 300 лк, залов — 200 лк, для спальных комнат —75 лк. При использовании ламп накаливания эти цифры должны быть уменьшены приблизительно вдвое.

При составлении теплового баланса помещения следует иметь в виду, что освещение обычно действует только часть суток и, как правило, теплопоступления от него не совпадают во времени с поступлениями тепла от солнечной радиации.

§ 21. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ, СТАНКОВ И МЕХАНИЗМОВ

Механическое оборудование и электропривод к нему находятся в одном или разных помещениях. Электроэнергия в основном расходуется на выполнение механической работы и в результате переходит в тепло. Часть ее превращается в тепло в самих электрических устройствах (джоулево тепло). Тепло передается в помещение или частично расходуется на нагрев обрабатываемого изделия, охлаждающей эмульсии, перекачиваемого воздуха или воды и т. д.

Общие теплопоступления от электродвигателей и приводимого ими в действие оборудования, Вт, определяются по формуле

$$Q_{эл} = N_у k_{исп} k_{загр} k_{одн} (1 - \eta + k_т \eta), \qquad (V.5)$$

где $N_у$ — установочная мощность электродвигателей, Вт; $k_{исп}$ — коэффициент использования установочной мощности (0,7—0,9), $k_{загр}$ — коэффициент загрузки (0,5—0,8); $k_{одн}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей (0,5—1); η — к. п. д. электродвигателя, определяемый по каталогу (0,75—0,92); $k_т$ — коэффициент перехода механической энергии в тепловую (0,1—1), учитывающий, что часть тепла может быть отдана охлаждающей эмульсии, перекачиваемой воде или воздуху и унесена за пределы данного помещения.

Произведение $N_у\ k_{исп}\ k_{загр}\ k_{одн}$ в формуле (V.5) соответствует фактически расходуемой электроэнергии, которая в конечном счете почти полностью превращается в тепло. Слагаемое $1 - \eta$ определяет долю тепла, выделяемого электродвигателем и электрическим оборудованием, а слагаемое $k_т \eta$ — долю тепла, выделяемого механическим оборудованием, приводимым в действие электродвигателем.

§ 22. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ НАГРЕТОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Относительно простым является **расчет теплопоступлений от нагретой поверхности** металлических баков, ванн с нагретой водой, растворами или маслом, температура стенок которых близка к температуре находящейся в них жидкости. Температура жидкости задана технологическим проектом.

Количество тепла, поступающего с 1 м² нагретой поверхности, имеющей температуру $t_{пов}$, в помещение с температурой воздуха $t_в$, можно определить по формуле

$$q = \left(\varepsilon_{пр} C_0 b + A \sqrt[3]{t_{пов} - t_в}\right)(t_{пов} - t_в) = (\alpha_л + \alpha_к)(t_{пов} - t_в) = \alpha_{пов}(t_{пов} - t_в). \qquad (V.6)$$

Здесь принято, что температура воздуха и окружающих поверхностей в помещении одинакова и равна $t_в$.

Температура поверхности технологического оборудования $t_{пов}$ в цехах может быть достаточно высокой (300 °С и более). В связи с этим в расчете важно учитывать зависимость интенсивности теплообмена от температуры.

Температурный коэффициент b, который входит в составляющую лучистого теплообмена, и коэффициент A, связанный с конвективным теплообменом, зависят от абсолютных значений и разности температур $t_{пов}$ и $t_в$. Температуру в помещении $t_в$ считаем постоянной и равной примерно 20 °С, в этом случае значения коэффициентов b и A зависят только от $t_{пов}$. Значения коэффициента A (для вертикальной поверхности) и температурного коэффициента b в зависимости от $t_{пов}$ даны в табл. V.2.

Таблица V.2

Значения коэффициентов b и A

$t_{пов}$, °С	b	A	$t_{пов}$, °С	b	A
20	1,01	1,67	380	4,87	1,41
80	1,36	1,6	480	6,92	1,36
180	2,3	1,53	580	9,43	1,33
280	3,3	1,47	980	25,5	1,19

Для нагретых горизонтальных поверхностей, обращенных вверх, коэффициент A должен быть увеличен на 30%, а обращенных вниз уменьшен на 30%.

Коэффициент приведенного излучения $\varepsilon_{пр}C_0$ для небольшой поверхности, обменивающейся теплом с помещением, можно считать равным коэффициенту излучения нагретой поверхности, т. е. $\varepsilon_{пр}C_0 = \varepsilon_{пов}C_0$.

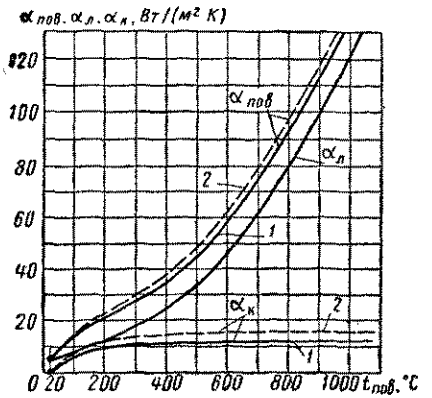


Рис. V.1. Зависимости коэффициентов полного $\alpha_{пов}$, лучистого $\alpha_л$ и конвективного $\alpha_к$ теплообмена от температуры $t_{пов}$ поверхности — вертикальной (*1*) и горизонтальной, обращенной вверх, (*2*)

Для ржавых или окисленных стальных поверхностей коэффициент излучения равен около 4,7.

В результате этого рассмотрения приходим к выводу, что коэффициенты лучистого и конвективного теплообмена $\alpha_л$, $\alpha_к$ и общий коэффициент сложного лучисто-конвективного теплообмена $\alpha_{пов}$ также зависят только от $t_{пов}$. Зависимости $\alpha_л$, $\alpha_к$ и $\alpha_{пов}$ от $t_{пов}$ приведены на рис. V.1.

Зная площадь $F_{пов}$, температуру нагретой поверхности $t_{пов}$ и определив $\alpha_{пов}$ по рис. V.1, можно рассчитать теплопоступление от нагретой поверхности $Q_{пов}$ в помещение по обычной формуле:

$$Q_{пов} = \alpha_{пов}(t_{пов} - t_в) F_{пов}. \qquad (V.7)$$

Несколько сложнее оказывается **расчет теплопоступлений от нагревательных печей**, сушил, котлов, стенки которых выложены из кирпича или другого материала и имеют значительное сопротивление теплопередаче.

Температура в печи задана технологическим проектом, известна также ее конструкция и площадь стенок $F_{ст}$, свода и пода $F_{под}$ печи. Обычно принимают, что температура на внутренней поверхности печи $t_{в.п}$ на 5° С ниже заданной температуры в печи $t_{печ}$.

Теплопоступления от стенок печи в помещение $Q_{ст}$ можно вычислить по формуле

$$Q_{ст} = K_{ст}(t_{в.п} - t_в) F_{ст}. \qquad (V.8)$$

Коэффициент теплопередачи $K_{ст}$, Вт/(м²·К) от внутренней поверхности печи к помещению равен:

$$K_{ст} = \frac{1}{\Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{пов}}}, \qquad (V.9)$$

где δ и λ — толщина и теплопроводность отдельных материальных слоев конструкции; $\alpha_{пов}$ — коэффициент теплообмена на внешней поверхности.

Расчет осложняется тем, что $\alpha_{пов}$ зависит от температуры внешней поверхности (см. рис. V.1), которая (в отличие от первого случая) в расчете не известна.

В инженерной практике подобного рода задачи решаются методом последовательного приближения. В данном случае удобен следующий порядок расчета. Задаются коэффициентом теплообмена $\alpha_{пов}$ (обычно 10—20) и определяют температуру внешней поверхности $t_{пов}$, по которой корректируют значение $\alpha_{пов}$. Можно повторить корректировку, определив $t_{пов}$ при новом значении $\alpha_{пов}$. Одной корректировки обычно оказывается достаточно, так как нет необходимости особенно точно определять $\alpha_{пов}$, роль которого в общем сопротивлении стенки теплопередаче невелика. После уточнения $\alpha_{пов}$ по формуле (V.9) определяют $K_{ст}$, а по формуле (V.8) — теплопоступления от стенок печи в помещение.

В некоторых случаях при проведении расчета необходимо также учитывать зависимость теплопроводности огнеупорных и теплоизоляционных материалов λ от температуры. Порядок расчета от этого не изменяется.

Теплопоступления через свод печи рассчитываются так же, как и через стенки, с той лишь разницей, что $\alpha_{пов}$ определяется по рис. V.1 для нагретой горизонтальной поверхности, обращенной вверх.

Потери тепла подом печи гораздо меньше потерь тепла ее боковыми стенками и сводом. Однако эти потери в некоторых случаях следует учитывать. Для предохранения фундамента от высоких температур принимают большую толщину огнеупорной кладки, вследствие чего уровень поверхности пода печи оказывается выше уровня пола помещения. Точный расчет теплопотерь оказывается довольно сложным. Для приближенного расчета можно пользоваться формулой

$$Q = mf \frac{F_{под}}{D} \lambda (t_{в.п} - t_{в}), \qquad (V.10)$$

где m — доля теряемого подом тепла, поступающего в помещение (0,5—0,7); f — фактор формы (для круглого пода равен 4,1, для квадратного пода — 4,6, для пода в виде вытянутого прямоугольника — до 3,9); $F_{под}$ — площадь пода; D — диаметр круга, равновеликого по площади поду; λ — эквивалентная теплопроводность кладки пода и грунта.

Количество тепла, поступающего через дверцы, закрывающие загрузочные отверстия, подсчитывается так же, как и количество тепла, проходящего через боковые стенки печи.

Важным элементом теплового расчета является **определение интенсивности излучения из открытого отверстия.** Такой расчет необходим для определения теплопоступлений в помещение и теплового облучения человека на рабочем месте около открытого отверстия. Для упрощения расчета обычно принимают, что излучение из отверстия $q'_{отв}$, Вт/м², соответствует излучению абсолютно черного тела и равно:

$$q'_{отв} = C_0 \left(\frac{T_{печ}}{100} \right)^4. \qquad (V.11)$$

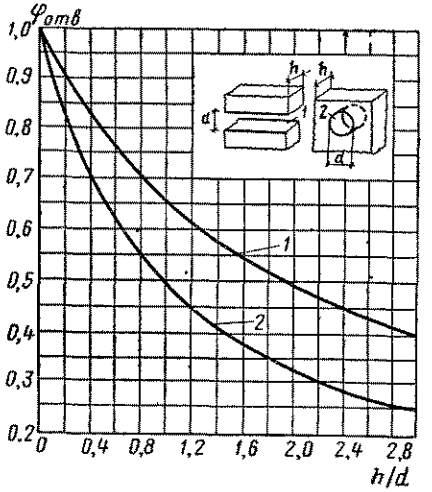


Рис. V.2. Коэффициент облученности $\varphi_{отв}$ торцовой поверхности с учетом отражения боковых поверхностей в щелевом (*1*) и цилиндрическом (*2*) отверстиях

Отверстие в стенке, имеющей определенную толщину, образует канал, который оказывает диафрагмирующее действие на излучение. В результате интенсивность излучения во внешней плоскости отверстия меньше, чем во внутренней. Коэффициент облученности $\varphi_{отв}$ с учетом отражения стенок канала можно получить по графику рис. V.2, рассчитанному проф. С. Н. Шориным. Интенсивность радиации во внешней плоскости отверстия, Вт/м², т. е. радиации, проникающей непосредственно в помещение, равна:

$$q_{отв} = \varphi_{отв} q^{\circ}_{отв}. \qquad (V.12)$$

Она определяет теплопоступления в помещение $Q_{отв}$ в результате излучения из открытого отверстия площадью F:

$$Q_{отв} = q_{отв} F. \qquad (V.13)$$

Чтобы рассчитать интенсивность теплового облучения рабочего, необходимо определить коэффициент облученности рабочего места $\varphi_{р.м}$. Обычно рассчитывают наибольшую интенсивность для площадки поверхности, расположенной напротив центра отверстия на расстоянии, равном расстоянию от рабочего места до отверстия. Коэффициенты $\varphi_{р.м}$ для этого случая в зависимости от расстояния x до отверстия площадью F приведены на графике рис. V.3. Наибольшая интенсивность теплового облучения на рабочем месте $q_{р.м}$, Вт/м², в результате равна:

$$q_{р.м} = \varphi_{р.м} \varphi_{отв} C_0 \left(\frac{T_{печ}}{100}\right)^4 F = \varphi_{р.м} q_{отв} F. \qquad (V.14)$$

В формуле (V.14) коэффициенты облученности отнесены к 1 м² поверхности в плоскости рабочего места.

При необходимости расчета с учетом произвольного положения рабочего относительно загрузочного отверстия, а также с учетом излучения нагретой поверхности печи и других поверхностей в помещении и т. д. необходимо пользоваться приемами расчета сложного лучистого теплообмена, рассмотренными в курсе «Строительная теплофизика».

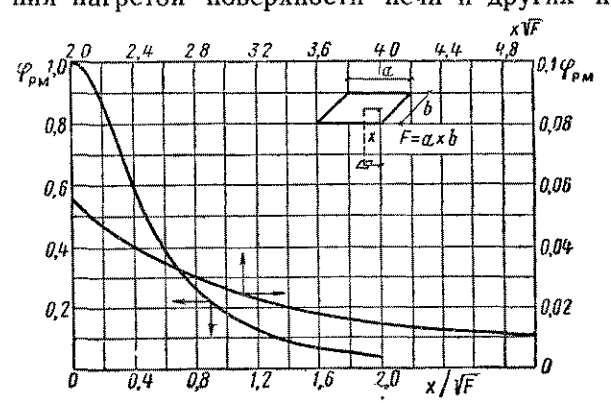


Рис. V.3. Зависимость коэффициента облученности $\varphi_{р.м}$ от расстояния x до центра излучающей поверхности площадью F (от $x/\sqrt{F}$)

§ 23. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ С ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ

В результате горения топлива в печах, при газовой сварке, стеклодувных работах и им подобных в помещение частично попадают продукты сгорания, которые загрязняют воздух и одновременно вносят в помещение некоторое количество тепла. Печи могут быть с отводом продуктов сгорания (обычно при твердом и жидком топливе) и с выпуском всех продуктов сгорания непосредственно в помещение (например, при газовом топливе). Если продукты сгорания выпускаются в цех, теплопоступления $Q_{п.с}$, Вт, подсчитываются по расходу топлива $G_т$ и его теплоте сгорания $Q_р^н$:

$$Q_{п.с} = G_т Q_р^н \eta_т, \qquad (V.15)$$

где $\eta_т$ — коэффициент, учитывающий неполноту сгорания топлива (0,9—0,97).

§ 24. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ ОСТЫВАЮЩЕГО МАТЕРИАЛА

Если в помещение подают материалы и изделия в нагретом состоянии (например, из нагревательных печей), то необходимо учитывать тепло, которое они отдают помещению при охлаждении. Если жидкий материал при остывании в помещении твердеет (например, жидкий металл), то общее количество тепла $Q_{ост}$, отданного при остывании, равно:

$$Q_{ост} = [c_ж (t_{нач} - t_{пл}) + l_{пл} + c_т (t_{пл} - t_{кон})] G, \qquad (V.16)$$

где $c_ж$ и $c_т$ — удельная теплоемкость материала соответственно в жидком и твердом состоянии; $t_{нач}$, $t_{кон}$ и $t_{пл}$ — температура соответственно начальная, конечная и фазового превращения (плавления); $l_{пл}$ — теплота фазового превращения (плавления) материала; G — масса материала.

Необходимые данные для расчета по формуле (V.16) для стали и чугуна даны в табл. V.3.

Таблица V.3

Теплофизические характеристики стали и чугуна

Материал	Температура плавления $t_{пл}$, °С	Теплота плавления $l_{пл}$, кДж/кг (ккал/кг)	Теплоемкость металла	
			$c_ж$, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]	$c_т$ средняя при t от 0 до $t_{пл}$, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]
Сталь	1300—1500	92—100(22—24)	1,17(0,28)	0,73 (0,174)
Чугун	1050—1500	96—100(23—24)	1,05(0,25)	0,755(0,18)

Если фазового превращения не происходит, то формула упрощается и $Q_{ост}$, кДж, равно:

$$Q_{ост} = c (t_{нач} - t_{кон}) G. \qquad (V.17)$$

Формулы (V.16) и (V.17) определяют общее количество тепла, отданного телом при понижении его температуры от $t_{нач}$ до $t_{кон}$. Интенсивность теплоотдачи изменяется во времени. Как правило, в

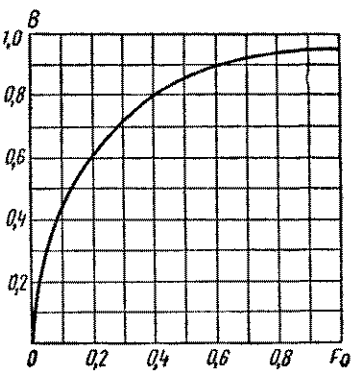


Рис V.4. Зависимость B от критерия Fo

расчете не известна $t_{кон}$, а даны только $t_{нач}$, температура помещения $t_в$ и теплофизические свойства тела. Требуется определить количество тепла, поступающего в помещение за определенный отрезок времени. Обычно интересует наибольшая интенсивность теплопоступлений за первый и последующие часы остывания.

Поступления тепла от нагретых материалов и изделий (или, наоборот, затраты тепла на нагрев материалов и изделий, подаваемых холодными с улицы) за некоторый промежуток времени Δz с начала нагрева или охлаждения можно определить по формуле

$$Q'_{ост} = cG\left(t_{нач} - t_в\right)B, \qquad (V.18)$$

где B — доля избыточного содержания тепла телом, потерянного за время Δz с начала охлаждения или нагрева.

Величина B зависит от размеров, формы, теплофизических свойств тела, продолжительности его охлаждения. Она может быть приближенно определена по графику на рис. V.4 в зависимости от критерия Fo, равного

$$Fo = \frac{\Delta z}{cGR}, \qquad (V.19)$$

где c — теплоемкость материала; G — масса изделия; R — полное сопротивление теплопередаче со всей поверхности тела, К/Вт, равное

$$R = \frac{G}{\rho\lambda F^2} + \frac{1}{\alpha_{пов}F} \qquad (V.20)$$

(здесь ρ — плотность материала, изделия; λ — теплопроводность, которая для материалов в сыпучем состоянии должна быть увеличена на 25%; F — площадь внешней теплоотдающей поверхности тела; $\alpha_{пов}$ — коэффициент теплообмена на поверхности тела, определяемый по графику рис. V.1).

В помещении возможен сложный технологический режим подачи нагретых или холодных материалов и изделий во времени. В этом случае нужно определить изменение теплопоступлений во времени от отдельных партий материалов и изделий и построить график изменения во времени суммарных теплопоступлений в помещение. Наибольшие часовые теплопоступления являются расчетными, и их необходимо учитывать при составлении теплового баланса помещения и определении установочных мощностей вентиляционных систем.

§ 25. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ

Потери тепла через наружные ограждения. В результате тепловыделений температура в помещениях даже в теплый период года оказывается выше температуры наружного воздуха. Теплопотери через наружные ограждения, обусловленные этой разностью температур, являются составляющей теплового баланса помещения. Методика их расчета подробно рассмотрена в курсе «Отопление» и здесь не разбирается. Для теплого и переходного периодов года теплопотери через ограждения могут быть получены пересчетом теплопотерь в холодный период года пропорционально отношению расчетных разностей температур внутреннего и наружного воздуха.

В тепловом балансе помещения должны быть учтены также *затраты тепла «на инфильтрацию наружного воздуха»* (эксфильтрацию внутреннего воздуха) через неплотности в ограждениях (см. гл. XVII).

Поступление тепла через наружные ограждения в теплое время года с учетом действия солнечной радиации. При составлении теплового

баланса помещения для теплого периода года необходимо рассчитать теплопоступления через его наружные ограждения с учетом действия солнечной радиации.

Естественно, что в горячих и других цехах с большими теплопоступлениями эта составляющая незначительна, и ее можно не учитывать в расчетах. Однако она существенна в тепловом балансе общественных зданий, а также промышленных зданий со сравнительно небольшими технологическими теплопоступлениями.

Для летних суток характерно значительное колебание температуры наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации, падающей на ограждения здания. Поступления тепла устанавливают для жарких летних суток, для которых за расчетную кривую изменения температуры наружного воздуха принимают правильное гармоническое колебание с суточным периодом, определяемым средней за сутки температурой $t_{н0}$, амплитудой суточных колебаний $A_{t_н}$ и временем максимума наружной температуры $z_{t_н}^{макс}$, для всех географических пунктов равным 15 ч. Температуры, приведенные в СНиП, могут рассматриваться как максимальные в расчетные сутки, соответствующие принятым нормативным параметрам климата категорий А, Б и В.

Изменения интенсивности суммарной солнечной радиации, падающей на различно ориентированные ограждения, также принимаются гармоническими и характеризуются средней за сутки интенсивностью q_0, амплитудой изменения A_q и временем максимума $z_q^{макс}$. Влияние солнечного облучения ограждений учитывается добавлением к $t_н$ эквивалентной температурной добавки $\Delta t_р$, равной

$$\Delta t_р = \frac{pq}{\alpha_н}, \qquad \text{(V.21)}$$

где p — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения; $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

Для расчета теплопередачи через наружные ограждения под влиянием разности температур используют полученную таким образом условную наружную температуру

$$t_{усл} = t_н + \Delta t_р. \qquad \text{(V.22)}$$

Температуры $t_н$ и $\Delta t_р$ изменяются во времени, поэтому и температура $t_{усл}$ является переменной, определяемой суточной гармоникой, имеющей среднее значение $t_{усл\,0}$, амплитуду $A_{t_{усл}}$ и время максимума $z_{t_{усл}}^{макс}$.

Наружные ограждения помещений могут быть массивными непрозрачными (стены, перекрытия) и лучепрозрачными (окна, фонари). Через массивные ограждения внешние тепловые воздействия передаются уменьшенными по величине и с запаздыванием во времени. Через лучепрозрачные ограждения тепло солнечной радиации непосредственно проникает в помещение и передача тепла под влиянием разности температур происходит практически без запаздывания во времени.

Теплопоступления через массивное ограждение Q_I в любой час расчетных суток z могут быть определены по формуле

$$Q_I = Q_{I,0} + \beta A_{Q_I} = K_I F_I (t_{усл\,I,0} - t_в) + \beta \alpha_в F_I \frac{A_{t_{усл\,I}}}{\nu_I}, \qquad \text{(V.23)}$$

где K_I, $\alpha_в$ и ν_I — коэффициенты теплопередачи, внутреннего теплообмена и затухания ограждения, F_I — площадь ограждения; β — временной коэффициент, равный 1 для часа суток $z_{Q_I}^{макс}$, соответствующего максимальным теплопоступлениям, и изменяющийся во времени в зависимости от разности $|z - z_{Q_I}^{макс}|$ (табл. V.4).

Время максимума теплопоступлений $z_{Q_I}^{макс}$ равно:

$$z_{Q_I}^{макс} = z_{t_{усл I}}^{макс} + \varepsilon, \qquad (V.24)$$

где ε — показатель запаздывания сквозного проникания температурных колебаний, ч

Теплопоступления через лучепрозрачное ограждение Q_{II} являются результатом теплопередачи $Q_{II\,т}$ и непосредственного проникания тепла солнечной радиации $Q_{II\,р}$. В любой час расчетных суток эти составляющие теплопоступлений равны:

$$Q_{II\,т} = K_{II} F_{II} (t_{усл\,II,0} - t_в + \beta_т A_{t\,усл\,II}); \qquad (V.25)$$

$$Q_{II\,р} = \beta_1 \beta_2 F_{II} (q_0 + \beta_р A_q), \qquad (V.26)$$

где K_{II} и F_{II} — соответственно коэффициент теплопередачи и площадь лучепрозрачного ограждения (окно); β_1 и β_2 — коэффициенты соответственно проникания и затенения окна; $\beta_т$ и $\beta_р$ — временные коэффициенты, определяемые по табл. V 4 с учетом того, что время максимума $z_{Q_{IIт}}^{макс}$ соответствует $z_{t_{усл\,II}}^{макс}$, а время максимума $z_{Q_{IIр}}^{макс}$ соответствует $z_q^{макс}$.

Таблица V.4

Значения временного коэффициента β

Число часов до или после максимума $z - z_Q^{макс}$	0	1	2	3	4	5	6
β	1	0,966	0,866	0,707	0,5	0,259	0

Продолжение табл. V.4

Число часов до или после максимума $z - z_Q^{макс}$	7	8	9	10	11	12
β	—0,259	—0,5	—0,707	—0,866	—0,966	—1

Общие теплопоступления через наружные ограждения определяют, складывая теплопоступления Q_I, $Q_{II\,т}$, $Q_{II\,р}$ через все ограждения и устанавливая величину и время максимума этой суммы. Суммирование может быть проведено численно для каждого часа суток или аналитическим методом сложения правильных гармонических колебаний.

Наибольшее значение суммарных теплопоступлений обычно совпадает во времени с максимумом теплопоступлений от проникающего через окна тепла солнечной радиации $Q_{II\,р}$. Поэтому для получения приближенного значения общих расчетных теплопоступлений можно к наибольшему значению $Q_{II\,р}$ прибавить значения Q_I и $Q_{II\,т}$, соответствующие времени $z_{Q_{II\,р}}^{макс}$.

Аналитический метод сложения гармонических колебаний, так же как и способы расчета $t_{усл}$, ν и ε, подробно рассмотрен в курсе «Строительная теплофизика».

§ 26. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИБЛИЖЕННОГО ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПОМЕЩЕНИЯ И ЗДАНИЯ ПО УКРУПНЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

Для приближенного расчета, а также при отсутствии необходимых данных теплопоступления от производственного оборудования могут быть приняты по результатам испытаний в процентах от расходуемой энергии или в абсолютных значениях. Например, в печах для термической обработки металла на нагревание металла расходуется 17—27% тепла сжигаемого топлива, с отходящими газами теряется 25—45%, теплопоступления в помещение составляют до 55%. В нагревательных печах кузниц на нагревание металла расходуется тепла 10—20%, потери с отходящими газами составляют 35—50%, в окружающую среду поступает 35—50%. Теплопоступления от вагранок в литейных цехах составляют около 15% тепла сжигаемого топлива. Для печей непрерывного действия теплопоступления в окружающую среду составляют 35—60%, печей периодического действия — 15—20%, горизонтальных сушил — 30—35%, вертикальных сушил — 15—20%, паровых турбин — 3—5%. В мартеновских цехах от 1 т выплавляемой стали поступает тепла около (25—38) 10^5 кДж. От 1 т заливаемого металла в чугунолитейном цехе поступает тепла около (4—15) 10^5 кДж.

Укрупненным показателем теплового состояния помещения является его теплонапряженность $q_п$, Вт/м³ или ккал/(ч·м³). В табл. V.5 дана теплонапряженность горячих цехов с различным объемом.

Таблица V.5

Теплонапряженность горячих цехов $q_п$

Цех	Значения $q_П$, Вт/м³ [ккал/(ч·м³)], при объеме цеха, тыс. м³				
	25	50	100	250	>250
Мартеновский, конверторный, электросталеплавильный	—	—	230(200)	200(170)	175(150)
Прокатный	—	200(170)	175(150)	140(120)	116(100)
Стале-чугунолитейный	58(50)	42(36)	—	—	—
Термический	290(250)	175(150)	—	—	—
Кузнечно-прессовый	230(200)	160(140)	90(77)	—	—

Пользуясь данными табл. V.5, можно определить теплоизбытки в помещении, которые в полном расчете являются результатом составления теплового баланса помещения, по формуле

$$\Delta Q = q_п V_{пом}, \qquad (V.27)$$

где $V_{пом}$ — объем помещения, м³.

При ориентировочных подсчетах расходов тепла на отопление и вентиляцию для холодного периода года часто можно пользоваться укрупненными показателями — удельными тепловыми характеристиками для отопления $q_о$ и вентиляции $q_в$ здания, которые даются в справочной литературе в зависимости от назначения и строительного объема V здания. С их помощью расчетный расход тепла Q, Вт, на отопление и вентиляцию здания может быть определен по формуле

$$Q = \left[\alpha q_о (t_в - t_н) + q_в \left(t_в - t_н^в\right)\right] V, \qquad (V.28)$$

где α — поправочный коэффициент, зависящий от $t_н$; $t_н$ и $t_н^в$ — расчетные значения наружной температуры соответственно для отопления и вентиляции.

§ 27. МЕРЫ ТЕПЛОЗАЩИТЫ

Для борьбы с избытками тепла приходится затрачивать значительные материальные средства, что определяет обязательность таких мероприятий по уменьшению поступлений тепла в помещения, как теплоизоляция производственного оборудования, экранирование источников теплового излучения, защита от солнечной радиации и др.

Теплоизоляция основного технологического оборудования для большинства промышленных предприятий должна обеспечивать температуру на его поверхности не выше 45° С.

Тепловое излучение является профессиональным вредным выделением в горячих цехах. В условиях облучения снижается работоспособность (до 20%), увеличивается утомляемость, возрастает травматизм (до 30%). В связи с этим борьба с тепловым излучением имеет не только экономическое, но и оздоровительное социальное значение. Для защиты от теплового излучения применяют теплоотводящие, отражающие, прозрачные и непрозрачные экраны, цепные, сеточные и вододисперсные завесы, экраны с водяной пленкой, экраны из специальных отражательных стекол (прозрачных в сторону наблюдения), экраны-ширмы и т. д.

Для защиты от солнечной радиации следует прежде всего использовать конструктивно-планировочные решения и организованное проветривание. Необходимо применять средства тепло- и солнцезащиты в виде теплоустойчивых, вентилируемых, орошаемых водой ограждений, внешних, межстекольных и внутренних устройств, затеняющих окна, солнцезащитных стекол (отражающих или поглощающих тепловое излучение, но прозрачных для видимого света) и т. д.

Одна из основных задач проектирования состоит в выявлении возможного теплового режима здания при различных мерах его обеспечения вентиляцией и в выборе экономически целесообразного варианта, поддерживающего заданные внутренние условия.

§ 28. ОБЩАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПОЛНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ

Для полного и точного расчета тепловых нагрузок, режима регулирования систем кондиционирования, обеспеченности заданных параметров микроклимата для жилых и общественных зданий с повышенным уровнем требований к комфортности внутренних условий и для промышленных зданий с современными технологическими процессами, предъявляющими высокие требования к постоянству метеорологических параметров, необходим анализ нестационарного теплового режима помещения с учетом его теплоустойчивости. Для этого рассматривают все влияющие факторы и процессы теплообмена в помещении.

Формирование теплового режима может быть представлено в виде взаимодействия возмущающих и регулирующих факторов. *Возмущающие факторы* — это теплопоступления через наружные ограждения, а также технологические и бытовые теплопоступления. Противодействующие им *регулирующие факторы* — это тепловое воздействие систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. И те и другие факторы могут быть постоянными или переменными во времени.

В результате расчетов установлено, что если переменные теплопоступления составляют менее 25% общих возмущающих тепловых воздействий, то можно ограничить расчет рассмотрением стационарного теплового баланса помещения [формула (V.1)]. Такие соотношения типичны для закрытых помещений с постоянными технологическими теплопоступлениями.

В зданиях с легкими конструкциями и большими остекленными по-

верхностями переменные теплопоступления через ограждения, как правило, превышают 25%. Если переменная составляющая находится в пределах 25—60% общих теплопоступлений и допускается коэффициент обеспеченности внутренних условий меньше 0,9, то можно ограничиться приближенным расчетом нестационарного теплового режима (приведением всех изменяющихся теплопоступлений к гармоническим без разделения их на конвективные и лучистые). Если эта составляющая превышает 60% или коэффициент обеспеченности должен быть не менее 0,9, необходим точный расчет с учетом гармонических и прерывистых теплопоступлений и с разделением их на лучистый и конвективный теплообмен. Приведенные градации позволяют выполнить расчет производительности систем кондиционирования микроклимата с ошибкой не более 15%. Методы приближенного и точного расчета теплоустойчивости вентилируемого помещения рассматриваются в курсе «Строительная теплофизика».

Анализ теплового режима помещения и обслуживающих его вентиляционных систем необходим для решения трех основных задач.

1. *Расчет естественного (пассивного) теплового режима помещения,* в результате которого необходимо установить возможность использования для борьбы с перегревом и обеспечения допустимых внутренних условий простых и сравнительно дешевых конструктивно-планировочных решений и общеобменной вентиляции. Искомыми в этом расчете являются различные меры защиты от перегрева с их количественной оценкой и производительность общеобменной вентиляции.

2. *Выявление необходимости перехода к устройству более дорогой регулируемой системы кондиционирования.* Решение этой задачи является следствием рассмотрения первой задачи, когда требуемые внутренние условия не могут быть обеспечены простыми и дешевыми средствами.

3. *Расчет регулируемого (активного) теплового режима помещения с применением системы искусственного охлаждения, обеспечивающей поддержание оптимальных внутренних условий.* Искомыми являются производительность, холодильная мощность и режим регулирования системы кондиционирования.

Последовательность расчета теплового режима помещения и обслуживающих его систем может быть следующей: 1) выбор расчетных внутренних условий и их обеспеченности; 2) определение расчетных характеристик наружного климата с учетом коэффициента обеспеченности; 3) определение возмущающих воздействий: теплопоступлений через наружные ограждения, от технологического оборудования и др.; 4) расчет теплоустойчивости помещения; 5) определение регулирующих воздействий: производительности. тепловой и холодильной мощности, режима регулирования систем вентиляции или кондиционирования.

Пример V.1. Определить теплопоступления от кузнечной печи с боковыми стенками размером 2,128×2 и 1,728×2 м, а также интенсивность облучения человека, находящегося на расстоянии 1 или 2 м от открытой дверцы размером 0,48×0,7 м напротив ее центра.

Исходные данные:

а) характеристика стенок, пода и свода — шамотный кирпич толщиной $\delta_ш = 0{,}232$ м и теплопроводностью $\lambda_ш = 0{,}838 + 0{,}000582\,t$ Вт/(м·К) [0,72+0,0005 t ккал/(ч·м·°С)], трепельный кирпич толщиной $\delta_т = 0{,}232$ м и теплопроводностью $\lambda_т = 0{,}198$ Вт/(м·К) [0,17 ккал/(ч·м·°С)];

б) характеристика дверцы — шамотный кирпич толщиной $\delta_ш = 0{,}115$ м, чугунная обойма толщиной $\delta_ч = 0{,}01$ м и теплопроводностью $\lambda_ч = 39{,}6$ Вт/(м·К);

в) температура в печи $t_{печ} = 1200°$ С;

г) температура воздуха в помещении $t_в = 20$ °С;

д) дверца открывается в течение 1 ч на 15 мин;

е) степень черноты абсолютно черного тела $C_0 = 5{,}78$ Вт/(м²·К⁴) [4,96 ккал/(ч×м²·К⁴)].

Р е ш е н и е (дано только в системе СИ)

А. Определение теплопоступлений от стенок печи

1. Принимаем температуру на внутренней поверхности печи на 5° С ниже температуры в печи:

$$t_{в.п} = t_{печ} - 5 = 1200 - 5 = 1195° \text{ С}.$$

2. Задаемся температурой на внешней поверхности печи $t_{пов} = 150$ °С.

3. По рис. V.1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи $\alpha_{пов} = 17{,}5$ Вт/(м²·К).

4. Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом:

$$\frac{\lambda_ш}{\delta_ш}(t_{в\,п} - t_1) = \frac{\lambda_т}{\delta_т}(t_1 - t_{пов}).$$

Принимаем ориентировочно $\lambda_ш = 1{,}5$ Вт/(м·К), тогда

$$1{,}5\,(1195 - t_1) = 0{,}198\,(t_1 - 150),$$

откуда

$$t_1 = \frac{1{,}5 \cdot 1195 + 0{,}198 \cdot 150}{1{,}5 + 0{,}198} = 1070° \text{ С}.$$

5. Определяем среднюю температуру шамотного кирпича:

$$t_{ср} = \frac{t_{в.п} + t_1}{2} = \frac{1195 + 1070}{2} = 1130° \text{ С}.$$

6. Определяем теплопроводность шамотного кирпича:

$$\lambda_ш = 0{,}838 + 0{,}000582t = 0{,}838 + 0{,}000582 \cdot 1130 = 1{,}49 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Эта величина достаточно близка к принятой.

7. Определяем коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности печи к наружной:

$$K_{ст} = \frac{1}{\frac{\delta_ш}{\lambda_ш} + \frac{\delta_т}{\lambda_т}} = \frac{1}{\frac{0{,}232}{1{,}5} + \frac{0{,}232}{0{,}198}} = \frac{1}{0{,}152 + 1{,}172} = 0{,}755 \text{ Вт/(м²·К)}.$$

8. Определяем количество тепла, проходящего через 1 м² стенки при заданных температурах $t_{в\,п}$ и $t_{пов}$:

$$q_{ст} = K_{ст}(t_{в\,п} - t_{пов}) = 0{,}755\,(1195 - 150) = 789 \text{ Вт/м²}.$$

9. Определяем количество тепла, отдаваемого 1 м² поверхности стенки печи в помещение:

$$q_п = \alpha_{пов}(t_{пов} - t_в) = 17{,}5\,(150 - 20) = 2275 \text{ Вт/м²}.$$

10. Задаемся новым значением температуры на внешней поверхности печи, так как $q_{ст} \neq q_п$. $t_{пов} = 70°$ С.

11. По рис. V.1 находим коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи: $\alpha_{пов} = 11{,}1$ Вт/(м²·К).

12. Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом.

$$t_1 = \frac{1{,}5 \cdot 1195 + 0{,}198 \cdot 70}{1{,}5 + 0{,}198} = 1060° \text{ С}.$$

Температура на стыке изменилась незначительно, поэтому оставляем прежнее $\lambda_ш = 1{,}5$ Вт/(м·К). Тогда коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности к наружной остается прежним $K_{ст} = 0{,}755$ Вт/(м²·К)

13. Определяем количество тепла, проходящего через 1 м² стенки при $t_{пов} = 70°$ С.

$$q_{ст} = K_{ст}(t_{в.п} - t_{пов}) = 0{,}755\,(1195 - 70) = 849 \text{ Вт/м²}.$$

14. Определяем количество тепла, отдаваемого 1 м² поверхности стенки печи в помещение:

$$q_{\text{п}} = \alpha_{\text{пов}} (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) = 11{,}1\,(70 - 20) = 555 \text{ Вт/м}^2.$$

15. Проводим графическую интерполяцию (рис. V.5): $q_{\text{ст}} = 800$ Вт/м²; $t_{\text{пов}} = 84°$ С.
16. Определяем поверхность боковых стенок (за вычетом площади отверстия):

$$F_{\text{ст}} = (2{,}128 \cdot 2 + 1{,}728 \cdot 2)\,2 - 0{,}48 \cdot 0{,}7 = 15{,}09 \text{ м}^2.$$

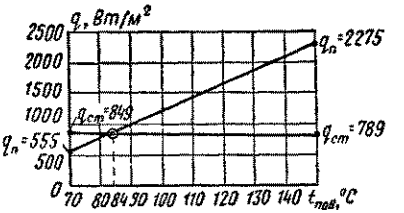


Рис. V.5. Графическое интерполирование (к примеру расчета)

17. Определяем теплопоступления от стенок печи:

$$Q_{\text{ст}} = q_{\text{ст}} F_{\text{ст}} = 800 \cdot 15{,}09 = 12\,070 \text{ Вт}.$$

Б. Определение теплопоступлений от свода печи

1. Задаемся температурой на внешней поверхности свода: $t_{\text{пов}} = 70°$ С.
2. Определяем коэффициент теплообмена $\alpha_{\text{пов}}$ по рис. V.1 для нагретых горизонтальных поверхностей, обращенных вверх: $\alpha_{\text{пов}} = 12{,}3$ Вт/(м²·К).
3. Определяем коэффициент теплопередачи свода от внутренней поверхности к наружной среде по формуле (V.9):

$$K_{\text{св}} = \frac{1}{\frac{0{,}232}{1{,}5} + \frac{0{,}232}{0{,}198} + \frac{1}{12{,}3}} = \frac{1}{0{,}152 + 1{,}172 + \frac{1}{12{,}3}} = 0{,}711 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Определяем $t_{\text{пов}}$:

$$t_{\text{пов}} = 20 + \frac{0{,}711}{12{,}3}(1195 - 20) = 88° \text{ С}.$$

5. Определяем $\alpha_{\text{пов}}$ по рис. V.1: $\alpha_{\text{пов}} = 14{,}4$ Вт/(м²·К).
6. Определяем $K_{\text{св}}$ по формуле (V.9):

$$K_{\text{св}} = \frac{1}{0{,}152 + 1{,}172 + \frac{1}{14{,}4}} = 0{,}718 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

7. Определяем площадь свода:

$$F_{\text{св}} = 2{,}128 \cdot 1{,}728 = 3{,}67 \text{ м}^2.$$

8. Определяем теплоотдачу свода по формуле (V.8):

$$Q_{\text{св}} = 0{,}718\,(1195 - 20)\,3{,}67 = 3100 \text{ Вт}.$$

В. Определение теплопоступлений от пода печи

1. Принимаем долю тепла, поступающего от пода в помещение, $m = 0{,}6$.
2. Фактор формы для прямоугольного пода $f = 3{,}9$.
3. Площадь пода

$$F_{\text{под}} = 2{,}128 \cdot 1{,}728 = 3{,}67 \text{ м}^2.$$

4. Диаметр круга, равновеликого по площади поду:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3{,}67}{3{,}14}} = 2{,}16 \text{ м}.$$

5 Определяем эквивалентную теплопроводность кладки пода:

$$\lambda_э = \frac{\Sigma\delta}{\Sigma R_{под}} = \frac{0{,}232 + 0{,}232}{0{,}152 + 1{,}172} = 0{,}353 \text{ Вт/(м·К)}.$$

6. Определяем теплоотдачу пода печи по формуле (V.10):

$$Q_{под} = 0{,}6 \cdot 3{,}9 \frac{3{,}67}{2{,}16} 0{,}353 (1195 - 20) = 1640 \text{ Вт}.$$

Г. Определение теплопоступлений от закрытой дверцы печи

1. Задаемся $t_{пов} = 230°$ С. По рис. V.1 $\alpha_{пов} = 24$ Вт/(м²·К).
2 Определяем $K_{дв}$ по формуле (V.9):

$$K_{дв} = \frac{1}{\frac{0{,}115}{1{,}5} + \frac{0{,}01}{39{,}6} + \frac{1}{24}} = \frac{1}{0{,}0752 + 0{,}000252 + 0{,}0424} = 8{,}48 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

3. Определяем $t_{пов}$:

$$t_{пов} = 20 + \frac{8{,}48}{24}(1195 - 20) = 442° \text{ С}.$$

4 По рис. V.1 $\alpha_{пов} = 39{,}8$ Вт/(м²·К).
5. Определяем $K_{дв}$ по формуле (V.9):

$$K_{дв} = \frac{1}{0{,}0752 + 0{,}000252 + \frac{1}{39{,}8}} = 9{,}94 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

6. Определяем $t_{пов}$:

$$t_{пов} = 20 + \frac{9{,}94}{39{,}8}(1195 - 20) = 313° \text{ С}.$$

7. По рис. V.1 $\alpha_{пов} = 28{,}6$ Вт/(м²·К).
8. Определяем $K_{дв}$ по формуле (V.9):

$$K_{дв} = \frac{1}{0{,}0752 + 0{,}000252 + \frac{1}{28{,}6}} = 9{,}06 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

9. Определяем $t_{пов}$:

$$t_{пов} = 20 + \frac{9{,}06}{28{,}6}(1195 - 20) = 392° \text{ С}.$$

10 По рис. V.1 $\alpha_{пов} = 34{,}9$ Вт/(м²·К).
11. Определяем $K_{дв}$ по формуле (V.9):

$$K_{дв} = \frac{1}{0{,}0752 + 0{,}000252 + \frac{1}{34{,}9}} = 9{,}61 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Это значение и принимаем за окончательное.
12 Определяем площадь дверцы:

$$F_{дв} = 0{,}48 \cdot 0{,}7 = 0{,}336 \text{ м}^2.$$

13. Определяем теплопоступления от закрытой дверцы печи при условии, что она бывает закрыта 45 мин в течение 1 ч:

$$Q_{дв} = K_{дв}(t_{в\,п} - t_в) F_{дв} \frac{45}{60} = 9{,}61 (1195 - 20) 0{,}336 \frac{45}{60} = 2840 \text{ Вт}.$$

Д. Определение теплопоступлений из открытого отверстия печи

1. Определяем интенсивность теплового излучения из отверстия по формуле (V.11):

$$q'_{отв} = 5{,}78 \left(\frac{273 + 1200}{100}\right)^4 = 272\,000 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Определяем $\varphi_{отв}$, пользуясь рис. V.2:

$$\frac{h}{d}=\frac{464}{480}=0{,}976; \qquad \frac{h}{d}=\frac{464}{700}=0{,}67;$$

$$\varphi'_{отв}=0{,}66; \qquad \varphi''_{отв}=0{,}73;$$

$$\varphi_{отв}=\frac{\varphi'_{отв}+\varphi''_{отв}}{2}=\frac{0{,}66+0{,}73}{2}=0{,}7.$$

3. Определяем интенсивность теплового излучения из отверстия в помещение:

$$q_{отв}=\varphi_{отв}\,q'_{отв}=0{,}7\cdot 272\,000=191\,000 \text{ Вт/м}^2.$$

4. Определяем теплопоступление от отверстия печи, открываемого на 15 мин в течение каждого часа:

$$Q_{отв}=q_{отв}F\frac{15}{60}=191\,000\cdot 0{,}336\,\frac{15}{60}=16\,000 \text{ Вт}.$$

Е. Определение общих теплопоступлений от печи в окружающую среду

Теплопоступления от стенок	$Q_{ст}$	=12 070 Вт
» » свода	$Q_{св}$	= 3 100 »
» » пода	$Q_{под}$	= 1 640 »
» » закрытой дверцы	$Q_{дв}$	= 2 840 »
» » открытого отверстия	$Q_{отв}$	=16 000 »
	$\Sigma Q_{пост}$	= 35 650 Вт.

Ж. Определение интенсивности облучения рабочего, находящегося на расстоянии 1 или 2 м от открытой дверцы

1. Пользуясь рис. V.3, определяем коэффициент облученности $\varphi_{р.м}$ (площадь отверстия $F=0{,}336$ м^2):

для расстояния $x=1$ м, когда $x/\sqrt{F}=1/\sqrt{0{,}336}=1{,}72$, $\varphi_{р.м1}=0{,}07$;

для расстояния $x=2$ м, когда $x/\sqrt{F}=2/\sqrt{0{,}336}=3{,}45$, $\varphi_{р.м2}=0{,}021$.

2. Определяем наибольшую интенсивность теплового облучения рабочего, находящегося на расстоянии 1 м, по формуле (V.14):

$$q_{р.м}=0{,}07\cdot 191\,000\cdot 0{,}336=4490 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Определяем наибольшую интенсивность облучения рабочего, находящегося на расстоянии 2 м, по формуле (V.14):

$$q_{р.м}=0{,}021\cdot 191\,000\cdot 0{,}336=1350 \text{ Вт/м}^2.$$

Пример V.2. Определить полные теплопоступления от 5000 кг стали, поступающей в цех в жидком состоянии с начальной температурой $t_{нач}=1500°$ С и удаляемой из цеха в виде слитков с конечной температурой $t_{кон}=500°$ С. Температура плавления стали $t_{пл}=1400°$ С.

Решение

1. По табл. V.3 определяем теплоту плавления стали: $l_{пл}=96$ кДж/кг, удельную теплоемкость стали в жидком состоянии: $c_ж=1{,}17$ кДж/(кг·К) и в твердом состоянии: $c_т=0{,}73$ кДж/(кг·К).

2. Определяем полные тепловыделения по формуле (V.16):

$$Q_{ост}=[1{,}17\,(1500-1400)+96+0{,}73\,(1400-500)]\,5000=4\,350\,000 \text{ кДж}.$$

Пример V.3. Определить теплопоступления от остывающей бетонной плиты размером 6×3×0,12 м за первый час остывания. Начальная температура бетонной плиты $t_{нач}=110°$ С. Плотность бетона $\rho=2400$ кг/м^3. Температура помещения $t_в=20°$ С. Удельная теплоемкость бетона $c=0{,}84\cdot 10^3$ Дж/(кг·К). Теплопроводность бетона $\lambda=1{,}46$ Вт/(м·К).

Решение

1. Определяем массу бетонной плиты объемом $V=6\cdot 3\cdot 0{,}12=2{,}16$ м^3:

$$G=V\rho=2{,}16\cdot 2400=5190 \text{ кг}.$$

2. Определяем по рис. V.1 коэффициент теплообмена на поверхности при температуре $t_{нач}=110°$ С: $\alpha_{пов}=15$ Вт/(м^2·К).

3. Определяем сопротивление теплопередаче по формуле (V.20):

$$R = \frac{5190}{2400 \cdot 1,46 \cdot 38,16^2} + \frac{1}{15 \cdot 38,16} = 0,00102 + 0,00175 = 0,00277 \text{ К/Вт},$$

где площадь внешней поверхности плиты

$$F = 6 \cdot 3 \cdot 2 + 3 \cdot 0,12 \cdot 2 + 6 \cdot 0,12 \cdot 2 = 36 + 0,72 + 1,44 = 38,16 \text{ м}^2.$$

4. Определяем критерий Фурье по формуле (V.19) (где $\Delta z = 3600$ с):

$$\text{Fo} = \frac{3600}{0,84 \cdot 10^3 \cdot 5190 \cdot 0,00277} = 0,3.$$

5. Определяем значение B по рис. V.4: $B = 0,71$.

6. Определяем количество тепла, поступившего в помещение от бетонной плиты за первый час, по формуле (V.18):

$$Q'_{\text{ост}} = 0,84 \cdot 10^3 \cdot 5190 \,(110 - 20)\, 0,71 = 278 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 278\,000 \text{ кДж}.$$

Глава VI

ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН ВОЗДУХА С ВОДОЙ

При расчетах вентиляционного процесса и процесса кондиционирования воздуха необходимо рассматривать взаимодействие влажного воздуха с водой.

§ 29. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН НА СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОДЫ

Процессы тепло- и влагообмена на свободной поверхности воды рассчитывают для определения количества тепла и влаги, поступающих в воздух (в помещении или в поверхностно-испарительных увлажнителях вентиляционных установок и кондиционеров).

Для определения поступлений явного конвективного тепла $Q_{\text{я}}$, Вт, используется зависимость

$$Q_{\text{я}} = \alpha (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) F, \tag{VI.1}$$

где α — коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К); $t_{\text{пов}}$ — температура поверхности, °С; $t_{\text{в}}$ — температура окружающей среды, °С; F — площадь поверхности испарения, м².

Аналогичные выражения применяют для определения влагопоступлений W, кг/ч:

$$W = \beta_p (p_{\text{пов}} - p_{\text{в}}) F \tag{VI.2}$$

или

$$W = \beta (C_{\text{пов}} - C_{\text{в}}) F, \tag{VI.3}$$

где β_p и β — коэффициенты влагообмена, отнесенные соответственно к разности парциальных давлений, кг/(ч·м²·Па), и к разности концентраций, м/ч; $p_{\text{пов}}$ и $p_{\text{в}}$ — парциальное давление водяного пара соответственно над поверхностью испарения и в окружающем воздухе, Па; $C_{\text{пов}}$ и $C_{\text{в}}$ — концентрация водяного пара соответственно над поверхностью испарения и в окружающем воздухе, кг/м³.

Из основного уравнения газового состояния (III.2) устанавливается следующая зависимость между концентрацией и парциальным давлением:

$$C \approx 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{p}{273 + t}. \tag{VI.4}$$

Для расчета по уравнениям (VI.1) — (VI.3) необходимо определить коэффициенты тепло- и влагообмена, а в ряде случаев и температуру поверхности.

Представление зависимостей в безразмерном виде при применении положений теории подобия позволяет использовать их в широком диапазоне гидродинамических и тепловлажностных условий. Во многих исследованиях рассматривались два характерных гидродинамических режима: естественная конвекция как результат действия гравитационных сил и вынужденная конвекция как следствие воздействия вынужденного воздушного потока.

Для процессов тепло- и влагообмена в условиях естественной конвекции А. В. Нестеренко получил следующие зависимости:

при $\mathrm{Ar\,Pr}=3\cdot10^6\ldots2\cdot10^8$

$$\mathrm{Nu}=5\,(\mathrm{Ar\,Pr})^{0,104}; \qquad \text{(VI.5)}$$

при $\mathrm{Ar\,Pr'}=3\cdot10^6\ldots2\cdot10^8$

$$\mathrm{Nu'}=0{,}66\,(\mathrm{Ar\,Pr'})^{0,26}, \qquad \text{(VI.6)}$$

где $\mathrm{Nu}=\dfrac{\alpha L}{\lambda}$ — термический критерий Нуссельта [здесь L — определяющий (характерный) размер поверхности]; $\mathrm{Nu'}=\dfrac{\beta L}{D}$ — диффузионный критерий Нуссельта; $\mathrm{Ar}=g\dfrac{L^3}{\nu^2}\dfrac{\rho_в-\rho_{пов}}{\rho_в}$ — критерий Архимеда (здесь $\rho_в$ и $\rho_{пов}$ — плотность соответственно окружающего воздуха и воздуха в пограничном слое над поверхностью воды); $\mathrm{Pr}=\dfrac{\nu}{a}$ — термический критерий Прандтля; $\mathrm{Pr'}=\dfrac{\nu}{D}$ — диффузионный критерий Прандтля.

Для условий вынужденной конвекции критериальные зависимости имеют вид:

$$\mathrm{Nu}=A\,\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^{0,33}\,\mathrm{Gu}^{0,175}\,\Theta^2; \qquad \text{(VI.7)}$$

$$\mathrm{Nu'}=B\,\mathrm{Re}^n\,(\mathrm{Pr'})^{0,33}\,\mathrm{Gu}^{0,135}\,\Theta^2, \qquad \text{(VI.8)}$$

где A и B — коэффициенты; $\mathrm{Re}=\dfrac{vL}{\nu}$ — критерий Рейнольдса; $\mathrm{Gu}=\dfrac{T_с-T_м}{T_с}$ — критерий Гухмана (здесь $T_с$ и $T_м$ — абсолютные температуры по сухому и мокрому термометрам, К); $\Theta=\dfrac{T_с}{T_{пов}}$ — температурный фактор (здесь $T_{пов}$ — абсолютная температура поверхности, К).

Значения коэффициентов A и B и показателя степени n приведены в табл. VI.1.

Таблица VI.1

Значения коэффициентов A и B и показателя степени n

Re	A	B	n
$3{,}15\cdot10^3$—$2{,}2\cdot10^4$	0,51	0,49	0,61
$2{,}2\cdot10^4$—$3{,}15\cdot10^5$	0,027	0,0248	0,9

В практических условиях движение масс воздуха вблизи поверхности воды может быть обусловлено одновременно энергией вынужденного потока и гравитационными силами. Поэтому в критериальные уравнения вводят комплекс $\mathrm{Ar/Re^2}$, учитывающий соотношение сил, вызывающих естественный и вынужденный потоки. По значению этого комплекса можно судить о преобладании влияния того или иного вида конвекции.

Экспериментальные исследования процессов тепло- и влагообмена при испарении, выполненные в лаборатории кафедры «Отопление и вентиляция» МИСИ с использованием данных разработок О. Кришера и Л. С. Клячко, проводились на ваннах различной длины и при изменении положения уровня поверхности испарения по отношению к их кромкам. При этом были установлены зависимости как для усредненных по поверхности значений критериев Нуссельта, так и для их локальных величин.

Средние по поверхности значения критериев Нуссельта определяются зависимостями:

при $\mathrm{Ar\,Pr} > 6 \cdot 10^7$ и $\mathrm{Ar/Re^2} > \mathrm{Pr}^{1/3}$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}113\left[1 + 0{,}5\left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{-0{,}5}\right](\mathrm{ArPr})^{1/3}\,\overline{H}^{0{,}25} \qquad \text{(VI.9)}$$

и

$$\mathrm{Nu}' = 0{,}1386\left[1 + 0{,}5\left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{-0{,}5}\right](\mathrm{ArPr}')^{1/3}\,\overline{H}^{0{,}25}; \qquad \text{(VI.10)}$$

при $\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^4$ и $\mathrm{Ar/Re^2} < \mathrm{Pr}^{1/3}$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0337\left\{1 + 0{,}18\left[1 + \left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{0{,}5}\right]\left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{0{,}25}\right\}\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\,\overline{H}^{0{,}25} \qquad \text{(VI.11)}$$

и

$$\mathrm{Nu}' = 0{,}0398\left\{1 + 0{,}18\left[1 + \left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{0{,}5}\right]\left(\frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Re}^2}\right)^{0{,}25}\right\}\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}'^{1/3}\,\overline{H}^{0{,}25}. \qquad \text{(VI.12)}$$

В зависимости (VI.9) — (VI.12) входит геометрический фактор $\overline{H}$, учитывающий расположение уровня жидкости по отношению к кромкам сосуда. Значение фактора $\overline{H}$ вычисляется по формуле

$$\overline{H} = 1 + \Delta h/L, \qquad \text{(VI.13)}$$

где Δh — расстояние от кромки сосуда до поверхности жидкости, м; L — характерный размер сосуда (длина по направлению движения воздуха), м.

Для определения температуры поверхности испарения для ванн различных размеров в широком диапазоне изменения гидродинамических и тепловлажностных условий получена полуэмпирическая формула:

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{ж}} - \frac{A\,\mathrm{Nu}'\left(\sqrt{1 + \dfrac{544LБ}{A^2\,\mathrm{Nu}'}} - 1\right)}{272L}. \qquad \text{(VI.14)}$$

Значения параметрических комплексов A и $Б$ в формуле (VI.14):

$$A = b\lambda + lmD; \qquad \text{(VI.15)}$$

$$Б = b\lambda\,(t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) + lmD\,(t_{\text{ж}} - t_{\text{р}}), \qquad \text{(VI.16)}$$

где b — коэффициент гидродинамических условий; m — коэффициент пропорциональности, D — коэффициент диффузии; $t_{\text{ж}}$ — температура толщи воды; $t_{\text{с}}$ — температура воздуха по сухому термометру; $t_{\text{р}}$ — температура точки росы.

Величину коэффициента b принимают в зависимости от гидродинамических условий протекания процесса:

$b = 0{,}858$ при $\mathrm{Ar\,Pr} > 2 \cdot 10^6$ и $\mathrm{Ar/Re^2} > \mathrm{Pr}^{1/3}$;

$b = 0{,}89$ при $\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^4$ и $\mathrm{Ar/Re^2} < \mathrm{Pr}^{1/3}$.

Значение коэффициента m определяют по соотношению

$$m = \frac{C_{\text{пов}} - C_{\text{в}}}{t_{\text{пов}} - t_{\text{р}}}. \qquad \text{(VI.17)}$$

Поскольку значение температуры $t_{\text{пов}}$ является искомой величиной, то в начале расчета ее следует задать ориентировочно.

§ 30. ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЕ С ПОВЕРХНОСТИ ВОДЫ И С ВОДЯНЫМ ПАРОМ

Одним из основных факторов, влияющих на интенсивность процесса испарения воды, является подвижность воздуха над ее поверхностью. Поэтому в эмпирических расчетных зависимостях количества перенесенного тепла и влаги представлены в виде функции скорости движения воздуха.

С открытой поверхности нагретой воды тепло поступает в помещение в явном и скрытом виде. Явное тепло, Вт/м² или ккал/(ч·м²), поступающее в помещение в результате лучисто-конвективного теплообмена, при известной скорости движения воздуха $v_{\text{в}}$ над поверхностью и температуре поверхности воды $t_{\text{пов}}$ приближенно определяется по формуле

$$q_{\text{в}}^{\text{я}} \approx \left(5{,}71 + 4{,}06v_{\text{в}}\right)(t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) \qquad \text{(VI.18)}$$

или

$$q_{\text{в}}^{\text{я}} \approx \left(4{,}9 + 3{,}5v_{\text{в}}\right)(t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}). \qquad \text{(VI.18')}$$

Скрытое тепло, кДж/(ч·м²), поступающее в помещение с водяными парами, равно:

$$q^{\text{скр}} = j_{\text{п}} I_{t_{\text{пов}}}, \qquad \text{(VI.19)}$$

где $j_{\text{п}}$ — интенсивность испарения на поверхности воды; $I_{t_{\text{пов}}}$ — энтальпия пара, кДж/кг или ккал/кг, соответствующая температуре поверхности воды, равная

$$I_{t_{\text{пов}}} = 2500 + 1{,}8t_{\text{пов}} \qquad \text{(VI.20)}$$

или

$$I_{t_{\text{пов}}} = 597{,}3 + 0{,}43t_{\text{пов}}. \qquad \text{(VI.20')}$$

При составлении теплового баланса помещения интенсивность испарения, кг/(ч·м²), можно определить по приближенной формуле

$$j_{\text{п}} = (a + 0{,}131v_{\text{в}})(p_{\text{пов}} - p_{\text{в}}) \qquad \text{(VI.21)}$$

или

$$j_{\text{п}} = (a + 0{,}0174v_{\text{в}})(p_{\text{пов}} - p_{\text{в}}), \qquad \text{(VI.21')}$$

где a — коэффициент, зависящий от температуры поверхности воды $t_{\text{пов}}$;

$t_{\text{пов}}$, °С, до . . .	30	50	70	90
a	0,216(0,022)	0,248(0,033)	0,303(0,041)	0,0383(0,051)

$p_{\text{в}}$ и $p_{\text{пов}}$ — упругость водяного пара соответственно в воздухе и при полном насыщении воздуха водяными парами при температуре поверхности воды, кПа или мм рт. ст.

Если нагретая вода не перемешивается и находится в резервуаре в спокойном состоянии, то температура ее поверхности $t_{\text{пов}}$ ниже средней температуры толщи воды $t_{\text{ж}}$. При температуре воды до 40° С эта разница составляет около 2° С; при температуре воды 70—75° С она максимальная и составляет около 12° С; по мере приближения к температуре кипения (100° С) разница температур вновь понижается до 3° С.

При кипении интенсивность испарения зависит от количества подводимого к воде тепла; ориентировочно она равна 40—50 кг/(ч·м²). При наличии укрытий (зонтов, крышек и т. д.), через которые пар частично прорывается в помещение, в формулу (VI.21) вводится понижающий коэффициент, значение которого определяется опытным путем.

Если теплообмен происходит при постепенном остывании воды, то полное количество отданного тепла, кДж/ч, при известной начальной $t_{нач}$ и конечной $t_{кон}$ температуре воды составляет

$$Q'_{ж} = G_{ж}\, c_{ж}\, (t_{нач} - t_{кон}). \qquad (VI.22)$$

Интенсивность теплоотдачи для разных отрезков времени при остывании воды подсчитывают по формуле (V.17) или (V.18), считая условную величину λ воды с учетом перемешивания равной примерно 0,93 Вт/(м·К) [0,8 ккал/(ч·м·°С)].

Иным будет процесс теплообмена, если вода длительное время находится в условиях тепловлажностного равновесия с окружающим воздухом (например, на полу помещения). В этом случае происходит адиабатическое испарение воды. Температура воды оказывается ниже температуры воздуха и приблизительно равной температуре мокрого термометра:

$$t_{ж} \approx t_{м}. \qquad (VI.23)$$

В результате разности температур явное тепло конвекцией и излучением передается от помещения к воде; его количество может быть определено по формуле (V.6). В силу равновесного состояния это тепло расходуется на испарение воды и в виде энтальпии образовавшегося водяного пара поступает обратно в воздух помещения. В результате передачи воде конвективного тепла температура воздуха понижается, а общая энтальпия его остается практически неизменной благодаря увеличению влагосодержания и доли энтальпии поступившего в воздух водяного пара. Фактически энтальпия воздуха несколько увеличивается, так как энтальпия водяного пара больше конвективной доли явного тепла, переданного воде, на величину лучистой составляющей теплообмена, а также в результате подвода тепла путем теплопроводности через поверхности, не соприкасающиеся с воздухом. Для испарения 1 кг влаги из помещения должно быть отдано $2500+1{,}8\, t_{в} - c_{ж} t_{ж}$, кДж, явного тепла. Количество испаряющейся влаги, кг/(ч·м²), при адиабатическом процессе приближенно может быть определено по формуле

$$j_{п} = (6\ldots6{,}5)\, 10^{-3}\, (t_{в} - t_{м}). \qquad (VI.24)$$

Общее количество явного тепла, кДж/ч или ккал/ч, отданного из помещения воде в этих условиях, равно:

$$Q'_{ж} = \left(2500 + 1{,}8 t_{в} - c_{ж}\, t_{ж}\right) j_{п} F \qquad (VI.25)$$

или

$$Q_{ж} = \left(597{,}3 + 0{,}43 t_{в} - c_{ж}\, t_{ж}\right) j_{п} F, \qquad (VI.25')$$

где F — площадь поверхности испарения.

В производственные помещения пар может подаваться по паропроводам и использоваться для механической работы (например, в паровых молотах). Энергия пара, израсходованная для выполнения механической работы, в конечном счете переходит в тепло и передается помещению. Количество явного тепла, кДж/ч, при этом определяют по формуле

$$Q' = G_{п} (I_{нач} - I_{кон}), \qquad (VI.26)$$

где $G_п$ — количество израсходованного пара; $I_{нач}$ и $I_{кон}$ — соответственно начальная энтальпия пара и энтальпия отработавшего пара, отводимого после выполнения механической работы.

Часть пара прорывается в помещение через неплотности паропроводов (обычно около 0,1% используемого пара) и передает воздуху полное тепло, кДж/ч, равное

$$Q'_п = 1 \cdot 10^{-3} G_п I_п, \qquad (VI.27)$$

где $I_п$ — энтальпия пара в паропроводах.

Температура воздуха в помещении при прорыве пара практически остается неизменной.

§ 31. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН В АППАРАТАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Распространенными аппаратами для тепловлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования являются форсуночные камеры, орошаемые насадки и другие устройства, позволяющие осуществлять изменения его параметров в широком диапазоне. В теплый период года можно охлаждать и осушать воздух, охлаждать его при неизменном влагосодержании, охлаждать и увлажнять его. В холодный период года используют адиабатическое увлажнение, а также контактный нагрев воздуха.

Постановка задачи расчета тепло- и влагообмена в аппаратах кондиционирования воздуха встречает значительные трудности, что заставляет вводить в описание картины процесса упрощающие предпосылки и часто ограничиваться только экспериментальными данными. Экспериментальные характеристики получены для различных аппаратов, в которых воздух специально приготовляется путем контакта с нагретой или охлажденной водой. В одних аппаратах вода разбрызгивается и воздух продувается через дождевое пространство с каплями различной дисперсности, в других она может стекать в виде пленок, образуя вспененный слой или гладкую свободную поверхность. Взаимное направление потоков воздуха и воды (рис. VI.1) и продолжительность их контакта между собой также могут быть различными.

Рассмотрим общую физическую картину процесса и влияние отдельных факторов в логической последовательности, обычно принятой в теории тепло- и массообмена. Прежде всего следует определить термодинамические потенциалы и силы, а также потоки тепла и влаги, возникающие в системе «воздух — вода». Далее необходимо выявить равновесные состояния между воздухом и водой при различных их количественных соотношениях и параметрах. Имея эти данные и составив балансовые уравнения для воздуха и воды, а также уравнение обмена, можно рассмотреть динамику нестационарных процессов тепло- и влагообмена. При расчетах аппаратов кондиционирования обычно необходимо знать промежуточные состояния воздуха и воды в процессе их перехода от произвольного начального состояния к некоторому равновесному конечному состоянию.

Оценка термодинамических потенциалов, сил и потоков в системе «воздух — вода». Рассмотрим, следуя U. Marmai («Luft-und Kältete-

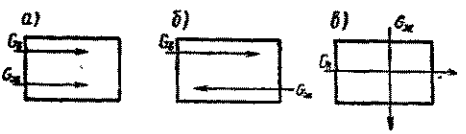


Рис. VI.1. Схемы взаимного движения воздуха и воды в камерах орошения

а — параллельный ток; *б* — противоток; *в* — перекрестный ток

chnik», 1974, № 5), полную систему «воздух — вода», включающую толщу воздуха и толщу воды с соответствующими пограничными слоями у поверхности раздела. Уравнения передачи тепла и влаги в соответствии с теорией тепло- и массообмена запишем с учетом взаимного влияния процессов. Для потоков явного «я» и полного «п» тепла q и влаги j от поверхности воды в воздух:

$$q_{в}^{я} = -\lambda_{в} \nabla t_{в} - \delta_{j} \nabla p_{в}; \tag{VI.28}$$

$$q_{в}^{п} = q_{в}^{я} + l j_{в}; \tag{VI.29}$$

$$j_{в} = -D_{в} \nabla p_{в} - \delta_{q} \nabla t_{в} = -\varkappa_{в} \nabla \Theta_{в}. \tag{VI.30}$$

Для потока тепла из воды к ее поверхности

$$q_{ж} = -\lambda_{ж} \nabla t_{ж}. \tag{VI.31}$$

Граничное условие теплообмена на поверхности воды имеет вид

$$q_{в}^{п} = q_{в}^{я} + l j_{в} = q_{ж}. \tag{VI.32}$$

Для системы в целом потоки тепла и влаги определяются разностью температур и разностью потенциалов влажности толщ воздуха и воды:

$$q_{в-ж} = K \Delta t_{в-ж} + Б_{j} \Delta \Theta_{в-ж}; \tag{VI.33}$$

$$j_{в-ж} = B \Delta \Theta_{в-ж} + Б_{q} \Delta t_{в-ж}. \tag{VI.34}$$

В приведенных уравнениях градиенты у поверхности ∇ и разности Δ температур t, парциальных давлений водяного пара p и потенциалов влажности Θ* обозначены индексами, относящими их соответственно к воздуху (в), воде (ж) или системе «воздух — вода» (в—ж). Эти градиенты и разности термодинамических потенциалов (t, p, Θ) являются силами, вызывающими соответствующие потоки тепла и влаги. В уравнениях приняты также следующие обозначения: $\lambda_{в}$ и $\lambda_{ж}$ — проводимость тепла соответственно в воздухе и воде; δ_{j} и δ_{q} — показатель соответственно влаготепло- и тепловлагопроводности; $D_{в}$ — проводимость диффузии водяного пара в воздухе; $\varkappa_{в}$ — проводимость влаги в воздухе; K и B — коэффициент передачи соответственно тепла и влаги; $Б_{j}$ и $Б_{q}$ — показатель соответственно влаготепло- и тепловлагопередачи. Показатели тепловлаго- и влаготепло-проводности и передачи учитывают взаимное влияние явлений тепло- и влагообмена.

Анализ полной системы уравнений (VI.28) — (VI.34) показывает, что характерных критических точек в процессе тепло- и влагообмена воздуха с водой не три, как это следовало из простейших представлений (см. § 15), а восемь (рис. VI.2). Эти точки соответствуют следующим состояниям:

1 — градиент температуры в воздухе у поверхности воды $\nabla t_{в} = 0$;

2 — поток явного тепла в воздухе $q_{в}^{я} = 0$;

3 — разность температур воздуха и воды $\Delta t_{в-ж} = 0$;

4 — поток тепла от воздуха к воде $q_{в-ж} = 0$;

5 — поток тепла и градиент температуры в воде у ее поверхности $q_{ж} = 0$, $\nabla t_{ж} = 0$;

6 — поток влаги и градиент потенциала влажности в воздухе у поверхности воды $j_{в} = 0$, $\nabla \Theta_{в} = 0$, а также поток влаги $j_{в-ж} = 0$;

7 — градиент парциального давления водяного пара в воздухе у поверхности воды $\nabla p_{в} = 0$;

8 — разность потенциалов влажности воздуха и воды $\Delta \Theta_{в-ж} = 0$.

Точки *0* и *9* на рис. VI.2 и VI.3 не относятся к характерным критическим точкам.

На рис. VI.3 показаны кривые распределения температуры, парци-

* О потенциале влажности см [10]

ального давления и потенциала влажности, соответствующие этим критическим точкам.

Из общей постановки задачи тепло- и влагообмена в системе «воздух — вода» следует, что для получения количественных результатов нужны данные о проводимости и передаче тепла и влаги, а также о потенциале влажности влажного воздуха.

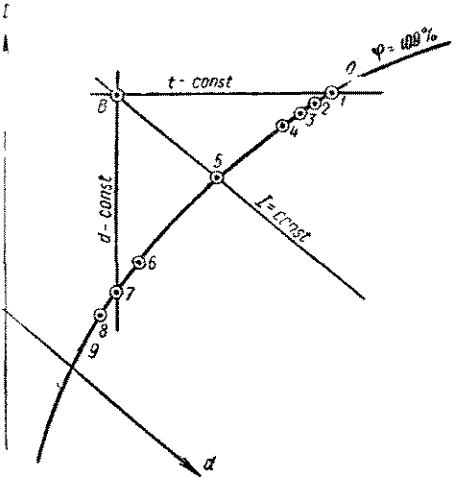


Рис VI.2 Изображение в I — d-диаграмме критических точек процесса тепло- и влагообмена в системе «воздух — вода»

Число Льюиса и уравнение Меркеля. Следующей важной задачей является выявление соотношения интенсивностей тепло- и влагообмена, которое определяется числом Льюиса. С ним связано уравнение Меркеля, используемое для расчета передачи полного (явного и скрытого) тепла. По поводу правомерности применения этих зависимостей имеются довольно противоречивые мнения.

Для нахождения соотношения интенсивностей тепло- и влагообмена (числа Льюиса) удобно воспользоваться аналогией Рейнольдса, предложенной для отыскания подобия между теплообменом и трением в турбулентном потоке жидкости.

На рис. VI.4 показаны две трактовки обменных процессов. Первая из них основана на законе Ньютона, согласно которому

$$q_я = \alpha (t_1 - t_2); \qquad \text{(VI.35)}$$

$$j = \beta_d (d_1 - d_2). \qquad \text{(VI.36)}$$

Уравнение влагообмена (VI.36) написано относительно полного влагосодержания воздуха d, а не p — см. уравнение (VI.2). Это менее

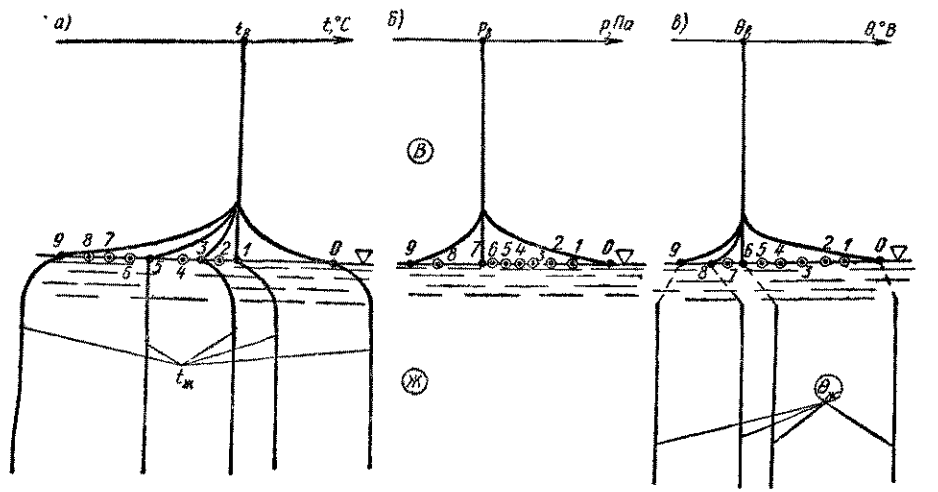


Рис. VI 3 Кривые распределения в толще воды и у поверхности раздела между воздухом ($В$) и водой ($Ж$) (соответствующие точкам на рис. VI.2)

а — температуры t, *б* — давления водяного пара p; *в* — потенциала влажности Θ

точно, но не изменяет существа дела, так как в обычном для кондиционирования воздуха диапазоне параметров [$t \approx 20°$ С, $B \approx 10^6$ Па, см. формулу (III.11)] $\Delta d \approx 0{,}84\Delta p$, и поэтому $\beta_d \approx 1{,}2\beta_p$.

Вторая трактовка основана на аналогии Рейнольдса, согласно которой обмен происходит в результате молярного переноса масс влажного воздуха. Масса влажного воздуха i, перенесенная из пограничного слоя,

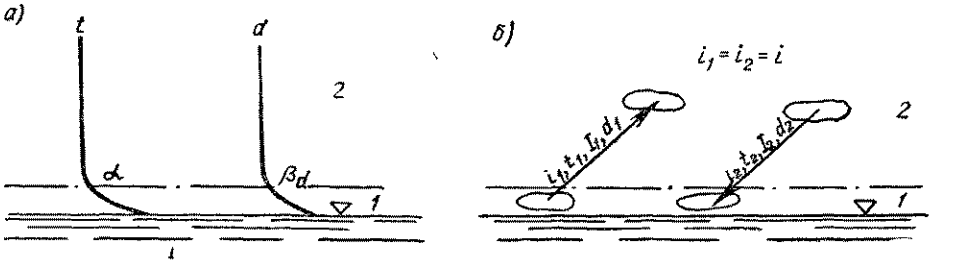


Рис VI.4. Тепло- и влагообмен воздуха с водой

а — при использовании закона Ньютона; *б* — при использовании аналогии Рейнольдса; *1* — пограничный слой воздуха; *2* — толща воздуха

в силу сплошности и неразрывности среды компенсируется такой же массой i, переносимой из ядра потока в пограничный слой. Тогда при теплоемкости влажного воздуха c

$$q_я = ic(t_1 - t_2); \tag{VI.37}$$

$$j = i(d_1 - d_2). \tag{VI.38}$$

Приравнивая правые части соответствующих уравнений (VI.35)—(VI.38), получим

$$\alpha = ic; \tag{VI.39}$$

$$\beta_d = \imath. \tag{VI.40}$$

Из последней записи ясно, что

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = c, \tag{VI.41}$$

как обычно и записывают соотношение Льюиса. Отсюда можно сделать следующий важный вывод: *в случае, если обменные процессы полностью определяются молярным переносом масс влажного воздуха, то соотношение (число) Льюиса будет, безусловно, справедливо независимо от термо- и гидродинамических условий процесса.*

Распространяя принятое сопоставление на обмен полным теплом, получим, с одной стороны,

$$q_п = \alpha(t_1 - t_2) + i\beta_d(d_1 - d_2); \tag{VI.42}$$

с другой стороны,

$$q_п = i(I_1 - I_2). \tag{VI.43}$$

Учитывая, что по формуле (VI.40) $i = \beta_d$, запишем зависимость

$$q_п = \beta_d(I_1 - I_2), \tag{VI.44}$$

которая является уравнением Меркеля. *Следовательно, сделанный ранее вывод об условиях применимости соотношения Льюиса полностью распространяется и на уравнение Меркеля.*

Из выполненного анализа также следует, что в условиях, соответ-

ствующих применимости аналогии Рейнольдса, все формы тепло- и влагообмена могут быть определены одним коэффициентом переноса β_d:

$$q_я = \beta_d \Delta (ct); \tag{VI.45}$$

$$I = \beta_d \Delta d; \tag{VI.46}$$

$$q_{скр} = \beta_d \Delta (Id); \tag{VI.47}$$

$$q_п = \beta_d \Delta I. \tag{VI.48}$$

При некоторых соотношениях параметров воздуха «1» и воды «2» могут возникнуть условия, когда поток явного тепла от воздуха к воде будет противоположен потоку влаги и скрытого тепла от воды к воздуху. Тогда

$$q_п = q_я - q_{скр} = \beta_d (ct_1 - ct_2) - \beta_d (Id_2 - Id_1) = \beta_d [(ct_1 + Id_1) - (ct_2 + Id_2)] =$$
$$= \beta_d (I_1 - I_2), \tag{VI.49}$$

т. е уравнение Меркеля и в этом случае качественно соблюдается.

Но так обстоит дело, подчеркнем еще раз, только если передача тепла и влаги определяется молярным переносом и молекулярным обменом можно пренебречь. В действительности молекулярный перенос над плоской поверхностью воды, над поверхностью капель может играть заметную роль в общем обмене.

Чтобы дать количественную оценку совместного молярного и молекулярного переноса, воспользуемся предложением Прандтля, который развил аналогию Рейнольдса введением эффектов молекулярного переноса в пограничных слоях.

В воздухе и воде у поверхности раздела — поверхности испарения — формируются пограничные слои. В воздухе пограничные эффекты проявляются сильнее, в воде они выражены менее рельефно. Картина тепло- и влагопереноса оказывается такой: по мере удаления от поверхности раздела наблюдается постепенный переход от молекулярного к молярному турбулентному обмену.

В противовес рассмотренному чисто молярному переносу разберем второй крайний случай, когда процесс обмена полностью определяется только молекулярным переносом. Такое положение возможно при малой скорости движений сред относительно друг друга и небольшой интенсивности обмена в условиях параллельно-струйного течения вдоль поверхности (поток Куэтта). В этих условиях обмен определяется молекулярной проводимостью тепла и влаги в пределах пограничных слоев, и его уравнения можно записать в двух видах:

$$q_я = \alpha (t_в - t_ж) = \frac{\lambda_в}{\delta_t} (t_в - t_ж); \tag{VI.50}$$

$$j = \beta_p (p_в - p_ж) = \frac{D_в}{\delta} (p_в - p_ж). \tag{VI.51}$$

Следовательно, соотношение интенсивности тепло- и влагообмена (число Льюиса) в этом втором крайнем случае будет равно:

$$\frac{\alpha}{\beta_p} = \frac{\alpha}{0{,}84\beta_d} = \frac{\lambda_в \delta}{\delta_t D_в}. \tag{VI.52}$$

Если предположить, как это часто делают, равенство толщин теплового δ_t и гидродинамического δ пограничных слоев, то искомое соотношение будет пропорционально отношению теплопроводности воздуха $\lambda_в$ и диффузии водяного пара в воздухе $D_в$:

$$\frac{\alpha}{\beta_d} \approx 0{,}84 \frac{\lambda_в}{D_в}. \tag{VI.53}$$

Следовательно, число Льюиса — отношение коэффициентов тепло- и влагообмена — в общем случае молярно-молекулярного переноса может находиться в пределах, определяемых соотношениями (VI.41) и (VI.53), т. е

$$c \geqslant \frac{\alpha}{\beta_d} \geqslant 0{,}84\,\frac{\lambda_в}{D_в}. \qquad \text{(VI.54)}$$

При температуре влажного воздуха около 0° С подстановка соответствующих числовых значений в соотношение (VI.54) дает

$$0{,}284\ (0{,}245) \geqslant \frac{\alpha}{\beta_d} \geqslant 0{,}271\ (0{,}234). \qquad \text{(VI.55)}$$

Чтобы установить физическую природу перехода от одного предельного значения к другому, рассмотрим схему обменных процессов с уче-

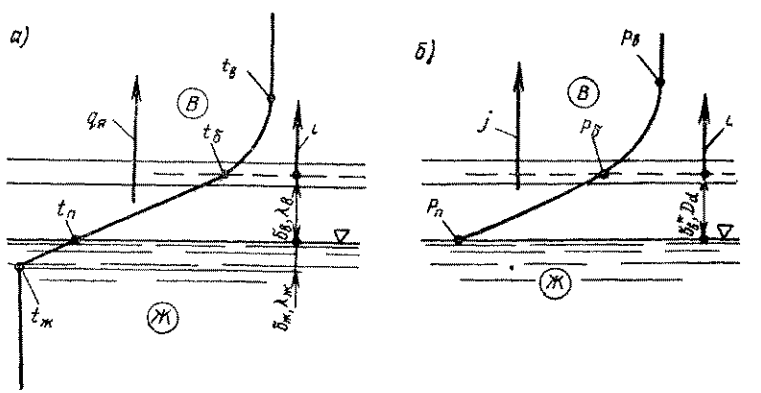


Рис. VI 5. К определению соотношения Льюиса с учетом молекулярного и молярного переноса тепла (*а*) и влаги (*б*) в пограничных слоях воздуха (*В*) и воды (*Ж*)

том пограничного слоя (рис. VI.5). Примем, что в пределах пограничного слоя воздуха толщиной $\delta_в$ (до температуры $t_б$) происходит только молекулярный перенос тепла, а от границы этого слоя — только молярный перенос. Тогда

$$q_я = \frac{\lambda_в}{\delta_в}(t_п - t_б) = ic\,(t_б - t_в) \qquad \text{(VI.56)}$$

или

$$q_я = \frac{1}{\dfrac{\delta_в}{\lambda_в} + \dfrac{1}{ic}}(t_п - t_в) = \alpha\,(t_п - t_в). \qquad \text{(VI.57)}$$

Если учесть, кроме того, долю ξ явного тепла (в общем потоке полного тепла), преодолевающую сопротивление пограничного слоя воды толщиной $\delta_ж$:

$$q_я = \frac{\lambda_ж \xi}{\delta_ж}(t_ж - t_п), \qquad \text{(VI.58)}$$

то

$$q_я = \frac{1}{\dfrac{\delta_ж}{\xi\lambda_ж} + \dfrac{\delta_в}{\lambda_в} + \dfrac{1}{ic}}(t_ж - t_в) = \frac{ic}{\left(\dfrac{\delta_ж}{\xi\lambda_ж} + \dfrac{\delta_в}{\lambda_в}\right)ic + 1}(t_ж - t_в) = K'(t_ж - t_в). \qquad \text{(VI.59)}$$

Рассуждая аналогичным образом применительно к процессу массообмена от поверхности воды через гидродинамический пограничный слой в воздух, имеем

$$j = \frac{1}{\frac{1}{\iota} + \frac{\delta_в^*}{D_{вd}}}(d_п - d_в) = \frac{\iota}{1 + \frac{\delta_в^*}{D_{вd}}\iota}(d_п - d_в) = \beta_d (d_п - d_в). \qquad (VI.60)$$

Из полученных зависимостей следует, что искомые соотношения интенсивностей тепло- и влагообмена равны:

$$\frac{a}{\beta_d} = c\frac{1 + \frac{\delta_в^*}{D_{вd}}\iota}{1 + \frac{\delta_в}{\lambda_в}\iota c} = c\eta \qquad (VI.61)$$

или с учетом передачи доли явного тепла через пограничный слой воды

$$\frac{K'}{\beta_d} = c\frac{1 + \frac{\delta_в^*}{D_{вd}}\iota}{1 + \left(\frac{\delta_ж}{\xi\lambda_ж} + \frac{\delta_в}{\lambda_в}\right)\iota c} = c\eta', \qquad (VI.62)$$

где η и η' — поправочные коэффициенты к соотношению (числу) Льюиса (соответственно для a/β_d и K'/β_d), учитывающие доли участия молярного и молекулярного переноса в общем процессе тепло- и влагообмена воздуха с водой

Передача полного тепла в рассмотренной схеме равна:

$$q_п = \frac{1}{\frac{\delta_ж}{\lambda_ж} + \frac{\delta_в}{\lambda_в} + \frac{1}{\iota c}}\left[t_ж - t_в - lj\left(\frac{\delta_в}{\lambda_в} + \frac{1}{\iota c}\right)\right] =$$

$$= K\left[t_ж - \left(t_в + \frac{lj}{\alpha}\right)\right] = K(t_ж - t_{усл}), \qquad (VI.63)$$

где $t_{усл}$ — условная температура воздуха с температурной добавкой, учитывающей теплообмен скрытым теплом фазовых превращений воды: $t_{усл} = t_в + lj/\alpha$.

В рассмотренной расчетной схеме принят ступенчатый переход от молекулярного к молярному переносу. В действительности этот переход будет постепенным, и для получения более точного результата вместо сложения соответствующих сопротивлений в условных пограничных слоях необходимо провести довольно сложное интегрирование, которое здесь не рассматривается.

Равновесное состояние в системе «воздух — вода». При решении задачи о нестационарном обмене в переходном процессе от заданного неравновесного состояния к равновесному установившемуся состоянию необходимо знать, кроме основных уравнений баланса и обмена, граничные временные и пространственные условия и в качестве одного из временных граничных условий конечное равновесное состояние, к которому стремится рассматриваемая система.

Задача (рис. VI.6) состоит в отыскании предельного равновесного состояния, к которому придут в результате тепло- и влагообмена воздух и вода при заданных начальных количествах и параметрах.

Заданы начальные условия для воздуха: $t_{в0}$, $I_{в0}$, $d_{в0}$, его количество $G_в$ и начальные условия для воды: $t_{ж0}$, $I_{ж0}$, $d_{ж0}$, ее количество $G_ж$ (здесь и далее символами $I_ж$ и $d_ж$ обозначены энтальпия и влагосодержание насыщенного водяными парами воздуха непосредственно у поверхности воды с температурой $t_ж$).

Требуется определить конечные параметры равновесного состояния t_∞, I_∞, d_∞, которые будут общими и для воздуха и для воды. Величины $G_в$ и $G_ж$ останутся практически неизменными, так как предполагается, что $G_ж \gg G_в(d_\infty - d_{в0})$.

Запишем уравнение баланса полного тепла, согласно закону сохранения энергии, в виде

$$\Delta Q_п = (I_{в0} - I_\infty) G_в = (t_\infty - t_{ж0}) G_ж c_ж \qquad (VI.64)$$

или, обозначив $G_ж/G_в = \mu$,

$$I_{в0} - I_\infty = (t_\infty - t_{ж0}) \mu c_ж \qquad (VI.65)$$

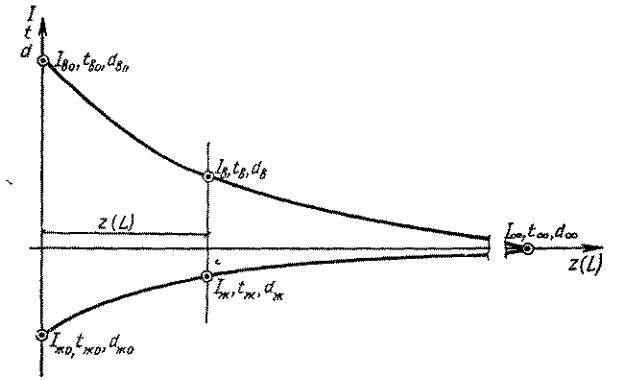


Рис VI.6. Переходный процесс тепло- и влагообмена воздуха с водой от начального до предельного равновесного состояния и его промежуточные параметры

Для решения уравнения (VI.65) воспользуемся приближенными аналитическими зависимостями, согласно которым в системах СИ и МКГСС соответственно:

$$\Delta I \approx 1{,}02\,\Delta t + 2{,}53\,\Delta d \text{ или } \Delta I \approx 0{,}245\Delta t + 0{,}605\Delta d, \qquad (VI.66)$$

и уравнениями связи между параметрами воздуха на линии насыщения $\varphi = 100\%$:

$$I = 9{,}2 + 1{,}48\,t + 0{,}0485\,t^2 \text{ или } I = 2{,}2 + 0{,}354t + 0{,}0116t^2; \qquad (VI.67)$$

$$d = 3{,}8 + 0{,}25t + 0{,}017t^2. \qquad (VI.68)$$

Подставляя в балансовое уравнение (VI.65) разность энтальпий по выражению (VI.66) и заменяя d зависимостью (VI.68), после простых преобразований получим:

$$t_\infty \approx \frac{I_{в0} + 4{,}18\,\mu\, t_{ж0} - 9{,}65}{1{,}79 + 4{,}18\,\mu + 0{,}0418\, t_{ж0}} \text{ или } t_\infty \approx \frac{I_{в0} + \mu t_{ж0} - 2{,}3}{0{,}43 + \mu + 0{,}01 t_{ж0}}. \qquad (VI.69)$$

Имея t_∞, величину I_∞ можно получить или из уравнения (VI.65) в виде

$$I_\infty = I_{в0} - (t_\infty - t_{ж0}) \mu c_ж, \qquad (VI.70)$$

или по уравнению (VI.67). Также, зная t_∞, по выражению (VI.68) получим d_∞.

Уравнения обмена и баланса тепла и влаги в системе «воздух — вода». В аппаратах кондиционирования воздуха происходят переходные процессы тепло- и влагообмена воздуха с водой. Однако из-за ограниченности протяженности поверхности обмена или продолжительности Δz контакта воздуха с водой на выходе из аппаратов они не успевают достигнуть своего равновесного состояния, а имеют некоторые промежуточные параметры (см. рис. VI.6). В связи с этим возникает необходимость в рассмотрении общей задачи нестационарного обмена. Задача может быть *прямая*, когда для заданного аппарата и режима его работы надо рассчитать параметры на выходе, или *обратная*, когда по за-

данным параметрам на выходе необходимо определить режим работы или размеры аппарата. Полная физико-математическая постановка задачи для этих случаев будет общей. В аппаратах возможно различное взаимное направление движения воды и воздуха (см. рис. VI.1), но, например, для оросительных камер с несколькими рядами разнонаправленных форсунок наиболее характерным режимом является хаотическое перемешивание, когда можно задать только некоторую продолжительность контакта воздуха с водой.

Имеется множество предложений по написанию основных дифференциальных уравнений процесса. Отличие в основном состоит в выборе поверхности или объема, определяющих обмен. Поскольку в реальных аппаратах площадь фактических поверхностей обмена установить чрезвычайно трудно, представляется целесообразным для рассмотрения полной постановки задачи пользоваться общими показателями теплопередачи K и влагообмена B_d для аппарата в данном режиме его работы.

Если принять для упрощения, что при хаотическом перемешивании и больших скоростях сред определяющим является молярный перенос, и, следовательно, справедливо уравнение Меркеля, то уравнение полного теплообмена можно записать в виде

$$dQ_{\text{п}} = B_d (I_{\text{в}} - I_{\text{ж}}) dz, \tag{VI.71}$$

а уравнение явного теплообмена — в виде

$$dQ_{\text{я}} = K (t_{\text{в}} - t_{\text{ж}}) dz. \tag{VI.72}$$

Приращения энтальпии и температуры потока воздуха равны:

$$dI_{\text{в}} = \frac{dQ_{\text{п}}}{G_{\text{в}}}; \tag{VI.73}$$

$$dt_{\text{в}} = \frac{dQ_{\text{я}}}{C_{\text{в}} c_{\text{в}}}. \tag{VI.74}$$

Приращение температуры потока воды равно:

$$dt_{\text{ж}} = -\frac{dQ_{\text{п}}}{G_{\text{ж}} c_{\text{ж}}}. \tag{VI.75}$$

Последнее уравнение можно преобразовать, имея в виду возможность получения производной $dt_{\text{ж}}/dI_{\text{ж}}$ из соотношения между энтальпией и температурой воздуха на линии насыщения (VI.67):

$$dI_{\text{ж}} = -\frac{dQ_{\text{п}}}{G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \left(\frac{dt_{\text{ж}}}{dI_{\text{ж}}}\right)}. \tag{VI.76}$$

Используя рассмотренные соотношения, можно записать общие дифференциальные уравнения нестационарного тепло- и влагообмена воздуха с водой в аппарате в следующем виде:

для воздуха по полному теплу

$$G_{\text{в}} dI_{\text{в}} = B_d (I_{\text{в}} - I_{\text{ж}}) dz; \tag{VI.77}$$

для воздуха по явному теплу

$$G_{\text{в}} c_{\text{в}} dt_{\text{в}} = K (t_{\text{в}} - t_{\text{ж}}) dz; \tag{VI.78}$$

для воды по теплу

$$G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \frac{dt_{\text{ж}}}{dI_{\text{ж}}} dI_{\text{ж}} = B_d (I_{\text{ж}} - I_{\text{в}}) dz; \tag{VI.79}$$

для воздуха по влаге

$$I_в\, dd_в = B_d\,(d_в - d_ж)\, dz. \qquad (VI.80)$$

Обычно дифференциальное уравнение для теплообменных аппаратов записывают относительно разности параметров обменивающих сред. Для нашего случая, пользуясь уравнениями (VI.77) и (VI.79), получим

$$d\,(I_в - I_ж) = \left(\frac{1}{G_в} + \frac{dI_ж/dt_ж}{G_ж\, c_ж}\right) dQ_п = -m dQ_п. \qquad (VI.81)$$

Из уравнения (VI.67) имеем

$$\frac{dI_ж}{dt_ж} = 1{,}48 + 0{,}0485\, t_ж \text{ или } \frac{dI_ж}{dt_ж} = 0{,}354 + 0{,}0116 t_ж, \qquad (VI.82)$$

поэтому m здесь можно представить в виде

$$-m = \frac{1}{G_в} + \frac{1{,}48 + 0{,}0485\, t_ж}{G_ж\, c_ж} \text{ или } -m = \frac{1}{G_в} + \frac{0{,}354 + 0{,}0116 t_ж}{G_ж\, c_ж}. \qquad (VI.83)$$

С учетом уравнения (VI.71) дифференциальное уравнение для разности энтальпий имеет вид

$$\frac{d\,(I_в - I_ж)}{I_в - I_ж} = -mB_d\, dz. \qquad (VI.84)$$

Решение уравнения вида (VI.84) известно из курса «Строительной теплофизики». Оно имеет вид

$$\Theta_I = \frac{I_в - I_ж}{I_{в0} - I_{ж0}} = e^{-mB_d \Delta z}. \qquad (VI.85)$$

Из него, в частности, следует, что средняя разность энтальпий воздуха и воды $\overline{\Delta I} = \overline{I_в} - \overline{I_ж}$ в этом процессе определится как среднелогарифмическая разность, т. е. в виде

$$\overline{\Delta I} = \frac{\Delta I_0 - \Delta I}{\ln \dfrac{\Delta I_0}{\Delta I}}, \qquad (VI.86)$$

где $\Delta I_0 = I_{в0} - I_{ж0}$; $\Delta I = I'_в - I'_ж$ в конце процесса обмена.

В выражении (VI.85) принято, что m и B_d постоянны, хотя в действительности они изменяются в процессе обмена. Учет этого обстоятельства осложнит решение, но его логическая последовательность останется неизменной.

Решение (VI.85), написанное для разности энтальпий, не позволяет, однако, получить параметры воздуха на выходе из аппарата (прямая задача), что часто должно быть основным результатом расчета. Ответ на этот вопрос можно получить, решая уравнения (VI.77), (VI.78), (VI.80) и определяя параметры равновесного состояния рассматриваемой системы «воздух — вода» по уравнениям (VI.69) и (VI.70). В общем виде решение имеет вид, известный из курса «Строительной теплофизики»:

$$\Theta = e^{-\mathrm{Fo}}. \qquad (VI.87)$$

В уравнении (VI.87) Θ является относительным избыточным значением искомого параметра, например температуры воздуха $\Theta_{t_в}$:

$$\Theta_{t_в} = \frac{t_в - t_\infty}{t_{в0} - t_\infty}. \qquad (VI.88)$$

Показатель степени в уравнении (VI.87) есть критерий Фурье, определяемый относительно соответствующих показателей общей емкости C, общего сопротивления обмену R и его продолжительности Δz, в виде

$$\mathrm{Fo} = \frac{\Delta z}{CR}. \qquad \text{(VI.89)}$$

Например, для обмена явным теплом потока воздуха

$$C = G_{\text{в}} c_{\text{в}}; \quad R = \frac{1}{K}; \quad \mathrm{Fo} = \frac{\Delta z K}{G_{\text{в}} c_{\text{в}}},$$

и решение для определения температуры воздуха на выходе из аппарата при продолжительности контакта Δz получим в виде

$$\Theta_{t\text{в}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\infty}}{t_{\text{в}0} - t_{\infty}} = e^{-\frac{\Delta z K}{G_{\text{в}} c_{\text{в}}}}. \qquad \text{(VI.90)}$$

Для расчета обмена полным теплом и влагообмена воздуха с водой $C = G_{\text{в}}$ и $R = 1/B_d$; в остальном решение аналогично (VI.90).

Решение (VI.87) справедливо также для определения параметров воды на выходе из аппарата.

Рассмотренная задача, как было сказано, относится к случаю хаотического перемешивания воды и воздуха в течение ограниченного промежутка времени. Если в аппарате четко определено взаимное направление потоков (например, в пленочных камерах), то решение можно получить в той же последовательности, заменив продолжительность контакта соответствующей протяженностью поверхности контакта. В этом случае сопротивления обмену должны быть отнесены к единице протяженности поверхности контакта. Взаимное направление потоков воды и воздуха (см. рис. VI.1) может быть учтено поправочными коэффициентами, обычно применяемыми при расчете теплообменников.

Глава VII

ПОСТУПЛЕНИЕ В ВОЗДУХ ПОМЕЩЕНИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ И ПЫЛИ. ВЗРЫВООПАСНОСТЬ ГАЗОВ И ПАРОВ

§ 32. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СВОЙСТВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ И ПЫЛИ

Понятие о токсичности выделяющихся в помещении газов и паров **вредных веществ** связано с их опасным действием на организм человека. Вредные для здоровья вещества носят название *промышленных ядов*; сюда же относится и токсичная пыль. Ядами называют вещества, которые, попадая в организм человека в небольших количествах, приводят к заболеваниям и отравлениям. Отравления бывают острыми и хроническими. Острые отравления возникают в результате поступления в организм человека в течение короткого периода относительно больших количеств яда. Хронические отравления возникают в результате поступления в организм человека относительно небольших количеств яда в течение сравнительно длительного периода. В производственных условиях яды могут проникать в организм человека через органы дыхания, пищеварительный тракт и кожу.

Газы и пары вредных веществ делятся на две основные группы: 1 — химически нереагирующие газы и пары, которые не вступают в реакцию с клетками организма человека и не изменяются в нем; 2 — химически реагирующие газы и пары.

Токсичность вещества зависит от его химической структуры, физических свойств и агрегатного состояния.

Газы и пары вредных веществ выделяются в воздух производственных помещений при химических реакциях, испарении жидких растворов с открытых поверхностей, испарении летучей части лакокрасочных материалов с окрашенных поверхностей, прорыве через различные неплотности аппаратуры и коммуникационных трубопроводов, сжигании топлива, выхлопе газов от двигателей внутреннего сгорания автомобилей, отборе проб из химических аппаратов, загрузке и выгрузке материалов и изделий из аппаратов и в других случаях.

Газы и пары вредных веществ могут легко переноситься потоками перемещающегося по помещению воздуха от мест их выделения в места, где источники вредных выделений отсутствуют. Содержание вредных веществ в воздухе производственных помещений на различных участках крайне неравномерно и зависит от мощности, мест и плотности расположения источников их выделения, от мест расположения приточных и вытяжных отверстий систем вентиляции и от характера циркуляции воздушных потоков в помещении. Газы и пары вредных веществ могут распространяться по помещению и вследствие диффузии.

Пыль выделяется в воздух производственных помещений в результате различных технологических процессов. Выделение пыли происходит в цехах предприятий текстильной, горнорудной, металлообрабатывающей, деревообрабатывающей, зерноперерабатывающей и других отраслей промышленности. При этом пыль может в больших количествах попадать в атмосферу, загрязняя воздушную среду.

По действию на организм человека различают *ядовитую* пыль (свинцовая, ртутная и пр.) и *неядовитую* (песчаная, асбестовая и пр.). Неядовитая пыль при длительном вдыхании может вызывать у человека различные легочные заболевания под названием пневмокониозы (силикоз, асбестоз и др.).

Пыли как органического, так и неорганического происхождения, образующиеся при размельчении горючих материалов, взрывоопасны вследствие очень развитой суммарной поверхности пылевых частиц по сравнению с поверхностью вещества, из которого они получены. К таким пылям относятся мучная, угольная, табачная, сахарная и др.

Взрывоопасность пыли зависит от размеров пылевых частиц. Например, очень взрывоопасна угольная пыль при размерах частиц 75 мкм. Та же угольная пыль при размерах частиц 10 мкм и менее имеет пониженную взрывоопасность благодаря быстрому окислению пылевых частиц и способности их свертываться в хлопья. Каждая взрывоопасная пыль имеет свои пределы взрывоопасных концентраций.

Некоторые пыли способны воспламеняться при температуре 205° С. Эти же пыли при концентрации 68 мг/м^3 и выше взрывоопасны.

Пыль, выделяющаяся в производственных помещениях, оказывает вредное воздействие не только на организм человека, но и на технологический процесс, часто ухудшая его и приводя к износу оборудования.

§ 33. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ГАЗОВ И ПАРОВ, ПОСТУПАЮЩИХ В ВОЗДУХ ПОМЕЩЕНИЙ

Выделение углекислого газа CO_2 людьми. Количество углекислого газа, выделяемого людьми, зависит от интенсивности выполняемой ими работы и может быть определено по табл. VII.1.

Таблица VII.1

Выделение углекислого газа людьми

Возраст людей и характер выполняемой работы	Объемный расход CO_2 л/ч	Массовый расход CO_2, г/ч
Взрослые люди при выполнении работы:		
умственной (или в состоянии покоя)	23	45
легкой физической	30	60
тяжелой »	45	90
Дети до 12 лет	12	24

Выделение газов и паров при химических реакциях. Массу газов, выделяющихся при химических реакциях, следует определять на основании формул этих реакций. При этом необходимо учитывать, что в промышленности используются не химически чистые вещества, и поэтому в воздух помещения могут поступать и побочные продукты.

Например, масса водорода, выделяющегося при зарядке свинцово-кислотных аккумуляторов, может быть определена следующим образом. Под действием электрического тока идет реакция разложения серной кислоты, находящейся в аккумуляторе:

$$2H_2SO_4 = 2H_2 + 2SO_3 + O_2.$$

При зарядке аккумулятора выделяются водород и кислород; наиболее интенсивное их выделение наблюдается в конце зарядки. В период перезарядки выделяются также так называемые «полые капли» — пузырьки газа, заключенные в оболочку электролита H_2SO_4. Полые капли, поднимаясь над поверхностью аккумуляторов, лопаются и загрязняют воздух мельчайшими частицами серной кислоты. Кислород с водородом, выделяющиеся из аккумуляторных батарей, могут образовать взрывоопасную смесь при содержании водорода в воздухе 4% и более (по объему).

По закону Фарадея один элемент при пропускании тока в 1 А·ч выделяет при 0° С и 0,1 МПа (760 мм рт. ст.) такие объем и массу водорода и кислорода:

	Водород	Кислород
Объем, л	0,418	0,21
Масса, г	0,03748	0,2984

При установке нескольких батарей в аккумуляторном помещении и других условиях средний объемный расход выделяющегося водорода может быть определен по формуле

$$V = 0{,}418 \frac{T}{273} \frac{1}{10B} \Sigma I n 10^{-3}, \qquad \text{(VII.1)}$$

где V — средний объемный расход выделяющегося водорода, м³/ч; T — абсолютная температура воздуха, К; B — барометрическое давление, МПа; I — максимальная сила зарядного тока для каждой из батарей, находящихся в аккумуляторном помещении, А; n — число элементов в батареях (включая как рабочие, так и резервные группы элементов).

При проектировании вентиляции в аккумуляторных помещениях допустимое содержание водорода в воздухе из условия взрывобезопасности принимается равным 0,7% по объему.

Пример VII.1. Определить массу выделяющихся паров соляной кислоты (хлористого водорода) при взаимодействии 1 кг хлористого натрия с серной кислотой.

Решение. В этом случае уравнение запишется следующим образом:

$$2NaCl+H_2SO_4=Na_2SO_4+2HCl,$$

т. е. при взаимодействии 116,908 г хлористого натрия и 98,075 г серной кислоты образуется 142.054 г сернонатриевой соли и 72,929 г хлористого водорода. Следовательно, из 1 кг хлористого натрия можно получить соляной кислоты:

$$72{,}929\,\frac{1000}{116{,}908}=624\text{ г}=0{,}624\text{ кг}.$$

Выделение газов и паров со свободной поверхности жидкости. Массовый расход испаряющейся жидкости, содержащей химические вещества, может быть определен с достаточным приближением по формуле

$$G=M\,(0{,}000352+0{,}000786v)\,pF, \qquad \text{(VII.2)}$$

где G — массовый расход испаряющейся жидкости, кг/ч; M — относительная молекулярная масса испаряющейся жидкости; v — скорость перемещения воздуха над поверхностью жидкости, м/с; p — упругость пара жидкости, насыщающего воздух при температуре жидкости, мм рт. ст.; F — площадь поверхности испарения, м^2.

Значения упругости пара p некоторых жидкостей, испаряющихся при температуре помещения, приведены в табл. VII.2.

Таблица VII.2

Упругость p насыщенного пара некоторых жидкостей при температуре 20° С

Жидкость	p, Па (мм рт. ст.)	Жидкость	p, Па (мм рт. ст.)
Этиловый эфир	5720(43)	Амиловый спирт, хлорбензол	532(4)
Ацетон	3720(28)	Анилин, нитробензол	40(0,3)
Этиловый спирт, бензол, дихлорэтан	2000(15)	Ртуть	0,16(0,0012)

Проникание газов и паров через неплотности. Массовый расход газов и перегретых паров, просачивающихся через неплотности технологических аппаратов и трубопроводов, работающих под давлением, может быть определен по формуле (для адиабатического процесса)

$$G=KcV\sqrt{\frac{M}{T}}, \qquad \text{(VII.3)}$$

где G — массовый расход просачивающихся газов, кг/ч; K — коэффициент запаса, характеризующий состояние оборудования ($K=1\ldots2$); c — коэффициент, зависящий от давления газов или паров в аппаратуре (табл. VII.3); V — внутренний объем аппаратуры и трубопроводов, находящихся под давлением, м^3; M — относительная молекулярная масса газов или паров в аппаратуре; T — абсолютная температура газов или паров в аппаратуре, К.

Утечка газа в зависимости от его относительной молекулярной массы при удовлетворительной эксплуатации составляет в 1 ч примерно 7—12% объема аппаратуры, в которой содержится газ.

Массовый расход вредных веществ, выделяющихся через сальники насосов, может быть определен по формуле

$$G=dc\sqrt{p_н} \qquad \text{(VII.4)}$$

где G — массовый расход вредных веществ, кг/ч; d — диаметр вала или штока, мм; K — коэффициент, учитывающий состояние сальников и степень токсичности выделений ($K=0{,}0002 \ldots 0{,}0003$), p — давление, развиваемое насосом, ат.

Таблица VII.3

Значения коэффициента c

Давление абсолютное в аппаратуре		c	Давление абсолютное в аппаратуре		c
10^5 Па	ат		10^5 Па	ат	
<1,96	<2	0,121	40	41	0,25
1,96	2	0,166	156	161	0,298
6,9	7	0,182	393	401	0,31
15,7	17	0,189	981	1001	0,37

Испарение различных растворителей и лаков. Массовый расход паров растворителей, выделяющихся при окраске или лакировке вне камер, определяют по формуле

$$G = \frac{Am}{100} F, \qquad \text{(VII.5)}$$

где G — массовый расход выделяющихся паров растворителей, г/ч; A — расход лакокрасочных материалов, г на 1 м² площади поверхности изделия, m — содержание летучих растворителей в лакокрасочном материале, %; F — площадь поверхности изделий, окрашиваемой или лакируемой за 1 ч, м²

Значения A и m приведены в табл. VII.4.

Таблица VII.4

Расход лакокрасочных материалов на покрытие изделий (на один слой) A и содержание в них летучих растворителей m

Материал	Способ покрытия	A, г/м²	m, %
Бесцветный аэролак	Кистью	200	92
Нитрошпаклевка		100—180	35—10
Нитроклей		160	80—5
Цветные аэролаки и эмали	Распылением	180	75
Масляные лаки и эмали		60—90	35

Пример VII.2. Определить массовый расход выделяющихся паров растворителей при окраске изделия цветным аэролаком, если за 1 ч окрашивается площадь поверхности 200 м².

Решение. Из табл. VII.4 находим $A=180$ г/м², $m=75\%$. Тогда по формуле (VII.5)

$$G = \frac{180 \cdot 75}{100} 200 = 27\,000 \text{ г/ч} = 27 \text{ кг/ч}.$$

Газовыделения при сжигании топлива. Массовый расход газов, выделяющихся при сжигании топлива, определяют по формуле

$$G_г = G_т g_г, \qquad \text{(VII.6)}$$

где $G_г$ — массовый расход газов, выделяющихся при сжигании топлива, кг/ч; $G_т$ — массовый расход сжигаемого топлива, кг/ч; $g_г$ — масса продуктов сгорания в кг на 1 кг топлива (табл. VII.5).

Таблица VII.5

Масса и объем продуктов сгорания топлива при теоретической массе воздуха

Топливо	Количество продуктов сгорания (с учетом влаги) 1 кг топлива		Объемная масса продуктов сгорания при $1{,}01 \cdot 10^5$ Па (760 мм рт. ст.), кг/м³	Теоретическая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг
	масса, кг	объем при $1{,}01 \cdot 10^5$ Па (760 мм рт. ст.), м³		
Дрова с влажностью 20%	5,6—5,9	4,3—4,5	1,31	4,6
Торф воздушно-сухой с влажностью 25%	5,5—6,5	4—4,7	1,38	4,9
Бурые угли	5,6—7,8	4,3—6	1,29—1,32	4,9—7
Каменные »	10—10,5	7,8—8,5	1,36—1,37	9—9,6
Антрациты	10,6—11,5	8,1—8,9	1,39	10—10,7
Горючие сланцы	—	3,6	—	—
Древесный уголь	—	8,1—8,6	—	—
Подмосковный »	7,3	5,4	1,36	6,5
Кокс	9,5—11,5	6,8—8,3	1,39	8—10,4
Мазут	14,9	11,3	1,32	14,3
Автомобильный бензин	15,9	—	1,3	14,9
Природный газ	7,5	—	1,2	7
Генераторный газ из каменного угля	2,46	—	1,33	1,33
То же, из торфа	2,5	—	1,35	1,27

Газовыделения при работе дизелей. Массовый расход газов, выделяющихся в воздух машинных залов через неплотности дизелей, можно определить по формуле

$$G_д = N(3K_ц + 30K_к), \qquad \text{(VII.7)}$$

где $G_д$ — массовый расход выделяющихся газов, мг/ч; N — эффективная мощность дизеля, л. с.; $K_ц$ и $K_к$ — концентрации отдельных составляющих в газах, образующихся в цилиндрах и в картере, мг/л, принимаемые по табл. VII.6.

Таблица VII.6

Значения концентраций $K_ц$ и $K_к$, мг/л

Газы	$K_ц$	$K_к$	Газы	$K_ц$	$K_к$
Акролеин	0,9	0,04	Углекислый газ	0	160
Окислы азота	0,6	0	Углеводороды	0,7	0,3
Окись углерода	0,8	1,3			

Газовыделения при работе карбюраторных двигателей. Массовый расход газов (акролеина и окиси углерода), выделяющихся в помещение при работе карбюраторных двигателей автомобилей, определяют по формуле

$$G_к = 15Б\frac{P}{100}, \qquad \text{(VII.8)}$$

где $G_к$ — массовый расход выделяющихся газов, кг/ч; 15 — масса выхлопных газов, образующихся из 1 кг топлива, кг; $Б$ — расход топлива одним автомобилем, кг/ч; P — содержание в выхлопных газах окиси углерода или акролеина, % (табл. VII.7).

Таблица VII.7

Содержание окиси углерода и акролеина в выхлопных газах автомобильных двигателей, %

Режим работы	Окись углерода	Акролеин
Заводка, прогрев двигателя и выезд автомобиля с места стоянки	4	0,15
Въезд и маневрирование автомобиля при установке на место	2	0,13
Регулирование	4	0,15
Испытания на стенде	3	0,13

Расход топлива одним автомобилем может быть определен по формуле

$$Б = 0{,}5K\sqrt{N}, \qquad \text{(VII.9)}$$

где $Б$ — расход топлива одним автомобилем, кг/ч; 0,5 — удельный расход топлива, кг/ч на 1 л. с.; K — коэффициент, учитывающий режим работы автомобиля; N — мощность двигателя, л. с.

Коэффициент K при прогреве двигателя и выезде автомобиля из гаража принимается равным 1, при въезде в гараж и установке автомобиля на место — 0,75.

Продолжительность операций, мин, может быть принята следующей:

Выезд автомобиля из гаража	3—5
Въезд автомобиля в гараж с установкой на место стоянки	2
Газование в профилактории	10

Для определения расхода топлива одним двигателем может быть использована и другая формула:

$$Б = 0{,}6 + 0{,}8V_{ц}, \qquad \text{(VII.10)}$$

где $Б$ — расход топлива одним двигателем, кг/ч; $V_{ц}$ — рабочий объем цилиндров двигателя, л.

Значения $V_{ц}$ для отечественных автомобилей с карбюраторными двигателями могут быть приняты по данным специальной литературы.

Определение массы газов или паров вредных веществ, поступающих в помещение, на основании химических анализов воздуха. В производственных условиях массу выделяющихся газов или паров определяют путем одновременного проведения анализов воздуха и расчета воздухообмена, как естественного, так и искусственного.

Массовый расход газов, поступающих в помещение, определяют по формуле

$$G = \frac{V(x_2 - x_1) + L(x_у - x_п)z}{10^6 z}, \qquad \text{(VII.11)}$$

где G — массовый расход газов, поступающих в помещение, кг/ч; V — объем помещения, м³; x_1, x_2 — соответственно начальная и конечная концентрация газов или паров в воздухе помещения, мг/м³; L — воздухообмен в помещении, м³/ч; $x_п$, $x_у$ — концентрация газов или паров соответственно в приточном и удаляемом воздухе, мг/м³; z — продолжительность испытания ч.

Пример VII.3. В формовочно-заливочном отделении чугунолитейного цеха в период заливки металла выделяется окись углерода CO. Воздухообмен в холодное время года составляет 90 765 м³/ч. Объем отделения 8250 м³. Продолжительность испыта-

ния 6 ч. Концентрации окиси углерода: $x_1=10$ мг/м³; $x_2=40$ мг/м³; $x_п=0$; $x_у=50$ мг/м³. Определить массовый расход поступающей в помещение окиси углерода.

Решение

$$G=\frac{8250\,(40-10)+90765\,(50-0)\,6}{10^6\cdot 6}=4{,}9 \text{ кг/ч}.$$

§ 34. ВЗРЫВООПАСНОСТЬ ГАЗОВ И ПАРОВ

Некоторые газы и пары в определенной смеси с воздухом взрывоопасны. Повышенной взрывоопасностью отличаются смеси воздуха с ацетиленом, этиленом, бензолом, метаном, окисью углерода, аммиаком, водородом. Взрыв смеси может произойти только при определенных соотношениях горючих газов с воздухом или кислородом, характеризуемых нижним и верхним пределами взрываемости. *Нижним пределом взрываемости* называется то минимальное содержание газа или пара в воздухе, которое при воспламенении может привести к взрыву. *Верхним пределом взрываемости* называется то максимальное содержание газа или пара в воздухе, при котором в случае воспламенения еще может произойти взрыв. Опасная зона взрываемости лежит между нижним и верхним пределами. Концентрация газов или паров в воздухе производственных помещений ниже нижнего и выше верхнего предела взрываемости невзрывоопасна, так как при ней не происходит активного горения и взрыва — в первом случае из-за избытка воздуха, а во втором из-за его недостатка.

В табл. VII.8 приведены нижние и верхние пределы взрываемости некоторых газов и паров.

Таблица VII.8

Взрывоопасные концентрации некоторых газов и паров

Газы и пары	Нижние и верхние пределы взрываемости		Газы и пары	Нижние и верхние пределы взрываемости	
	по объему, %	по массе, мг/л		по объему, %	по массе, мг/л
Аммиак . . .	16 и 27	111,2 и 187,65	Метан	5,3 и 14	34,45 и 91
Ацетон	3 и 11	71,1 и 260,7	Окись углерода	12,5 и 74	142,5 и 843,6
Бензин	2,4 и 4,9	137 и 281	Этилацетат . .	2,25 и 11	82,4 и 403
Бензол	1,4 и 7	44,66 и 223,3	Этиловый спирт	4 и 19	75,2 и 357,2
Водород . . .	4,1 и 74	3,362 и 60,68	» эфир	1,7 и 26	21,51 и 787,8

Для определения предела взрываемости газовоздушных смесей можно пользоваться формулой Ле-Шателье:

$$x_{см}=\frac{100}{\frac{n_1}{x_1}+\frac{n_2}{x_2}+\ldots+\frac{n_n}{x_n}}, \qquad \text{(VII.12)}$$

где n_1, n_2, ..., n_n — содержание отдельных газов в смеси, % (по объему); x_1, x_2, ..., x_n — пределы взрываемости соответствующих газов по объему, %.

Концентрация газов с точки зрения взрывобезопасности в помещениях производственных зданий не должна превышать 30% нижнего предела взрываемости.

Пример VII.4. Определить нижний и верхний пределы взрываемости для паровоздушной смеси, состоящей из 30% бензола и 70% этилового спирта (по объему).

Решение. Из табл. VII.8 находим, что нижние пределы взрываемости по объему составляют: для бензола 1,4%, для этилового спирта 4%, а верхние пределы — соответственно 7 и 19%.

Нижний предел взрываемости смеси

$$x_{см} = \frac{100}{\frac{30}{1,4} + \frac{70}{4}} = 2,57\%.$$

Верхний предел взрываемости смеси

$$x_{см} = \frac{100}{\frac{30}{7} + \frac{70}{19}} = 12,55\%.$$

Глава VIII

РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

§ 35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Вентиляционные системы здания и их производительность выбирают в результате расчета воздухообмена. Подход к решению этой задачи зависит от вида систем, а также от способов раздачи воздуха и удаления его из помещения. Производительность систем местной вентиляции определяется специфическими требованиями (технологическими и санитарно-гигиеническими), изложенными в гл. XIV, а общеобменной вентиляции — решением уравнений балансов, рассмотренных в гл. IV. При расчете общеобменной вентиляции должны быть известны количество воздуха, подаваемого в помещение и удаляемого из него местной вентиляцией, а также воздухообмен помещения со смежными помещениями и через неплотности в наружных ограждениях. Если перетекание воздуха между помещениями здания не регламентировано нормами, то расход его через проемы оценивают ориентировочно при анализе воздушного режима здания (см. гл. XVII).

Рассчитываемый воздухообмен принято называть по виду вредных выделений, для борьбы с которыми он предназначен. Например, *воздухообмен по избыткам явного тепла, по избыткам полного тепла, по влаговыделениям, по вредным веществам и т. д.*

Для определения требуемой производительности систем общеобменной вентиляции по заданному виду вредных выделений необходимо решить соответствующую систему из двух уравнений — уравнения баланса вредных выделений и уравнения баланса воздуха в помещении.

Определение производительности систем общеобменной вентиляции в общем случае. Пусть в уравнениях (IV.1), (IV.5), (IV.6), (IV.10) и (IV.12) $G_{п1}$ и $G_{у1}$ — искомые производительности соответственно приточной и вытяжной систем общеобменной вентиляции. Если количество воздуха, подаваемого и удаляемого остальными n—1 приточными и m—1 вытяжными системами, задано, то, решая попарно уравнения (IV.1) и (IV.5), (IV.1) и (IV.6), (IV.1) и (IV.10), (IV.1) и (IV.12), можно найти требуемую производительность систем общеобменной вентиляции соответственно по избыткам полного тепла, по избыткам явного тепла, по влаговыделениям, по вредным веществам.

В общем случае расчет воздухообмена, например по избыткам явного тепла, заключается в следующем.

Из уравнения (IV.1)

$$G_{п1} = G_{у1} + \sum_{j=2}^{m} G_{уj} - \sum_{i=2}^{n} G_{пi}. \qquad \text{(VIII.1)}$$

Подставляя это выражение в уравнение (IV.6) с выделением члена $G_{у1}$, получают:

$$\Delta Q'_я + c_p\left(G_{у1} + \sum_{j=2}^{m} G_{уj} - \sum_{i=2}^{n} G_{пi}\right) t_{п1} + c_p\left(\sum_{i=2}^{n} G_{пi} t_{пi} - G_{у1} t_{у1} - \right.$$

$$\left. - \sum_{j=2}^{m} G_{уj} t_{уj}\right) = 0. \qquad \text{(VIII.2)}^*$$

Решая это уравнение относительно $G_{у1}$, находят требуемую производительность вытяжной системы общеобменной вентиляции по избыткам явного тепла, кг/ч:

$$G_{у1} = \frac{\Delta Q'_я + c_p \sum_{i=2}^{n} G_{пi}\left(t_{пi} - t_{п1}\right) - c_p \sum_{j=2}^{m} G_{уj}\left(t_{уj} - t_{п1}\right)}{c_p\left(t_{у1} - t_{п1}\right)}. \qquad \text{(VIII.3)}$$

По уравнениям (VIII.1) и (VIII.3) определяется производительность систем общеобменной вентиляции в массовых единицах, а для аэродинамического расчета воздуховодов и подбора оборудования необходимо знать производительность в объемных единицах. Пересчет производительности вентиляционных систем из массовых в объёмные единицы (м³/ч) осуществляется по известным формулам:

$$L_{п1} = G_{п1}/\rho_{п1} \qquad \text{(VIII.4)}$$

и

$$L_{уi} = G_{у1}/\rho_{уi}. \qquad \text{(VIII.5)}$$

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по избыткам полного тепла, составляет, кг/ч:

$$G_{у1} = \frac{\Delta Q'_п + \sum_{i=2}^{n} G_{пi}\left(I_{пi} - I_{п1}\right) - \sum_{j=2}^{m} G_{уj}\left(I_{уi} - I_{п1}\right)}{I_{у1} - I_{п1}}. \qquad \text{(VIII.6)}$$

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по влаговыделениям, составляет, кг/ч:

$$G_{у1} = \frac{M_{вл} + \sum_{i=2}^{n} G_{пi}\left(d_{пi} - d_{п1}\right)/1000 - \sum_{j=2}^{m} G_{уj}\left(d_{уj} - d_{п1}\right)/1000}{\left(d_{у1} - d_{п1}\right)/1000}, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где $M_{вл}$ — влаговыделения в помещении, кг/ч.

Требуемый общеобменный приток $G_{п1}$ по избыткам полного тепла или по влаговыделениям определяется из уравнения баланса воздуха по формуле (VIII.1).

Пересчет воздухообмена в объемные единицы (м³/ч) в этом случае также проводят по формулам (VIII.4) и (VIII.5).

Воздухообмен, рассчитанный для одного помещения по избыткам явного или полного тепла и влаговыделениям, должен быть одинаков.

* Q' выражено в кДж/ч (см. сноску на с. 29).

Расхождение между результатами расчетов объясняется неточностью определения энтальпии и влагосодержания по I—d-диаграмме. На практике в этом случае за расчетную принимается бо́льшая из полученных по формулам (VIII.6) и (VIII.7) величин.

Общеобменная вытяжка, рассчитанная по вредным веществам, составляет, кг/ч:

$$G_{y1} = \frac{M_{вр} + \sum_{i=2}^{n} G_{пi}\left(\frac{C_{пi}}{\rho_{пi}} - \frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}\right) - \sum_{j=2}^{m} G_{yj}\left(\frac{C_{yj}}{\rho_{yj}} - \frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}\right)}{\frac{C_{y1}}{\rho_{y1}} - \frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}}. \qquad \text{(VIII.8)}$$

где $M_{вр}$ — количество вредного вещества, поступающего в помещение, мг/ч; C — его концентрация, мг/м³.

Формула (VIII.8) применяется, если в помещении имеются избытки тепла. Пересчет воздухообмена в объемные единицы в этом случае также проводится по формулам (VIII.4) и (VIII.5). Если избытки тепла в помещении отсутствуют или весьма незначительны и можно принять $\rho_п \approx \rho_{р.з} \approx \rho_y$, то воздухообмен по вредным веществам удобнее определять непосредственно в объемных единицах, т. е. в м³/ч:

$$L_{y1} = \frac{M_{вр} + \sum_{i=2}^{n} L_{пi}(C_{пi} - C_{п1}) - \sum_{j=2}^{m} L_{yj}(C_{yj} - C_{п1})}{C_{y1} - C_{п1}} \qquad \text{(VIII.9)}$$

и

$$L_{п1} = \sum_{j=1}^{m} L_{yj} - \sum_{i=2}^{n} L_{пi}. \qquad \text{(VIII.1′)}$$

Для общественных зданий воздухообмен, рассчитанный по вредным веществам, обычно меньше воздухообмена, рассчитанного по теплоизбыткам и влаговыделениям. Поэтому для этих зданий формулу (VIII.9) применяют для определения требуемого количества свежего (наружного) воздуха для систем с рециркуляцией.

Во многих промышленных цехах воздухообмен по вредным веществам может оказаться определяющим. Поэтому для этих зданий рассчитывают воздухообмен по всем видам вредных выделений, принимая наибольшую из полученных величин.

Для оценки интенсивности воздухообмена в помещении применяется удельная характеристика, называемая *кратностью воздухообмена* (отношение воздухообмена в объемных единицах к объему вентилируемого помещения):

$$Kp = L_п / V_{пом}. \qquad \text{(VIII.10)}$$

Частные случаи определения производительности систем общеобменной вентиляции

1. Отсутствие местной вентиляции (большинство помещений жилых и общественных зданий, некоторые производственные помещения — механические цехи и т. п.). Схема организации воздухообмена в помещении приведена в табл. VIII.1 (случай 1).

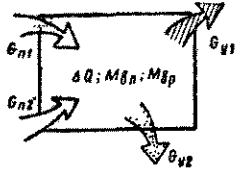
Для расчета воздухообмена по избыткам полного тепла необходимо решить систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \Delta Q'_п + G_п I_п - G_y I_y = 0; \\ G_п - G_y = 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII.11)}$$

Таблица VIII.1

Формулы для расчета воздухообмена в помещении по различным видам вредных выделений

Случаи организации воздухообмена	Схема организации воздухообмена	Определяемая величина	По избыткам явного тепла	По избыткам полного тепла	По влаговыделениям	По вредным веществам
1. Один приток, одна вытяжка		$G_п = G_у$	$\frac{\Delta Q'_я}{c_p (t_у - t_п)}$ (VIII 12′)	(VIII.12)	$\frac{M_{вл}\ 1000}{d_у - d_п}$ (VIII. 12″)	$\frac{M_{вр}}{\frac{C_у}{\rho_у} - \frac{C_п}{\rho_п}}$ (VIII 12‴)
2. Один приток, две вытяжки		$G_{у1}$	$\frac{\Delta Q'_я - G_{у2}\, c_p\, (t_{у2} - t_п)}{c_p\, (t_{у1} - t_п)}$ (VIII 14′)	(VIII 14)	$\frac{M_{вл}\ 1000 - G_{у2}\, (d_{у2} - d_п)}{d_{у1} - d_п}$ (VIII 14″)	$\frac{M_{вр} - G_{у2}\left(\frac{C_{у2}}{\rho_{у2}} - \frac{C_п}{\rho_п}\right)}{\frac{C_{у1}}{\rho_{у1}} - \frac{C_п}{\rho_п}}$ (VIII 14‴)
		$G_п$	(VIII 15)	(VIII 15)	(VIII 15)	(VIII 15)

2′. Один приток, одна вытяжка и поток перетекающего воздуха		$G_п$	$\frac{\Delta Q'_я}{kc_p\,(t_{у2}-t_п)+c_p\,(1-k)\times (t_{у1}-t_п)}$ (VIII.16′)	(VIII.16)	$\frac{M_{вл}\cdot 1000}{k(d_{у2}-d_п)+(1-k)\times (d_{у1}-d_п)}$ (VIII.16″)	$\frac{M_{вр}}{\frac{C_у}{\rho_у}-\frac{C_п}{\rho_п}}$, (VIII.16‴) так как $C_{у1}\approx C_{у2}$
		$G_{у1}$	(VIII.17)	(VIII.17)	(VIII.17)	(VIII.17)
		$G_{у2}$	(VIII.18)	(VIII.18)	(VIII.18)	(VIII.18)
3. Два притока, одна вытяжка		$G_у$	(VIII.20′)	(VIII.20)	$\frac{M_{вл}\cdot 1000+G_{п2}\,(d_{п2}-d_{п1})}{d_у-d_{п1}}$ (VIII.20″)	$\frac{M_{вр}+G_{п2}\left(\frac{C_{п2}}{\rho_{п2}}-\frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}\right)}{\frac{C_у}{\rho_у}-\frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}}$ (VIII.20‴)
		$G_{п1}$	(VIII 21)	(VIII 21)	(VIII 21)	(VIII.21)
4. Два притока, две вытяжки		$G_{у1}$	$\frac{\Delta Q'_я+G_{п2}\,c_p\,(t_{п2}-t_{п1})-G_{у2}\,c_p(t_{у2}-t_{п1})}{c_p(t_{у1}-t_{п1})}$ (VIII.23′)	(VIII.23)	$\frac{M_{вл}\cdot 1000+G_{п2}(d_{п2}-d_{п1})-G_{у2}(d_{у2}-d_{п1})}{d_{у1}-d_{п1}}$ (VIII.23″)	$\frac{M_{вр}+G_{п2}\left(\frac{C_{п2}}{\rho_{п2}}-\frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}\right)-G_{у2}\left(\frac{C_{у2}}{\rho_{у2}}-\frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}\right)}{\frac{C_{у1}}{\rho_{у1}}-\frac{C_{п1}}{\rho_{п1}}}$ (VIII.23‴)
		$G_{п1}$	(VIII.24)	(VIII.24)	(VIII.24)	(VIII.24)

Решение этой системы имеет вид, кг/ч:

$$G_{\text{у}} = G_{\text{п}} = \Delta Q'_{\text{п}}/(I_{\text{у}} - I_{\text{п}}). \qquad \text{(VIII.12)}$$

Объемные расходы воздуха при этом определяются по формулам (VIII.4) и (VIII.5). Естественно, $L_{\text{у}} \neq L_{\text{п}}$, так как $\rho_{\text{у}} \neq \rho_{\text{п}}$.

Аналогичные формулы для расчета воздухообмена по влаге и избыткам явного тепла для этого случая приведены в табл. VIII.1.

2. Удаление воздуха из помещения на двух разных уровнях. К этому случаю относится большинство производственных помещений при наличии в них местных отсосов, забирающих воздух из рабочей зоны в количестве $G_{\text{у2}}$, кг/ч (см. случай 2 в табл. VIII.1). Примером таких помещений могут служить деревообрабатывающие, обувные, малярные цехи и т п. В общественных зданиях также имеются помещения, в которых воздухообмен происходит по этой схеме. Примером могут служить кухни предприятий общественного питания. В некоторых помещениях на двух разных уровнях — на уровне верхней $G_{\text{у1}}$ и нижней $G_{\text{у2}}$ зоны — осуществляется общеобменная вытяжка (случай 2′). По описываемой схеме происходит воздухообмен в помещениях обеденных залов (удаление воздуха на двух разных уровнях), в зрительных и актовых залах (расположение отверстий для рециркуляции воздуха в нижней зоне помещения).

В этом случае для расчета воздухообмена по избыткам полного тепла используют систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta Q'_{\text{п}} + G_{\text{п}} I_{\text{п}} - G_{\text{у1}} I_{\text{у1}} - G_{\text{у2}} I_{\text{у2}} = 0; \\ &G_{\text{п}} - G_{\text{у1}} - G_{\text{у2}} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII.13)}$$

Решение системы имеет вид, кг/ч:

$$G_{\text{у1}} = \frac{\Delta Q'_{\text{п}} - G_{\text{у2}}(I_{\text{у2}} - I_{\text{п}})}{I_{\text{у1}} - I_{\text{п}}} \qquad \text{(VIII.14)}$$

и

$$G_{\text{п}} = G_{\text{у1}} + G_{\text{у2}}. \qquad \text{(VIII.15)}$$

В некоторых случаях при расчете воздухообмена по рассматриваемой схеме бывает задано соотношение между величинами $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{у2}}$. Примером может служить обеденный зал столовой или ресторана, где соотношение указанных величин нормируется с целью создания некоторого подпора для предотвращения перетекания в зал загрязненного воздуха из подсобных помещений Расход воздуха $G_{\text{у2}}$ выдавливается в соседние помещения через проемы и неплотности. Решение системы (VIII.13) в этом случае имеет вид, кг/ч:

$$G_{\text{п}} = \frac{\Delta Q'_{\text{п}}}{k(I_{\text{у2}} - I_{\text{п}}) + (1-k)(I_{\text{у1}} - I_{\text{п}})}, \qquad \text{(VIII.16)}$$

где $k = G_{\text{у2}}/G_{\text{п}}$ — коэффициент, принимаемый для обеденных залов в соответствии с рекомендациями СНиП II-Л 8-71 от 0,5 до 1

Количество воздуха, удаляемого в этом случае из верхней зоны помещения, кг/ч:

$$G_{\text{у1}} = G_{\text{п}} - G_{\text{у2}} = (1-k)\,G_{\text{п}}. \qquad \text{(VIII.17)}$$

Количество воздуха, перетекающего в соседние помещения через проемы и неплотности, кг/ч:

$$G_{\text{у2}} = kG_{\text{п}}. \qquad \text{(VIII.18)}$$

Расчет воздухообмена при расположении отверстий для рециркуляции воздуха не в верхней зоне помещения, а на произвольном уровне производится также по формуле (VIII.16). В этом случае I_{y2} — энтальпия воздуха на уровне рециркуляционных отверстий, а величина k определяется по соотношению расходов рециркуляционного и приточного воздуха.

3. Поступление воздуха в помещение от двух источников. К этому случаю относятся загрязненные помещения, в которые за счет некоторого создаваемого в них разрежения из соседних помещений через проемы проникает определенное количество воздуха. Расход этого воздуха $G_{п2}$ определяется при расчете воздушного режима. К помещениям такого рода в промышленных зданиях относятся гальванические цехи, ряд цехов химических производств, помещения с выделением взрывоопасных паров и газов. В общественных зданиях — это помещения пунктов питания (буфеты, кухни и другие помещения для приготовления и разогрева пищи), раздевалки при душевых и т. п. Схема воздухообмена для этого случая представлена в табл. VIII.1 (случай 3).

Для расчета воздухообмена по избыткам полного тепла необходимо решить систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \Delta Q'_{п} + G_{п1} I_{п1} + G_{п2} I_{п2} - G_{у} I_{у} = 0; \\ G_{п1} + G_{п2} - G_{у} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII.19)}$$

Решение этой системы имеет вид, кг/ч:

$$G_{у} = \frac{\Delta Q'_{п} + G_{п2}(I_{п2} - I_{п1})}{I_{у} - I_{п1}} \qquad \text{(VIII.20)}$$

$$G_{п1} = G_{у} - G_{п2}. \qquad \text{(VIII.21)}$$

Расчет воздухообмена по избыткам полного тепла в этом случае затруднен необходимостью определять величину $I_{у}$ подбором. Задачу можно решить путем вспомогательного построения в $I-d$-диаграмме, используя для составления системы уравнений геометрическое подобие фигур, образованных линиями процесса на диаграмме.

Однако в рассматриваемом случае можно применить и весьма простой прием определения искомых величин $G_{у}$ и $G_{п1}$. При известной величине $t_{у}$ целесообразней рассчитать воздухообмен по избыткам явного тепла $\Delta Q'_{я} \approx \Delta Q'_{п} - M_{вл} I_{пар}$. Здесь $I_{пар}$ — энтальпия пара при $t_{в}$. По аналогии с формулой (VIII.20)

$$G_{у} = \frac{\Delta Q'_{я} + G_{п2} c_{p}(t_{п2} - t_{п1})}{c_{p}(t_{у} - t_{п1})}. \qquad \text{(VIII.20')}$$

Величина $G_{п1}$ определяется по формуле (VIII.21). Параметры воздуха в помещении и воздуха, удаляемого из помещения, определяются аналитически или построением в $I-d$-диаграмме процессов смешения и изменения состояния воздуха в помещении. Для помещений со значительными влаговыделениями величину $G_{у}$ после определения $I_{у}$ целесообразно проверить по формуле (VIII.20).

4. Удаление воздуха из помещения на двух разных уровнях при поступлении воздуха от двух источников. Это наиболее сложная схема воздухообмена (случай 4 в табл. VIII.1). Такова, например, схема воздухообмена в горячих цехах предприятий общественного питания при устройстве укрытия с

отсосом воздуха над плитой. По этой же схеме осуществляется воздухообмен в горячих цехах литейного, термического и других подобных производств при наличии аэрации, систем местных отсосов и приточной системы вентиляции для компенсации этих местных отсосов или для душирования рабочих мест у теплоизлучающего оборудования.

В этом случае для расчета воздухообмена по избыткам полного тепла используют систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \Delta Q'_{\text{п}} + G_{\text{п1}} I_{\text{п1}} + G_{\text{п2}} I_{\text{п2}} - G_{\text{у1}} I_{\text{у1}} - G_{\text{у2}} I_{\text{у2}} = 0; \\ G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}} - G_{\text{у1}} - G_{\text{у2}} = 0. \end{aligned}\right\} \quad \text{(VIII.22)}$$

Величины $G_{\text{п2}}$ и $G_{\text{у2}}$ известны. Решение системы имеет вид, кг/ч:

$$G_{\text{у1}} = \frac{\Delta Q'_{\text{п}} + G_{\text{п2}}(I_{\text{п2}} - I_{\text{п1}}) - G_{\text{у2}}(I_{\text{у2}} - I_{\text{п1}})}{I_{\text{у1}} - I_{\text{п1}}} \quad \text{(VIII.23)}$$

и

$$G_{\text{п1}} = G_{\text{у1}} + G_{\text{у2}} - G_{\text{п2}}. \quad \text{(VIII.24)}$$

Величины $G_{\text{п1}}$ и $G_{\text{у1}}$ определяют производительность соответствующих систем механической вентиляции (для горячего цеха предприятия питания) или аэрационные расходы через приточные и вытяжные отверстия (горячие цехи промышленных зданий). В последнем случае воздухообмен, как правило, рассчитывают по избыткам явного тепла [см. формулу (VIII.23′) в табл. VIII.1].

Пример VIII.1. Определить производительность системы общеобменной вентиляции кузнечного цеха, если температура приточного воздуха $t_{\text{п1}}=23°\text{C}$ ($\rho_{\text{п1}}=1{,}19$ кг/м³), температура воздуха, удаляемого из верхней зоны, $t_{\text{у1}}=45°\text{C}$ ($\rho_{\text{у1}}=1{,}11$ кг/м³), избытки явного тепла $\Delta Q'_{\text{я}}=3\,300\,000$ кДж/ч. В помещении действуют система местного притока — душирование рабочих мест, подающая воздух с расходом $G_{\text{п2}}=80\,000$ кг/ч и температурой 20° С, и система местных отсосов, удаляющая расход воздуха $G_{\text{у2}}=65\,000$ кг/ч из рабочей зоны помещения с температурой $t_{\text{р з}}=t_{\text{у2}}=28°$ С. Объем цеха 27 000 м³.

Решение. По формуле (VIII.23′) в табл VIII 1 находим:

$$G_{\text{у1}} = \frac{3\,300\,000 + 80\,000 \cdot 1\,(20 - 23) - 65\,000 \cdot 1\,(28 - 23)}{1\,(45 - 23)} = 124\,000 \text{ кг/ч},$$

т.е. $L_{\text{у1}} = 124\,000/1{,}11 = 111\,000$ м³/ч.

По формуле (VIII 24) определяем:

$$G_{\text{п1}} = 124\,000 + 65\,000 - 80\,000 = 109\,000 \text{ кг/ч},$$

т. е. $L_{\text{п1}} = 109\,000/1{,}19 = 91\,500$ м³/ч.

Кратность воздухообмена по общеобменному притоку по формуле (VIII.10):

$$Kp = 91\,500/27000 \approx 3{,}4.$$

§ 36. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА В ВЕНТИЛЯЦИОННОМ ПРОЦЕССЕ. ВЫБОР РАСЧЕТНОГО ВОЗДУХООБМЕНА

При определении производительности систем общеобменной вентиляции проводят расчет воздухообмена для трех периодов года: холодного, переходного и теплого. Для систем кондиционирования воздуха расчет воздухообмена принято проводить для двух периодов года — холодного и теплого с последующим анализом круглогодичного режима работы. По результатам расчетов для различных условий подбирают вентиляционное оборудование: вентиляторы, фильтры, калориферы, воздухоохладители, оросительные камеры и пр.

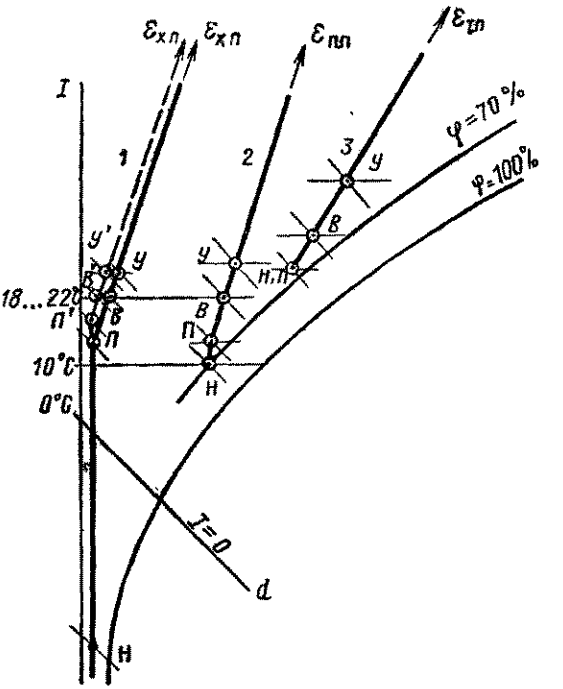


Рис. VIII.1. Построение процессов изменения состояния воздуха в $I-d$-диаграмме для расчетных периодов года при общеобменной вентиляции

1 — холодный период; *2* — переходный период; *3* — теплый период; *н* — точка, характеризующая параметры наружного воздуха; *п* — то же, приточного воздуха; *в* — то же, внутреннего воздуха; *у* — то же, воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения; *п'*, *в'*, *у'* — точки, характеризующие параметры воздуха в холодный период после пересчета на расчетный воздухообмен; $\varepsilon_{х.п}$, $\varepsilon_{п.п}$, $\varepsilon_{т.п}$ — угловые коэффициенты лучей процесса в помещении соответственно для холодного, переходного и теплого периода

Воздухообмен в большой степени определяется выбором параметров воздуха (наружного, в рабочей зоне помещения, приточного и удаляемого из помещения). Рассмотрим рекомендуемые значения этих параметров.

Параметры наружного воздуха. Температура и энтальпия наружного воздуха (точка *н* на рис. VIII.1) принимаются по рекомендациям СНиП [45] в соответствии с географическим расположением объекта. Влагосодержание определяется по $I-d$-диаграмме. Различают два варианта расчетных наружных условий для вентиляции — параметры климата категорий А и Б:

для холодного периода года параметры А принимают при общеобменной вентиляции, параметры Б — для систем общеобменной вентиляции, совмещенной с отоплением, или при наличии местных отсосов в помещении, для систем воздушного душирования, а также для систем кондиционирования воздуха;

для переходного периода года для всех районов страны принимают $t_н = +10°С$, $\varphi_н = 70\%$ (энтальпию и влагосодержание воздуха принимают по $I-d$-диаграмме);

для теплого периода года параметры А принимают для любых вентиляционных систем (в том числе для систем вентиляции с адиабатическим увлажнением воздуха), параметры Б — для систем кондиционирования воздуха.

Параметры воздуха в рабочей зоне помещения. В соответствии со СНиП [45] различают внутренние условия для двух периодов года — теплого и холодного (сюда же относят переходный период). Для большинства помещений при общеобменной вентиляции параметры внутреннего воздуха — точка *в* в $I-d$-диаграмме (рис. VIII.1) — ограничиваются лишь температурой $t_в$ (температура в обслуживаемой зоне помещения). Для помещений со значительными влаговыделениями дополнительно задается максимально допустимая относительная влажность внутреннего воздуха. В качестве расчетных параметров воздуха при общеобменной вентиляции принимают *допустимые параметры*. Для проектирования систем кондиционирования возду-

ха принимают оптимальные параметры (сочетания $t_в$ и $\varphi_в$). Значения расчетных параметров приведены в гл. I.

Параметры приточного воздуха. Температуру приточного воздуха (точка *п* на рис. VIII.1) вентиляционных систем для увеличения ассимиляции им теплоизбытков желательно принимать как можно более низкой. Это сокращает требуемый воздухообмен. Однако при выборе значения $t_п$ для холодного периода года следует учитывать недопустимость дискомфортных условий, что осуществляют следующим образом:

а) при высоте помещений жилых и общественных зданий до 3 м принимают $t_п$ ниже $t_в$ на 2—3° С; при высоте помещений более 3 м (залы, классы, аудитории и т. п.) — ниже $t_в$ на 4—6° С. Большее понижение значения $t_п$ возможно, но при его выборе необходимо гарантировать соблюдение заданных СНиП [45] параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещения, подтвердив это расчетом приточной струи (см. гл. IX). Эти рекомендации распространяются и на кондиционируемые помещения;

б) в помещениях промышленных зданий определяют $t_п$ расчетом из условия, чтобы поток воздуха из приточного отверстия (насадка), достигнув рабочего места, имел температуру на 1—1,5° С ниже $t_в$; при подаче воздуха в верхнюю зону помещения или в его нижнюю зону опусками, но в отдалении от рабочих мест принимают $t_п$ на 6—10° С ниже $t_в$; для приточных систем, подающих воздух для компенсации местных отсосов в цехах со значительными избытками тепла, принимают $t_п$=5° С (при подаче воздуха в отдалении от рабочих мест); для систем душирования параметры приточного воздуха $t_п$, $\varphi_п$, а также скорость его подачи определяют специальным расчетом.

На температуру приточного воздуха в холодный период года накладывается также ограничение из-за недопустимости конденсации водяных паров внутреннего воздуха на приточном воздуховоде.

Для переходного периода года принимают $t_п$ на 0,5—1° С выше расчетной температуры наружного воздуха для этого периода (учитывается подогрев воздуха в воздуховодах).

Для теплого периода года температура приточного воздуха совпадает с температурой наружного воздуха (параметры климата категории А).

Остальные параметры приточного воздуха — энтальпию, влагосодержание, относительную влажность — определяют по I—d-диаграмме. Для холодного периода года (линия *1* на рис. VIII.1) точка *п* находится на пересечении линии d=const (нагрев в калорифере), проходящей через точку *н*, с изотермой, соответствующей рассмотренным выше требованиям к температуре приточного воздуха. Для переходного периода года (линия *2* на рис. VIII.1) точка *п* находится на линии d=const, проходящей через точку *н*, на 0,5—1° С выше ее. Для теплого периода года (линия *3* на рис. VIII.1) точка *п* совпадает с точкой *н*.

Параметры воздуха, удаляемого из помещения. К сожалению, вопрос о значениях параметров воздуха, удаляемого из помещения, до сих пор недостаточно полно изучен для решения вентиляции различных производств. Температура воздуха в верхней зоне помещения (точка *у* на рис. VIII.1) зависит от многих факторов — высоты и теплонапряженности помещения, способов подачи и удаления воздуха, расположения технологического оборудования и др. Обычно значения параметров удаляемого воздуха принимают на основании экспериментов с учетом накопленного опыта проектирования вентиляции помещений. В случае отсутствия экспериментальных данных можно воспользоваться сведе-

ниями о среднем увеличении температуры внутреннего воздуха по высоте помещений — grad t (табл. VIII.2). При этом точка y находится на пересечении соответствующего луча процесса в помещении, проведенного из точки n, с изотермой, проходящей выше изотермы $t_в$=const на величину ($H_{пом}$ — 1,5) grad t.

Таблица VIII.2

Градиенты температуры воздуха по высоте помещений жилых и общественных зданий

Удельные избытки явного тепла		grad t, °С/м
кДж/м³	ккал/(ч·м³)	
Более 80	Более 20	0,8—1,5
40—80	10—20	0,3—1,2
Менее 40	Менее 10	0—0,5

Примечание. Меньшие величины grad t даны для расчета вентиляции в холодный период года, бо́льшие — в теплый.

При рециркуляции воздуха построение процесса изменения состояния воздуха в вентиляционной системе и помещении для холодного периода года показано на рис. VIII.2, *а, б*. Выбор варианта забора

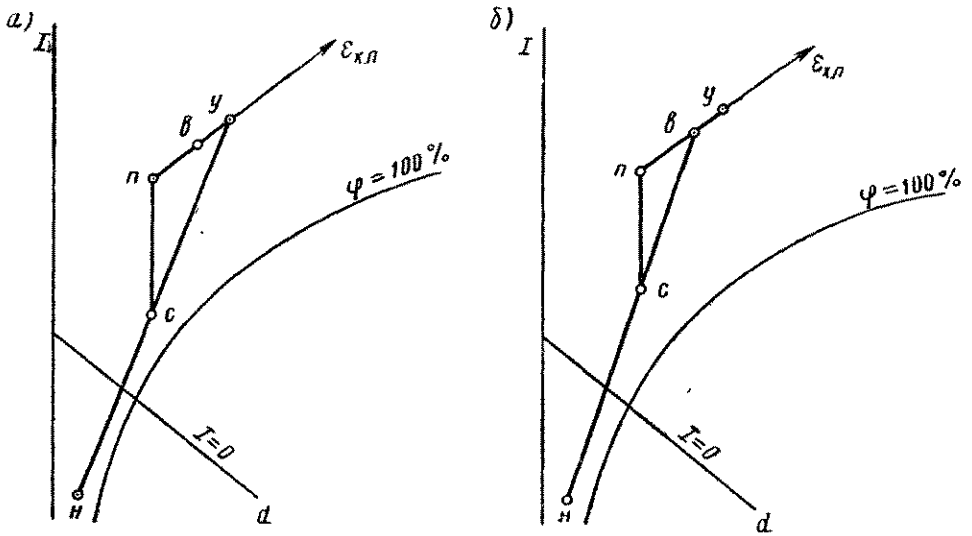


Рис. VIII.2. Построение процессов изменения состояния воздуха в I — d-диаграмме для холодного периода года при общеобменной вентиляции с рециркуляцией внутреннего воздуха

а — при заборе рециркуляционного воздуха из верхней зоны помещения (с параметрами, характеризуемыми точкой *у*); *б* — то же, из рабочей зоны (с параметрами, характеризуемыми точкой *в*)

рециркуляционного воздуха из рабочей или из верхней зоны помещения производится с учетом характера распределения по помещению вредных выделений.

Процесс изменения состояния воздуха построен на рис. VIII.2 при условии, что угловые коэффициенты нижней и верхней зон помещения одинаковы.

Точка *с* соответствует параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха. Если температура смеси окажется ниже требуемой температуры притока, смесь нагревают в калорифере (линия *сп*); если

же температура смеси окажется выше требуемой температуры притока, смесь охлаждают, увеличивая долю наружного воздуха. Точки *с* и *п* в последнем случае совмещаются, а линия смешения *ун* или *вн* совпадает с лучом процесса в помещении.

Для нахождения положения точки *с* при расчете системы вентиляции с рециркуляцией необходимо определить количество свежего (наружного) воздуха, подаваемого в помещение. Требуемое количество наружного воздуха определяют по количеству углекислого газа, выделяемого при дыхании людьми, находящимися в помещении, по формуле (VIII.12‴) табл. VIII.1. При этом санитарные нормы [40] предусматривают, чтобы подача в помещение свежего воздуха была не менее 20 м³/ч на человека при объеме помещения более 20 м³ на человека или 30 м³/ч на человека при меньшем объеме помещения. Кроме того, наружный воздух должен составлять не менее 10% общего количества приточного воздуха, подаваемого в помещение. В расчете принимается бо́льшая величина из полученных по указанным рекомендациям.

Пример VIII.2. Определить количество наружного воздуха, которое требуется подавать при вентиляции класса размером 12×5,8×3,3 (*h*) м, если в нем находятся 40 учащихся и учитель.

Р е ш е н и е. 1. По требованиям санитарных норм при объеме помещения на одного человека 12×5,8×3,3/(40+1)=230/41=5,7 м³<20 м³ подача в помещение свежего воздуха должна быть не менее $L_н=30\cdot41=1230$ м³/ч

2. Количество углекислого газа, выделяемого людьми, определяют по формуле $M_{вр}=\Sigma m_{CO_2}\ n_д$. Взрослый человек выделяет 35 г/ч CO_2, дети выделяют по 18 г/ч. Следовательно, $M_{вр}=18\cdot40+35\cdot1=755$ г/ч. Для детских учреждений ПДК по CO_2 равна 1,5 г/м³, т. е $C_у=1{,}5$ г/м³. Концентрация CO_2 в наружном воздухе (не центральный район) составляет 0,75 г/м³, т. е $C_п=0{,}75$ г/м³. Требуемая производительность системы общеобменной вентиляции по CO_2, согласно формуле (VIII.12‴) табл. VIII.1, при условии $\rho_у\approx\rho_п$ составит

$$L_{CO_2}=\frac{M_{вр}}{C_у-C_п}=\frac{755}{1{,}5-0{,}75}=1010\ м^3/ч,$$

т. е меньше ранее определенной величины $L_н$. Следовательно, принимаем $L_н=1230$ м³/ч.

Выбор расчетного воздухообмена. После расчета воздухообмена необходимо провести анализ полученной требуемой производительности системы общеобменной вентиляции в разные периоды года. В отличие от производительности систем местной вентиляции, которая не изменяется в течение года, требуемая производительность систем общеобменной вентиляции меняется по сезонам (иногда в широких пределах).

Для систем с естественным побуждением движения воздуха сезонное изменение производительности достигается эксплуатационным регулированием. Для этих систем расчетным является такой воздухообмен, для осуществления которого требуется большее сечение каналов или бо́льшая площадь открываемых проемов. Как правило, это воздухообмен, определенный для теплого периода года (аэрация) или периода с $t_н=5°$ С (системы канальной вентиляции).

Для систем с механическим побуждением движения воздуха выбор расчетного (для подбора оборудования) воздухообмена сложнее. Этот выбор производят по воздухообмену, определенному в объемных единицах для трех расчетных периодов года. На практике встречаются самые разнообразные сочетания требуемого воздухообмена для различных периодов года и разные способы его обеспечения. Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи.

1. О т к р ы в а н и е о к о н и п р о в е т р и в а н и е п о м е щ е н и я н е д о п у с к а е т с я (помещение чистое или здание расположено в загрязненном районе, или окна помещения выходят на автомагистраль и

т. п.). В этом случае для подбора вентилятора, фильтра и других элементов вентиляционной системы принимается больший из требуемого воздухообмена для холодного, переходного и теплого периодов года.

2. В помещении возможно проветривание (аэрация) в теплый период года (здание находится в зеленой зоне, нет жестких требований к чистоте и микроклимату в помещении — большинство помещений промышленных и общественных зданий). Производительность механической приточной системы вентиляции для этих помещений принимается равной большему из требуемого воздухообмена для холодного и переходного периода года. Производительность вытяжной системы в этом случае принимается равной большему из требуемого воздухообмена для трех периодов года. Иногда приточная система может рассчитываться на зимний воздухообмен, а вытяжная — на летний. Летом при открытых окнах эта система обеспечит необходимый воздухообмен. В холодный период года такую вытяжную систему необходимо дросселировать, т. е. уменьшать ее производительность.

Для помещений, в которых проветривание летом легко осуществимо, например, возможно сквозное проветривание, производительность вытяжной системы можно принимать равной производительности приточной. При этом необходимо проводить проверочный расчет возможности обеспечения требуемого воздухообмена проветриванием в летний период.

Для помещений, упомянутых в пп. 1 и 2, после выбора расчетного воздухообмена необходимо уточнить параметры приточного воздуха в холодный период года, если производительность приточной системы выбрана по воздухообмену, рассчитанному для переходного или летнего периода (пунктирная линия на рис. VIII.1).

Расчет воздухообмена по нормативной кратности. Кратностью воздухообмена называется отношение объема воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него в течение 1 ч, к объему помещения. Эта величина часто используется для оценки правильности расчета воздухообмена в помещениях. Нормативная кратность используется для расчета воздухообмена в рядовых помещениях с избытками в основном CO_2 и тепла. Расчетный воздухообмен помещения в этих случаях должен составлять, м³/ч:

$$L_{\text{р}} = KpV_{\text{пом}}, \qquad \text{(VIII.25)}$$

где Kp — нормативная кратность воздухообмена помещения, $ч^{-1}$; $V_{\text{пом}}$ — объем помещения, м³.

Значения Kp для различных помещений приводятся в соответствующих главах СНиП. При этом указывается кратность по вытяжке и по притоку. Воздухообмен, рассчитываемый по его нормативной кратности, должен обеспечиваться системами вентиляции. Если нормативные кратности воздухообмена по притоку и вытяжке для отдельных помещений не совпадают, количество воздуха, необходимого для полного баланса, подается в соседние помещения или помещения коридоров. При этом принято определять суммарные приток и вытяжку помещений, выходящих в один общий шлюз (коридор). Разницу между суммарными притоком и вытяжкой — «дебаланс» — следует подавать (при избыточной вытяжке) или удалять (при избыточном притоке) из общего шлюза. Исключение составляют жилые здания, вытяжка из помещений которых по существующим нормам компенсируется естественным притоком через окна.

§ 37. НЕСТАЦИОНАРНЫЙ РЕЖИМ ВЕНТИЛИРУЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ. АВАРИЙНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

В общем случае поступление вредных выделений в помещение непостоянно во времени. Это приводит к колебаниям параметров внутреннего воздуха. Теплопоступления от солнечной радиации, от нагретого металла при его термической обработке и многие другие нестационарны и лишь в упрощенных вариантах расчетов принимаются постоянными во времени (расчеты по максимуму поступлений). Подробно вопрос о неустановившемся тепловом режиме вентилируемых помещений рассмотрен в главах VII и VIII «Строительной теплофизики» [10].

Ниже рассмотрены сравнительно простые задачи — изменение во времени концентрации вредных веществ в помещении. Подобные расчеты, хотя и проводятся с большими оговорками и допущениями, позволяют в некоторых случаях снизить расчетный воздухообмен, определить время загрязнения помещения до заданного уровня, рассчитать воздухообмен системы аварийной вентиляции.

Изменение концентрации вредных веществ в помещении при отсутствии вентиляции. Пусть в начальный момент времени концентрация вредных веществ в воздухе помещения составляет C_0 единиц массы вещества на 1 м³ воздуха. Если в этот момент в помещении начинает действовать источник выделения вредных веществ с интенсивностью $M_{вр}$ единиц массы вещества в 1 ч, то уравнение баланса вредных веществ в любой момент времени τ имеет вид

$$M_{вр}\, d\tau - V_{пом}\, dC = 0, \qquad \text{(VIII.26)}$$

где $V_{пом}$ — объем помещения, м³

Это уравнение написано при допущении, что вредные вещества распределяются по всему объему помещения равномерно Искомая концентрация вредных веществ — средняя по объему величина.

Проинтегрируем уравнение (VIII.26) от 0 до τ (произвольного момента времени):

$$\frac{M_{вр}}{V_{пом}} \int_0^{\tau} d\tau = \int_{C_0}^{C} dC. \qquad \text{(VIII.27)}$$

Решив уравнение (VIII.27) относительно текущей концентрации C, получим:

$$C = C_0 + \frac{M_{вр}}{V_{пом}} \tau. \qquad \text{(VIII.28)}$$

Последнее выражение представляет концентрацию в любой момент времени как линейную функцию от τ. Темп увеличения концентрации определяется величиной отношения интенсивности выделения вредных веществ к объему помещения.

Формулой (VIII.28) можно воспользоваться для определения необходимости устройства вентиляции в помещениях большого объема при сравнительно малом выделении вредных веществ. На рис. VIII.3 показан ход увеличения концентрации вредных веществ в воздухе помещения при разной величине отношения $M_{вр}/V_{пом}$. Для случая, когда содержание вредных веществ в помещении достигает ПДК при $\tau \leqslant 1$ ч (линия *1*), вентиляция обязательна. В случае изменения концентрации их по линии *2* (8 ч $> \tau >$ 1 ч) вентиляцию можно включать через некоторое время после начала работы. Если содержание вредных веществ не достигает ПДК в течение рабочего времени (линия *3*), венти-

ляцию можно не устраивать, ограничиваясь неорганизованным воздухообменом.

Изменение концентрации вредных веществ в помещении при заданном воздухообмене. Пусть в начальный момент концентрация вредных веществ в любой точке помещения равна C_0. Примем, что в этот момент в помещении начинает действовать источник выделения вредных веществ с интенсивностью $M_{вр}$ и включается система общеобмен-

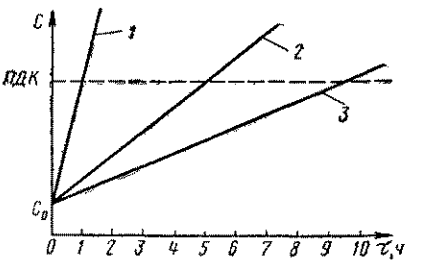


Рис. VIII.3. Изменение во времени концентрации вредных выдалений в помещении без вентиляции

1 и *2* — ПДК достигается в течение рабочего времени; *3* — ПДК не достигается в течение рабочего времени

ной вентиляции. Если пренебречь распределением температуры по помещению, т. е. рассматривать изотермические условия, то объемная производительность приточной и вытяжной систем будет одинакова: $L_п = L_у$. Обозначим концентрацию вредных веществ в приточном воздухе $C_п$, а в удаляемом $C_у$. Примем допущение, что вредные вещества распределяются по объему помещения равномерно и, следовательно, в любой момент $C = C_у$.

Уравнение баланса вредных веществ в помещении в дифференциальной форме

$$M_{вр}\,d\tau + L_п C_п\,d\tau - L_у C\,d\tau - V_{пом}\,dC = 0. \qquad \text{(VIII.29)}$$

Разделив переменные и представив дифференциал dC в виде

$$dC = -d(-C) = -d\left(\frac{M_{вр}}{L_у} + C_п - C\right), \qquad \text{(VIII.30)}$$

проинтегрируем уравнение (VIII.29):

$$\frac{L_у}{V_{пом}}\tau = -\ln\frac{\dfrac{M_{вр}}{L_у} + C_п - C}{\dfrac{M_{вр}}{L_у} + C_п - C_0}. \qquad \text{(VIII.31)}$$

Последнее выражение можно преобразовать в зависимости от назначения расчета. При расчете периода изменения концентрации в заданных пределах

$$\tau = \frac{V_{пом}}{L_у}\ln\frac{C_п - C_0 + \dfrac{M_{вр}}{L_у}}{C_п - C + \dfrac{M_{вр}}{L_у}}. \qquad \text{(VIII.32)}$$

При расчете изменения концентрации

$$C = \frac{M_{вр}}{L_у} + C_п - \left(\frac{M_{вр}}{L_у} + C_п - C_0\right)e^{-\tau\frac{L_у}{V_{пом}}}. \qquad \text{(VIII.33)}$$

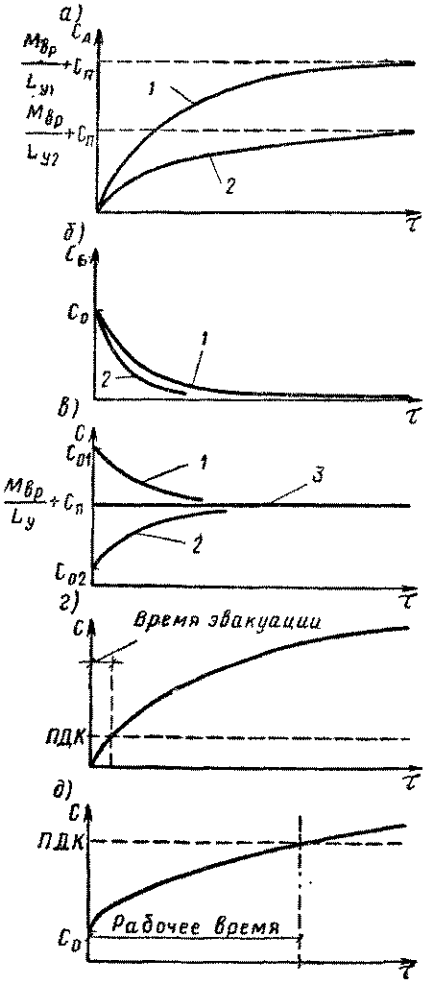


Рис. VIII.4. Изменение во времени концентрации вредных выделений в помещении с вентиляцией

а — при начальной концентрации, равной нулю; *б* — при наличии начальной концентрации, но без добавления вредных выделений; *в* — при заданном воздухообмене, произвольном значении начальной концентрации и заданном количестве добавления вредних выделений; *г* — при аварийном режиме; *д* — при воздухообмене в помещении меньше расчетного

Следует заметить, что учет условия $\rho_п \neq \rho_у$ при получении зависимостей (VIII.32) и (VIII.33) приводит к появлению у величины $C_п$ множителя $\rho_у/\rho_п$.

Аварийная вентиляция. На предприятиях химической промышленности и подобных им в результате нарушения герметичности оборудования возможны внезапные поступления вредных веществ в помещения. Для разбавления внезапно выделившихся вредных веществ предусматривается аварийная вентиляция — система устройств, включающихся при аварии. Как правило, аварийная вентиляция — это вытяжка с механическим побуждением движения воздуха. Возмещение воздуха, удаляемого вытяжной системой аварийной вентиляции, должно осуществляться преимущественно путем использования наружного воздуха. Воздухообмен, создаваемый системой аварийной вентиляции, обычно рассчитывают по ведомственным техническим указаниям. Если известно количество выделяющихся вредных веществ и производительность системы общеобменной вентиляции, то, используя формулы нестационарного режима помещения, можно рассчитать требуемый воздухообмен аварийной вентиляции либо продолжительность периодов эвакуации и проветривания.

Рассмотрим несколько случаев применения уравнений (VIII.32) и (VIII.33) для расчета аварийной вентиляции

Проанализируем уравнение (VIII.33), представив его в виде двух слагаемых:

$$C = C_A + C_Б\,, \qquad \text{(VIII.34)}$$

где C_A и $C_Б$ — отдельные составляющие искомой величины.

Очевидно, что

$$C_A = \left(\frac{M_{вр}}{L_у} + C_п\right)(1 - e^{-Kp\tau}) \qquad \text{(VIII.35)}$$

и

$$C_Б = C_0 e^{-Kp\tau} \qquad \text{(VIII.36)}$$

Здесь $Kp = L_у/V_{пом}$.

Если начальная концентрация $C_0=0$, то и $C_Б=0$. Величина C в этом случае равна C_A и изменяется во времени, как показано на рис. VIII.4, *а* (линия *1*). Пределом величины C_A является $M_{вр}/L_у+C_п$. Этот предел достигается при $\tau=\infty$. Если увеличить воздухообмен, изменятся и предел концентрации, и характер кривой (линия *2*). Величина C_A соответствует изменению концентрации в помещении при $C_0=0$ при заданном воздухообмене [эта величина по смыслу соответствует величине C из формулы (VIII.28), но при $L_у>0$].

Если принять $C=C_{пдк}$ и ввести поправку $\rho_у/\rho_п$, то формула (VIII.35) легко преобразуется в формулу (VIII.12‴) табл. VIII.1.

Если $C_0>0$, а $M_{вр}=0$, то $C=C_Б$. В этом случае концентрация в помещении будет снижаться (см. рис. VIII 4, *б*) линия *1*), стремясь к нулю. Чем больше кратность воздухообмена, тем, естественно, интенсивнее снижается концентрация вредных веществ в помещении (линия *2*). Этот случай соответствует вентиляции помещения с известной начальной концентрацией вредных веществ.

Если источник выделения вредных веществ продолжает действовать, а начальная концентрация вредных веществ в воздухе $C_0>0$, то изменение концентрации во времени может иметь вид, показанный на рис. VIII.4, *в* (линия *1* при $C_0>M_{вр}/L_у+C_п$, линия *2* при $C_0<M_{вр}/L_у+C_п$). Если $C_0=M_{вр}/L_у+C_п$, то изменения концентрации в помещении не будет, так как сумма C_A и $C_Б$ дает в этом случае постоянную величину. Линия *3* соответствует случаю, когда $L_у$ равно величине, определенной по формуле (VIII.12‴).

При проектировании может встретиться необходимость в определении кратности воздухообмена для проветривания помещения, загрязненного единовременным выбросом вредных веществ. Если заданы C_0, $C_{пдк}$ и время проветривания τ, то можно определить кратность требуемого воздухообмена из формулы (VIII.36):

$$(Kp)_{тр}=\frac{1}{\tau}\ln\frac{C_0}{C_{пдк}}. \qquad (VIII.37)$$

Эту формулу можно использовать для расчета воздухообмена при единовременных аварийных выбросах паров и газов вредных веществ в помещение.

Для определения времени эвакуации людей из помещения, в котором начался аварийный выброс вредных веществ, т. е. времени, в течение которого концентрация вредных веществ увеличится до допустимого предела (рис. VIII.4, *г*), можно воспользоваться формулой (VIII.32). При этом начальное содержание вредных веществ C_0 может быть принято равным ПДК в рабочее время или рассчитано по формуле (VIII.33) в зависимости от момента включения аварийной вентиляции и производительности системы общеобменной вентиляции в цехе. При значительных поступлениях ядовитых вредных веществ по формуле (VIII.32) можно определить продолжительность промежутка времени, в течение которого рабочие должны принять меры по защите себя от отравления (надеть противогаз, удалиться в специальное помещение и др.). Более сложная задача — расчет воздухообмена, создаваемого аварийной вентиляцией, если задано время проветривания τ, начальная концентрация C_0 и интенсивность выделения вредных веществ $M_{вр}$.

Прямое решение уравнения (VIII.31) относительно $L_у$ невозможно из-за его трансцендентности. Инженерное номографирование решения уравнения (VIII.31) осложнено большим числом переменных. Однако, введя безразмерные параметры процесса:

$$\bar{C}=\frac{C-C_п}{C_0-C_п},\ \bar{\tau}=\frac{\tau M_{вр}}{V_{пом}(C_0-C_п)}\ \text{и}\ \bar{L}=\frac{M_{вр}}{L_у(C_0-C_п)}, \qquad (VIII.38)$$

можно преобразовать уравнение (VIII.32):

$$\bar{\tau} = -\bar{L} \ln \frac{\bar{C} - \bar{L}}{1 - \bar{L}}. \qquad \text{(VIII.39)}$$

Три безразмерных параметра, входящих в последнее уравнение, позволили составить номограмму (автор инж. А. Ф. Маурер) для опре-

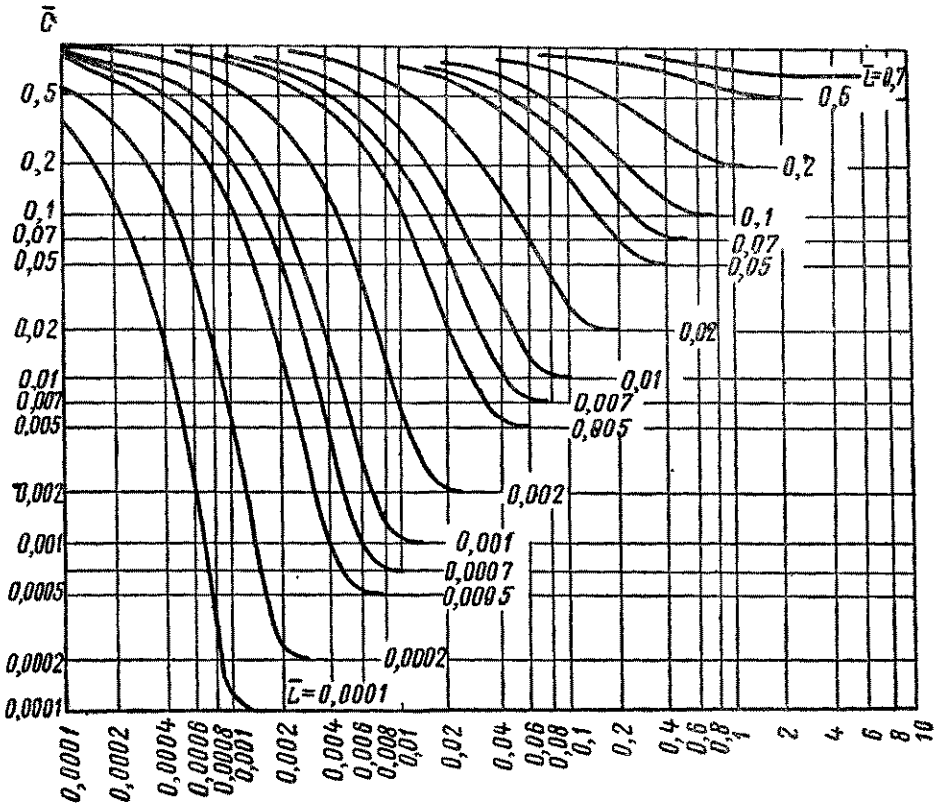


Рис. VIII.5. Номограмма для расчета воздухообмена аварийной вентиляции

деления требуемого значения $L_у$. Номограмма (рис. VIII 5) применима для расчетов, связанных с понижением концентрации вредных веществ в помещении, т. е. $C < C_0$.

Пример VIII.3. Определить производительность вытяжной системы аварийной вентиляции, если $V_{пом} = 50$ м³, $C_0 = 200$ мг/м³ (CO), $C = 20$ мг/м³ (ПДК для CO), $M_{вр} = 6000$ мг/ч, время проветривания $\tau = 15$ мин (0,25 ч), $C_п = 0{,}5$ мг/м³

Решение. 1. Вычисляем параметры процесса по формулам (VIII 38):

$$\bar{C} = \frac{20 - 0{,}5}{200 - 0{,}5} = 0{,}0975; \quad \bar{\tau} = \frac{0{,}25 \cdot 6000}{50\,(200 - 0{,}5)} = 0{,}151.$$

2. По номограмме рис. VIII.5 находим $\overline{L}=0{,}05$ Следовательно,

$$L_y = \frac{6000}{0{,}05\,(200-0{,}5)} = 600 \text{ м}^3/\text{ч},$$

т. е. $K\overline{p} = \frac{600}{50} = 12 \text{ ч}^{-1}$.

Уравнение (VIII.39) можно применять для расчета не только аварийной вентиляции, но и воздухообмена в больших помещениях. Используя емкость помещения при меньшем воздухообмене, можно добиться того, что содержание вредных веществ не достигнет ПДК (см. рис. VIII.4, *д*) в течение рабочего времени.

Глава IX

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

§ 38. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Вентилирование помещений любого назначения представляет собой процесс переноса определенных объемов воздуха, вытекающего из приточных отверстий. Скорость и направление истечения воздуха из отверстий, форма и количество отверстий, их расположение, а также температура воздуха в струе определяют характер воздушных потоков в помещении. Приточные струи взаимодействуют между собой, с тепловыми струями, возникающими около нагретых поверхностей, и с потоками воздуха, образующимися вблизи вытяжных отверстий.

Строительные конструкции помещения (колонны, стены, пол, потолок) и технологическое оборудование при набегании на них потоков воздуха оказывают существенное влияние на скорость и направление их дальнейшего распространения. Кроме того, в производственных помещениях на скорость и направление движения воздуха большое влияние могут оказывать действие различных механизмов технологического оборудования, а также струи, истекающие из отверстий или неплотностей оборудования, находящегося под избыточным давлением.

Воздушные потоки — струи, образующиеся в помещении, — переносят поступающие в воздух вредные выделения (конвективное тепло, пары, газы и пыль) и формируют в объеме воздуха помещения поля скоростей, температур и концентраций. «В распространении вредностей по помещению струям, иначе говоря, турбулентной диффузии (в противоположность молекулярной диффузии) принадлежит решающая роль» [7].

При распределении приточного воздуха в вентилируемом помещении необходимо учитывать все особенности распространения приточных струй, с тем чтобы в рабочей или обслуживаемой зоне помещения обеспечить требуемые параметры воздуха: температуру, подвижность и допустимые концентрации вредных выделений (включая влажность). Учет всех особенностей движения воздуха в помещении представляет собой задачу большой сложности, так как не все факторы, обусловливающие это движение, поддаются точному учету — к настоящему времени некоторые из них еще недостаточно изучены.

Систематическое изучение струй началось около 60 лет назад и продолжается до настоящего времени. Столь большой интерес к струям объясняется применимостью их в различных областях техники.

Струей называют поток жидкости или газа с конечными поперечными размерами.

В технике вентиляции приходится иметь дело со струями воздуха, истекающего в помещение, также заполненное воздухом. Такие струи называют *затопленными.*

В зависимости от гидродинамического режима струи могут быть *ламинарными* и *турбулентными.* Приточные вентиляционные струи всегда турбулентны.

Различают струи *изотермические* и *неизотермические.* Струю называют изотермической, если температура во всем объеме ее одинакова и равна температуре окружающего воздуха. Для вентилирования помещений в подавляющем большинстве случаев применяются неизотермические струи.

Струю называют *свободной,* если она истекает в достаточно большое пространство и не имеет никаких помех для своего свободного развития. Если на развитие струи ограждающие конструкции помещения оказывают какое-либо воздействие, то такую струю называют *несвободной,* или *стесненной.* Вентиляционные приточные струи развиваются в помещениях ограниченных размеров и могут испытывать влияние ограждающих конструкций. При определенных условиях влияние ограждений на развитие приточных струй можно не учитывать и считать такие струи свободными.

Струя, истекающая из отверстия, расположенного вблизи какой-либо плоскости ограждения помещения (например, потолка), параллельно этой плоскости, будет настилаться на нее. Такую струю называют *настилающейся.*

Все приточные струи можно разделить на две группы: 1 — с параллельными векторами скоростей истечения; 2 — с векторами скоростей истечения, составляющими между собой некоторый угол.

Геометрическая форма приточного насадка определяет форму и закономерности развития истекающей из него струи. По форме различают струи компактные, плоские и кольцевые (рис. IX.1).

Компактные струи образуются при истечении воздуха из круглых, квадратных и прямоугольных отверстий. Струя, истекающая из круглого отверстия, остается осесимметричной по всей длине своего развития (круглая струя). При истечении из квадратного или прямоугольного отверстия струя в начале не будет осесимметричной, но на некотором расстоянии от насадка преобразуется в осесимметричную. При истечении воздуха из круглого отверстия с диффузорами для принудительного расширения образуется также компактная струя, которая будет осесимметрична по всей длине; такую струю называют конической.

Плоские струи образуются при истечении воздуха из щелевых отверстий бесконечной длины. В реальных условиях плоской считают струю, истекающую из длинного щелевидного насадка с соотношением сторон $l_0 : 2B_0 \geqslant 20$. Струя, истекающая из щели с соизмеримым соотношением сторон, не остается плоской, а постепенно трансформируется сначала в эллипсовидную и на расстоянии $x = 10\, d_{усл}$ в круглую (за $d_{усл}$ принимают корень квадратный из площади щели).

Если струя истекает из кольцевой щели под углом к оси подводящего воздух канала $\beta < 180°$, то ее называют *кольцевой,* при β около 135° — *полой конической,* при $\beta = 90°$ — *полной веерной.* У полных веер-

ных струй угол распределения воздуха в пространство составляет 360°; при меньшем угле распределения струя будет *неполной веерной.*

При угле $\beta \approx 160°$ и большем может образовываться компактная струя.

Независимо от формы все струи, у которых при истечении нет принудительного изменения их направления, на некотором расстоянии от насадка расширяются; угол бокового расширения $\alpha = 12°25'$. Угол рас-

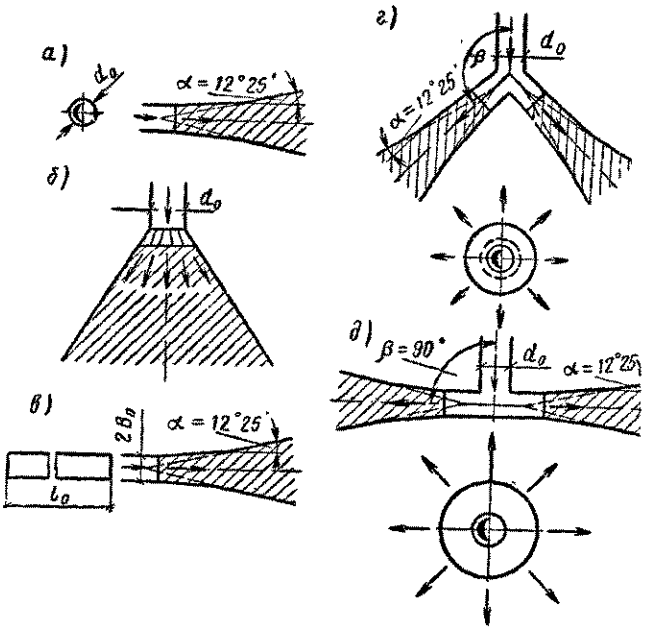


Рис. IX.1. Струи различной формы

а — компактная осесимметричная; *б* — коническая; *в* — плоская; *г* — кольцевая (полая коническая); *д* — полная веерная

ширения конической струи при истечении почти совпадает с углом направляющих диффузоров, а затем постепенно уменьшается и на расстоянии $10\,d_0$ становится равным углу естественного бокового расширения (12°25′).

Изучение струй проводилось многими отечественными и зарубежными исследователями применительно к различным областям техники. Наиболее глубокое и полное исследование струй принадлежит Г. Н. Абрамовичу [2]. Применительно к задачам вентиляционной техники широкие исследования струй проведены И. А. Шепелевым [58].

§ 39. СВОБОДНЫЕ ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ СТРУИ

Упрощенная схема свободной турбулентной изотермической струи представлена на рис. IX.2. Воздух, вытекая из отверстия, образует струю с криволинейными границами *ABC* и *DEF*, которые приближенно могут быть заменены прямыми *AB*, *BC*, *DE* и *EF*.

В струе различают два участка: *начальный ABED* и *основной CBEF*. Сечение *BE* называют *переходным сечением*. В начальном участке струи поле скоростей истечения (начальное поле) формируется в поле скоростей основного участка. В общем случае начальное поле скоростей может быть равномерным или неравномерным. При равно-

мерном поле скоростей в пределах начального участка на оси струи и во всех точках некоторого объема ее сохраняются начальные параметры истечения: скорость, температура и концентрация (в круглой струе — это объем конуса, основание которого совпадает с плоскостью истечения, а высота равна длине начального участка).

Границы основного участка струи *BC* и *EF* при их продолжении пересекаются в точке *M*, называемой *полюсом струи*. Положение полюса точно не установлено. Известно только, что при равномерном на-

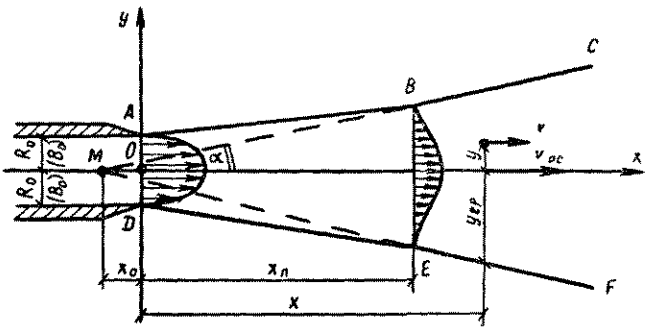


Рис. IX.2. Схема турбулентной струи

чальном поле скоростей точка *M* находится примерно в центре выходного отверстия.

В основном участке струи скорость воздуха на оси потока и в периферийной части по мере удаления от выходного отверстия непрерывно уменьшается. Профили скоростей воздуха в различных поперечных сечениях основного участка струи подобны и описываются одними и теми же безразмерными зависимостями.

Турбулентная струя, как и всякое турбулентное течение, характеризуется интенсивным поперечным перемещением частиц. Частицы воздуха, совершая кроме поступательного движения вдоль потока поперечные перемещения в составе вихревых масс, вовлекают в поток частицы окружающего воздуха, которые тормозят периферийные слои струи. В результате масса струи растет, площадь ее поперечного сечения увеличивается, а скорость уменьшается.

Перенос вихревых масс, обусловливающий изменение скоростей в струе, обусловливает также распределение в струе концентраций и температур (для неизотермических струй).

По внешнему периметру струи из заторможенных частиц потока и из частиц воздуха, вовлеченных в поток, образуется пограничный слой.

В теории свободных струй исходным положением для выявления закономерностей их развития является равенство статических давлений в струе и окружающем воздухе. Вследствие этого положения импульс внешних сил будет равен нулю, а количество движения секундной массы воздуха в струе должно быть постоянным:

$$J_0 = J_x = \text{const}. \qquad \text{(IX.1)}$$

В настоящее время имеются исследования, оспаривающие положение о равенстве статических давлений в струе и в окружающем воздухе и, следовательно, о постоянстве количества движения в струе. К числу таких работ относятся исследования В. А. Бахарева [9] и ряд экспериментальных работ других авторов. В этих работах показано, что статическое давление в струе изменяется и вдоль оси и от оси к границе. В отличие от существующих оценок свободной струи как системы незамкнутой В. А. Бахарев предлагает рассматривать ее как систему замкнутую, т. е. вместе с частью окружающего про-

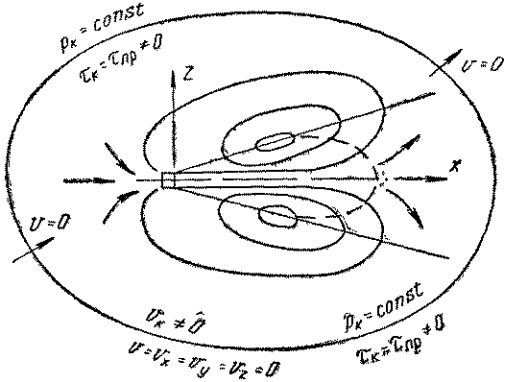


Рис. IX 3. Свободная струя внутри замкнутой системы

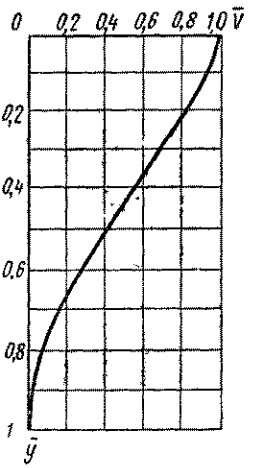


Рис. IX.4. Поле скоростей в поперечном сечении струи

странства, очерченной некоторым контуром, на котором нет обмена энергией с другими системами. Обратные потоки воздуха, возникающие около свободной струи, в этом случае будут находиться в пределах этого контура (рис. IX.3).

Ниже приводятся данные о струях по теории Г. Н. Абрамовича в обработке В. Н. Талиева [48].

Рассматриваются круглая, плоская и кольцевая струи.

Для всех трех форм струи поле скоростей в основном участке принимается по аналитической зависимости Г. Шлихтинга:

$$\bar{v} = (1 - \bar{y}^{1,5})^2, \qquad (IX.2)$$

где $\bar{v} = v/v_{oc}$ — относительная скорость воздуха в рассматриваемой точке поперечного сечения струи — отношение скорости в точке к скорости на оси струи; $\bar{y} = y/y_{гр}$ — относительная ордината рассматриваемой точки в поперечном сечении струи — отношение ординаты точки к ординате границы струи (к полуширине струи).

Зависимость (IX.2) фиксирует скорость на границе струи:

$$v = 0 \text{ при } \frac{y}{y_{гр}} = 1.$$

Графическое изображение зависимости (IX.2) приводится на рис. IX.4. Экспериментальные исследования, проведенные различными авторами, показывают, что зависимость (IX.2) хорошо описывает распределение скоростей в поперечном сечении струи*.

Круглая свободная изотермическая струя. Из круглого отверстия радиусом R_0 вытекает воздух, образуя струю круглого поперечного сечения (см. рис. IX.2). Поле скоростей в отверстии неравномерно. Средняя по площади отверстия скорость равна v_0. Начало координат поместим в центре отверстия, а ось абсцисс x направим по оси струи.

Относительный радиус струи

$$\bar{R}_x = \frac{R_x}{R_0} = \frac{x - x_0}{R_0} \operatorname{tg} \alpha = (\bar{x} - \bar{x}_0) \operatorname{tg} \alpha, \qquad (IX.3)$$

где $\bar{x} = x/R_0$ — относительное расстояние; $\bar{x}_0 = x_0/R_0$ — относительная абсцисса полюса основного участка струи.

* Существует много зависимостей иного вида, описывающих распределение скоростей в поперечном сечении основного участка струи. См., например, с. 115.

Исходя из постоянства количества движения секундной массы воздуха в струе, будем иметь:

$$\beta\rho L_x v_F = \beta_0 \rho L_0 v_0, \tag{IX.4}$$

где β и β_0 — поправочные коэффициенты на количество движения в сечениях на расстоянии x от отверстия и на выходе из него; ρ — плотность воздуха в струе; L_x и L_0 — объемный расход воздуха соответственно в рассматриваемом сечении и на выходе из отверстия; v_F и v_0 — средняя по площади скорость движения воздуха в тех же сечениях.

Равенство (IX.4) представляет собой уравнение количества движения в проекциях на ось струи. В нем не учитывается количество движения окружающего воздуха, питающего струю, а также угол бокового расширения струи, т. е. принято, что скорость и ее проекция равны ($\cos 12°25' = 0{,}98 \approx 1$).

Заменяя L_x и L_0 через $v_F F_x$ и $v_0 F_0$, а площади F_x и F_0 через πR_x^2 и πR_0^2, получим относительную среднюю по площади скорость:

$$\bar{v}_F = \frac{v_F}{v_0} = \frac{\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\beta}\,(\bar{x} - \bar{x}_0)\operatorname{tg}\alpha}. \tag{IX.5}$$

Относительная средняя по расходу скорость*

$$\bar{v}_M = \frac{v_M}{v_0} = \frac{\int_0^L v\rho dL}{\rho L_x}\,\frac{1}{v_0},$$

где v_M — средняя по расходу скорость; v — скорость в любой точке поперечного сечения струи; dL — элементарный объемный расход воздуха в струе.

Так как количество движения во всех сечениях струи остается постоянным и равным количеству движения в начале струи, то

$$\bar{v}_M = \frac{\beta_0 \rho L_0 v_0}{\rho L_x v_0} = \frac{\beta_0 \pi R_0^2 v_0^2}{\pi R_x^2 v_F v_0} = \frac{\beta_0}{\bar{R}_x^2 \bar{v}_F} = \frac{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\beta}}{(\bar{x} - \bar{x}_0)\operatorname{tg}\alpha}. \tag{IX.6}$$

Относительная осевая скорость

$$\bar{v}_{oc} = \frac{v_{oc}}{v_0} = \frac{v_F}{K}\,\frac{1}{v_0} = \frac{1}{K}\,\bar{v}_F = \frac{\sqrt{\beta_0}}{K\sqrt{\beta}\,(\bar{x} - \bar{x}_0)\operatorname{tg}\alpha}, \tag{IX.7}$$

где v_{oc} — скорость на оси струи (осевая скорость) в сечении, находящемся на расстоянии x от начала истечения; K — коэффициент поля скоростей для того же сечения; $K = v_F/v_{oc}$.

Относительный объемный расход

$$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0} = \frac{\pi R_x^2 v_F}{\pi R_0^2 v_0} = \bar{R}_x^2 \bar{v}_F = \frac{\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\beta}}\,(\bar{x} - \bar{x}_0)\operatorname{tg}\alpha. \tag{IX.8}$$

* Средней по расходу скоростью называют отношение количества движения в каком либо поперечном сечении струи к массе воздуха, перемещаемого в том же сечении.

Коэффициент поля скоростей K можно определить, имея в виду, что

$$v_F = \frac{L_x}{F_x} = \frac{\int v dF}{F_x}.$$

Тогда

$$K = \frac{\int v dF}{F_x v_{oc}} = \int \bar{v}\, d\bar{F};$$

$$d\bar{F} = \frac{d(\pi r^2)}{\pi R^2} = \frac{2\pi r dr}{\pi R^2} = 2\bar{r}\, d\bar{r}.$$

Используя зависимость (IX.2), вычисляем коэффициент поля скоростей:

$$K = 2\int_0^1 (1 - \bar{r}^{1,5})^2 \bar{r}\, d\bar{r} = 0{,}258.$$

Поправочный коэффициент на количество движения β, называемый коэффициентом Буссинеска, может быть записан в следующем виде:

$$\beta = \frac{1}{K^2}\int \bar{v}^2 d\bar{F}.$$

Используя зависимость (IX.2) и $d\bar{F} = 2\bar{r}d\bar{r}$, получим:

$$\beta = \frac{2}{K^2}\int_0^1 (1 - \bar{r}^{1,5})^4 \bar{r}\, d\bar{r} = \frac{0{,}134}{0{,}258^2} = 2{,}02.$$

Подставляя полученные значения коэффициентов K и β в формулы (IX.5) — (IX.8) и учитывая, что $\operatorname{tg} 12°25' = 0{,}22$, получаем расчетные формулы для круглой струи (табл. IX.1). В таблице приведены также расчетные зависимости для избыточных концентраций и для кинетической энергии, вывод которых не приводится.

По формулам табл. IX.1 могут рассчитываться и струи, вытекающие из прямоугольных отверстий с соизмеримыми размерами сторон. При этом в формулах вместо R_0 следует использовать

$$R_{экв} = \sqrt{\frac{1}{\pi} F_0} = 0{,}565\sqrt{F_0}. \qquad (IX.9)$$

В этом случае относительные величины, входящие в расчетные формулы, определяют через $R_{экв}$. Например,

$$\bar{x} = \frac{x}{R_{экв}};\ \bar{x}_0 = \frac{x_0}{R_{экв}};\ \bar{R}_x = \frac{R_x}{R_{экв}}.$$

Поправочный коэффициент на количество движения секундной массы воздуха в начале истечения β_0 может быть вычислен при условии, что известно начальное поле скоростей. В случае равномерного поля скоростей $\beta_0 = 1$.

Для определения β_0 может быть использовано предложение В. В. Батурина о примерном равенстве коэффициента местного сопротивления насадка ζ и поправочного коэффициента на скоростное давление α, т. е. $\alpha \approx \zeta$. Тогда $\beta_0 \approx (\zeta + 2)/3$.

Относительная абсцисса полюса основного участка струи $\bar{x}_0$ может быть определена из формулы (г) табл. IX.1, если из экспериментов с данной струей известны величины v_{oc}, v_0 и β_0.

Таблица IX.1

Расчетные формулы для круглой струи

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула	
Относительный радиус струи	$\bar{R}_x = \frac{R_x}{R_0}$	$0{,}22(\bar{x} - \bar{x}_0)$	(а)
Относительная средняя по площади скорость	$\bar{v}_F = \frac{v_F}{v_0}$	$\frac{3{,}2\sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$	(б)
Относительная средняя по расходу скорость	$\bar{v}_M = \frac{v_M}{v_0}$	$\frac{6{,}45\sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$	(в)
Относительная осевая скорость	$\bar{v}_{oc} = \frac{v_{oc}}{v_0}$	$\frac{12{,}4\sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$	(г)
Относительный объемный расход	$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0}$	$0{,}155\sqrt{\beta_0}\ (\bar{x} - \bar{x}_0)$	(д)
Относительная средняя по расходу избыточная концентрация	$\Delta\bar{C}_M = \frac{C_M - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{6{,}45}{\sqrt{\beta_0}\ (\bar{x} - \bar{x}_0)}$	(е)
Относительная кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{6{,}42\,\beta_0\sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2)\,(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	(ж)
Относительная избыточная концентрация на оси струи	$\Delta\bar{C}_{oc} = \frac{C_{oc} - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{9{,}24}{\sqrt{\beta_0}\ (\bar{x} - \bar{x}_0)}$	(з)

При равномерном начальном поле скоростей относительное полюсное расстояние $\bar{x}_0 \approx 0$, т. е. в этом случае полюс основного участка струи находится в плоскости начала истечения.

Основываясь на экспериментальных данных, можно с некоторым приближением принимать следующие значения относительного полюсного расстояния:

β_0	$< 1{,}04$	$1{,}04 - 1{,}1$	$1{,}1 - 1{,}2$
$\bar{x}_0$	0	$0 - (-4)$	$(-4) - (-5{,}2)$

Длину начального участка $x_п$ можно определить из формулы (г) табл. IX.1, приняв $v_{oc} = v_0$; при равномерном поле скоростей $\beta_0 = 1$, $\bar{x}_0 \approx 0$ и $x_п = 12{,}4\ R_0$.

На рис. IX.5 представлены результаты проведенных В. Н. Талиевым и А. М. Терпиняном экспериментальных исследований по распределению скоростей на оси осесимметричной струи для трех случаев истечения воздуха: *1* — равномерное поле скоростей ($K = 0{,}966 \approx 1$; $\beta_0 = 1{,}02$); *2* — вогнутое поле скоростей ($K = 1{,}475$; $\beta_0 = 1{,}085$); *3* — выпуклое поле скоростей ($K = 0{,}588$; $\beta_0 = 1{,}2$).

Профили соответствующих начальных полей скоростей показаны на рис. IX.6.

Из рисунков следует, что неравномерность начального поля скоростей и форма поля оказывают существенное влияние на формирование струи. Длина начального участка при неравномерном поле короче, чем при равномерном. При значениях $x \geqslant 20\ R_0$ все три кривые почти эквидистантны, причем кривая *1*, соответствующая равномерному полю скоростей, располагается несколько выше кривых *2* и *3*, хотя количество движения для этой струи меньше, чем для случаев *2* и *3* (см. рис. IX.5).

Экспериментальная проверка осевых скоростей, проведенная В. Н. Талиевым и А. М. Терпиняном, показала, что результаты, полученные по формулам Г. Н. Абрамовича, хорошо согласуются с опытными данными. Наибольшее отклонение от опыта составляло от $+5{,}5$ до $-5{,}9\%$. Проверка показала также, что пренебрегать полюсным расстоянием нельзя, так как это приводит к значительной ошибке.

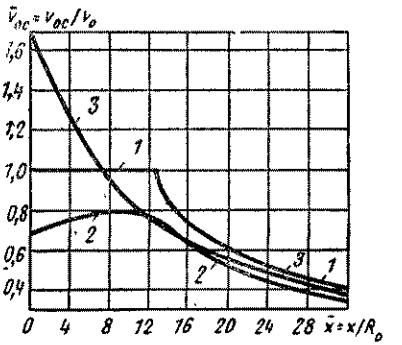


Рис. IX.5. Относительные скорости вдоль оси осесимметричной струи

1 — равномерное поле, количество движения J_1; *2* — вогнутое поле, $J_2 = 1{,}085\,J_1$; *3* — выпуклое поле, $J_3 = 1{,}2\,J_1$

Плоская свободная изотермическая струя. В плоской струе так же, как и в круглой, различают полюсное расстояние x_0, начальный участок $x_н$ и основной участок (см. рис. IX.2).

Понятие полюса плоской струи условно; обычно полюс представляет собой точку; в данном же случае это прямая линия, образованная пересечением граничных плоскостей основного участка струи.

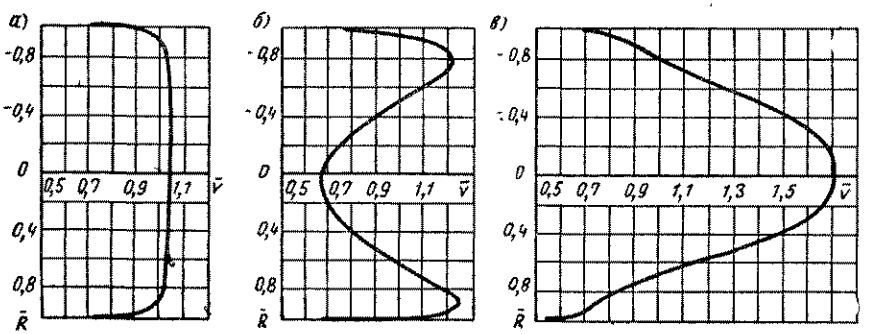


Рис. IX.6. Профили начального поля скоростей

а — равномерного; *б* — вогнутого; *в* — выпуклого

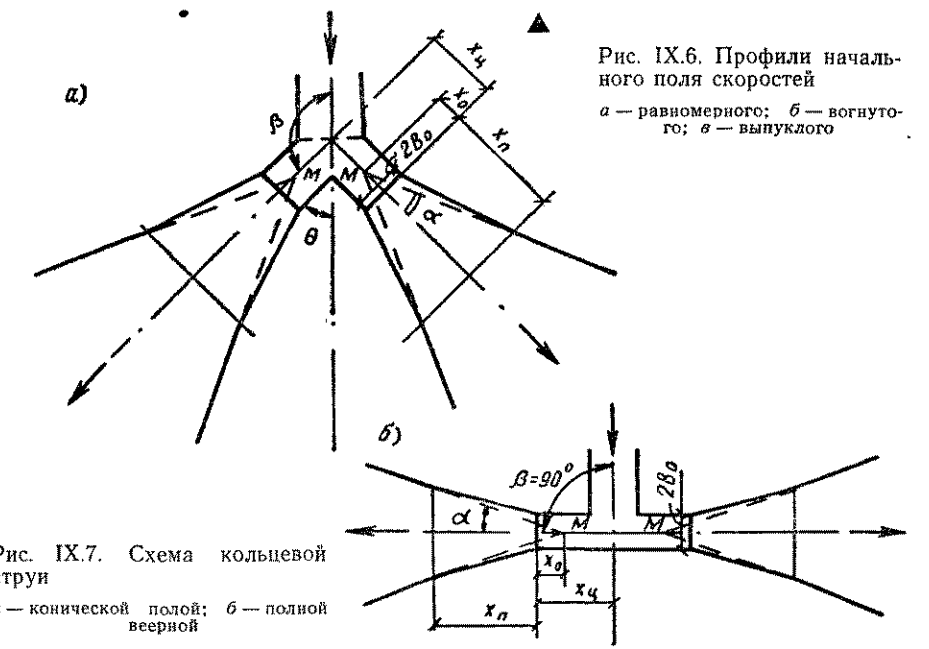


Рис. IX.7. Схема кольцевой струи

а — конической полой; *б* — полной веерной

Таблица IX.2

Расчетные формулы для плоской струи

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула	
Относительная полуширина струи	$\bar{B}_x = \frac{B_x}{B_0}$	$0{,}22(\bar{x} - \bar{x}_0)$	(а)
Относительная средняя по площади скорость	$\bar{v}_F = \frac{v_F}{v_0}$	$\frac{1{,}71\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(б)
Относительная средняя по расходу скорость	$\bar{v}_M = \frac{v_M}{v_0}$	$\frac{2{,}67\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(в)
Относительная осевая скорость	$\bar{v}_{oc} = \frac{v_{oc}}{v_0}$	$\frac{3{,}8\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(г)
Относительный объемный расход	$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0}$	$0{,}375\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}$	(д)
Относительная средняя по расходу избыточная концентрация	$\Delta\bar{C}_M = \frac{C_M - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{2{,}67}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(е)
Относительная кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{2{,}93\beta_0\sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2)\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(ж)
Относительная избыточная концентрация на оси струи	$\Delta\bar{C}_{oc} = \frac{C_{oc} - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{3{,}27}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}}$	(з)

Расчетные зависимости для плоской струи (табл. IX.2) выводятся из тех же условий, что и для круглой, но с учетом особенностей ее геометрии.

При равномерном начальном поле скоростей, когда $\beta_0 = 1$, полюс струи находится в плоскости начала истечения, т. е. $\bar{x} \approx 0$, при неравномерном — внутри щели.

Длина начального участка $x_н$ определяется из формулы (г) табл. IX.2. При равномерном поле скоростей $\beta_0 = 1$ и $x_н = 14{,}4\ B_0$.

Кольцевая свободная изотермическая струя (рис. IX.7). Расчетные формулы для кольцевой струи приведены в табл. IX.3.

Если основываться на формуле (г) табл. IX.3 и принять, что в конце начального участка $v_{oc} = v_0$, то длина начального участка будет за-

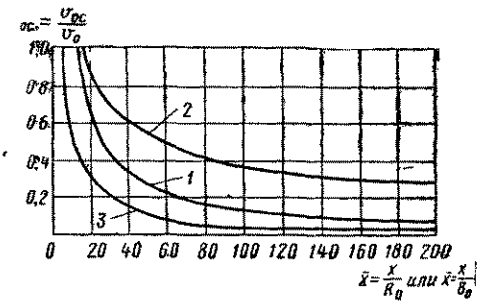


Рис. IX.8. Изменение относительной скорости на оси струи при $\beta_0 = 1$ и $\bar{x}_0 = 0$

1 — круглая струя; *2* — плоская струя при длине щели $l \to \infty$; *3* — кольцевая струя при $\bar{x}_ц = 2$

Таблица IX.3

Расчетные формулы для кольцевой струи

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула	
Относительная полуширина струи	$\bar{B}_x = \frac{B_x}{B_0}$	$0{,}22\,(\bar{x} - \bar{x}_0)$	(а)
Относительная средняя по площади скорость	$\bar{v}_F = \frac{v_F}{v_0}$	$\frac{1{,}71\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(б)
Относительная средняя по расходу скорость	$\bar{v}_M = \frac{v_M}{v_0}$	$\frac{2{,}67\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(в)
Относительная осевая скорость	$\bar{v}_{oc} = \frac{v_{oc}}{v_0}$	$\frac{3{,}8\sqrt{\beta_0}}{\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(г)
Относительный объемный расход	$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0}$	$0{,}375\sqrt{\beta_0} \times \sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}$	(д)
Относительная средняя по расходу избыточная концентрация	$\Delta\bar{C}_M = \frac{C_M - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{2{,}67}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(е)
Относительная кинетическая энергия	$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0}$	$\frac{2{,}93\beta_0\sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2)\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(ж)
Относительная избыточная концентрация на оси струи	$\Delta\bar{C}_{oc} = \frac{C_{oc} - C_{окр}}{C_0 - C_{окр}}$	$\frac{3{,}27}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\left(1 + \frac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}}$	(з)

висеть от величины $\bar{x}_ц$. При $\bar{x}_ц = 2$ и равномерном поле скоростей в начале струи $\bar{x}_ц \approx 4{,}5$.

Частным случаем кольцевой струи является веерная, у которой выход воздуха из кольцевой щели происходит перпендикулярно оси симметрии ($\theta = 90°$). Формулы, приведенные в табл. IX.3, справедливы и для веерной струи.

Расчетные формулы для кольцевой струи переходят в формулы для плоской струи, если принять в них $\bar{x}_ц = \infty$.

На рис. IX.8 приведены кривые изменения относительных скоростей воздуха на оси круглой струи, плоской струи, истекающей из щелевидного насадка бесконечной длины, и кольцевой струи при $\bar{x}_ц = 2$. Кривые построены по формулам (г) табл. IX.1—IX.3 при равномерных начальных полях скоростей воздуха во всех трех струях.

Наиболее быстрое «затухание» наблюдается у кольцевой струи. Наибольшей дальнобойностью обладает плоская струя.

§ 40. СВОБОДНЫЕ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ СТРУИ

В неизотермических струях действуют инерционные и гравитационные силы; действие гравитационных сил искривляет струю вверх или вниз.

Характеристикой неизотермической струи служит безразмерный комплекс, предложенный В. В. Батуриным и И. А. Шепелевым, называемый критерием Архимеда:

$$\mathrm{Ar} = g\frac{R_0\,(t_0 - t_{\text{окр}})}{v_0^2\,T_{\text{окр}}}, \qquad \text{(IX.10)}$$

где g — ускорение свободного падения; R_0 — радиус насадка; для щели принимается половина ширины щели B_0; t_0 и $t_{\text{окр}}$ — температура воздуха соответственно в начале струи и в окружающем пространстве; v_0 — начальная скорость струи; $T_{\text{окр}}$ — абсолютная температура воздуха в окружающем пространстве.

Этот комплекс характеризует соотношение инерционных и гравитационных сил.

В слабо нагретых или в слабо охлажденных струях, для которых критерий Архимеда по абсолютному значению меньше 0,0005 ($\mathrm{Ar} < <0{,}0005$), влияние гравитационных сил сказывается незначительно, и такие струи развиваются в пространстве без заметного искривления.

Слабо нагретые и слабо охлажденные струи. Закономерности для слабо нагретых или слабо охлажденных струй приводятся в обработке В. Н. Талиева применительно к теории Г. Н. Абрамовича.

В слабо нагретых или слабо охлажденных струях количество движения вдоль оси струи может быть принято приблизительно постоянным:

$$\beta\rho F_x v_{Ft}^2 = \beta_0 \rho_0 F_0 v_0^2,$$

где β и β_0 — поправочные коэффициенты на количество движения в сечениях на расстоянии x от отверстия и на выходе из него; ρ и ρ_0 — плотность воздуха в струе в тех же сечениях; v_{Ft} и v_0 — средняя по площади скорость движения воздуха в тех же сечениях (дополнительный индекс t указывает на неизотермичность струи).

Разделив обе части равенства на $F_0 v_0^2$, получим:

$$\bar{v}_{Ft} = \frac{v_{Ft}}{v_0} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho}}\sqrt{\frac{\beta_0}{\beta}}\frac{1}{\sqrt{\bar{F}_x}}.$$

Если бы струя была изотермической, то $\sqrt{\rho_0/\rho} = 1$ и относительная средняя по площади скорость составляла бы:

$$\bar{v}_F = \frac{v_F}{v_0} = \sqrt{\frac{\beta_0}{\beta}}\frac{1}{\sqrt{\bar{F}_x}}.$$

Сравнивая между собой две последние формулы, замечаем, что они отличаются только множителем $\sqrt{\rho_0/\rho}$, который приближенно может быть заменен на $\sqrt{T_{\text{окр}}/T_0}$ и, следовательно, относительная средняя по площади скорость в слабо нагретых или в слабо охлажденных струях будет равна:

$$\bar{v}_{Ft} = \frac{v_{Ft}}{v_0} = \bar{v}_F\sqrt{\frac{T_{\text{окр}}}{T_0}}, \qquad \text{(IX.11)}$$

где $\bar{v}_F$ — относительная средняя по площади скорость в изотермической струе; T_0 — абсолютная температура воздуха в струе в начале истечения.

Проведя аналогичные выкладки для относительной средней по расходу скорости, относительной осевой скорости и относительного расхода, получим тот же множитель: $\sqrt{T_{окр}/T_0}$. Для кинетической энергии множитель окажется равным $\sqrt{T^3_{окр}/T^3_0}$.

В слабо нагретых струях все относительные величины будут несколько меньше, чем в изотермических, так как $\sqrt{T_{окр}/T_0}<1$. Слабо охлажденные струи будут несколько более дальнобойными, чем изотермические, так как $\sqrt{T_{окр}/T_0}>1$.

Относительная средняя по расходу избыточная температура воздуха в любом поперечном сечении основного участка струи может быть найдена следующим образом.

Используя постоянство количества движения в струе, имеем:

$$\beta\rho F_x v^2_{Ft}=\beta_0\rho_0 F_0 v^2_0.$$

Постоянство избыточного тепла в струе запишется в виде равенства:

$$c_p\rho F_x v_{Ft}\Delta t_M = c_p\rho_0 F_0 v_0 \Delta t_0,$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха; $\Delta t_M=t_M-t_{окр}$ и $\Delta t_0=t_0-t_{окр}$ — средние по расходу избыточные температуры в поперечных сечениях струи на расстоянии x от отверстия и на выходе из него.

Разделив одно уравнение на другое, получим:

$$\beta\frac{v_{Ft}}{\Delta t_M}=\beta_0\frac{v_0}{\Delta t_0}.$$

Тогда относительная средняя по расходу избыточная температура будет:

$$\bar{\Delta t}_M=\frac{\Delta t_M}{\Delta t_0}=\frac{\beta}{\beta_0}\bar{v}_{Ft}. \qquad (IX.12)$$

Безразмерное поле относительных избыточных температур в поперечном сечении основного участка неизотермической струи хорошо описывается зависимостью Тейлора:

$$\bar{\Delta t}=\frac{\Delta t}{\Delta t_{oc}}=\frac{t-t_{окр}}{t_{oc}-t_{окр}}=\sqrt{\bar{v}}, \qquad (IX.13)$$

где t — температура в любой точке поперечного сечения струи; t_{oc} — температура на оси струи в том же сечении; $t_{окр}$ — температура воздуха в окружающем пространстве; $\bar{v}$ — относительная скорость движения воздуха в рассматриваемой точке поперечного сечения струи.

Используя зависимость (IX.12), а также понятия коэффициента поля избыточных температур $K_{\Delta t}=\Delta t_F/\Delta t_{oc}$ и поправочного коэффициента на количество тепла в струе $\beta_{\Delta t}=\Delta t_M/\Delta t_F$, можно получить зависимость для избыточной температуры на оси струи. Значения коэффициентов для струй различной формы приведены в табл. IX.4, а зависимости для избыточных температур — в табл. IX.5.

Входящие в формулы табл. IX.5 величины β_0 и $\bar{x}_0$ находят так же, как и в случае изотермических струй.

Схема свободной изотермической или слабонеизотермической приточной струи, предложенная И. А. Шепелевым, представлена на

Таблица IX.4

Значения коэффициентов K, $K_{\Delta t}$, β и $\beta_{\Delta t}$

Струя	K	$K_{\Delta t}$	β	$\beta_{\Delta t}$
Круглая	0,258	0,428	2,02	1,63
Плоская и кольцевая .	0,45	0,6	1,56	1,36

Таблица IX.5

Расчетные формулы для относительной избыточной температуры в слабо нагретых или слабо охлажденных струях

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула для струи круглой
Относительная средняя по расходу избыточная температура	$\overline{\Delta t}_M = \dfrac{t_{ср} - t_{окр}}{t_0 - t_{окр}}$	$\dfrac{6{,}45}{\sqrt{\beta_0}\,(\bar{x} - \bar{x}_0)} \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$
Относительная осевая избыточная температура	$\overline{\Delta t}_{oc} = \dfrac{t_{oc} - t_{окр}}{t_0 - t_{окр}}$	$\dfrac{9{,}24}{\sqrt{\beta_0}\,(\bar{x} - \bar{x}_0)} \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$

Продолжение табл. IX.5

Расчетная величина	Расчетная формула для струи плоской	Расчетная формула для струи кольцевой
Относительная средняя по расходу избыточная температура	$\dfrac{2{,}67}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}} \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$	$\dfrac{2{,}67}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\left(1 + \dfrac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}} \times \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$
Относительная осевая избыточная температура	$\dfrac{3{,}27}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\bar{x} - \bar{x}_0}} \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$	$\dfrac{3{,}27}{\sqrt{\beta_0}\sqrt{\left(1 + \dfrac{\bar{x}}{\bar{x}_ц}\right)(\bar{x} - \bar{x}_0)}} \times \sqrt{\dfrac{T_{окр}}{T_0}}$

рис. IX.9. Полюс струи помещен в плоскости начала истечения. Струя также состоит из двух участков: участка формирования и основного участка.

Анализ закономерностей свободных струй базируется на следующих предпосылках.

1. Присоединение к струе воздуха окружающей среды не изменяет количества движения и избыточного тепла, проводимых струей от сечения к сечению:

$$J_0 = J_x; \qquad \text{(IX.14)}$$

$$Q_0 = Q_x, \qquad \text{(IX.15)}$$

где J_0 и J_x — количество движения соответственно при истечении из насадка и в произвольном поперечном сечении струи; Q_0 и Q_x — количество избыточного тепла, соответственно вносимого струей в помещение при истечении из отверстия и проводимого струей через произвольное поперечное сечение.

2. В свободной струе любой линейный размер, характеризующий поперечное сечение, находится в прямой зависимости от расстояния x до начала истечения струи:

$$y_{\text{хар}} = Cx,$$

где C — коэффициент пропорциональности; $y_{\text{хар}}$ — линейный размер, характерный для рассматриваемого поперечного сечения струи.

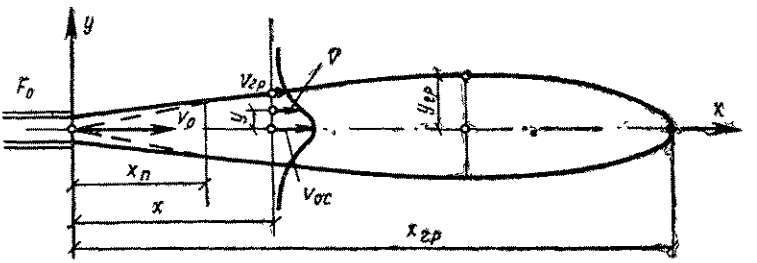


Рис. IX 9 Схема приточной струи

3. Для профиля скоростей сформировавшейся струи используется показательная формула Райхарда:

$$\frac{v}{v_{oc}} = e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2}, \qquad \text{(IX.16)}$$

где e — основание натуральных логарифмов; c — постоянная величина, равная 0,082.

Зависимость (IX.16) предопределяет распределение скоростей в поперечном сечении струи: при $y=0$ (на оси струи) отношение $v/v_{oc}=1$; при $y=\infty$ скорость $v=0$; при $y/x\approx 0{,}3$ скорость $v\neq 0$, но становится незначительной.

В связи с этим точной границы струи установить невозможно и вводится понятие «*активной*» *части* струи. Границей струи предлагается считать кривую какой-либо минимальной постоянной скорости — *изотаху*.

4. Распределение температур в струе принимается по зависимости Тейлора (IX.13), которая с учетом формулы (IX.16) записывается в виде

$$\frac{t - t_{\text{окр}}}{t_{oc} - t_{\text{окр}}} = e^{-\frac{1}{4}\left(\frac{y}{cx}\right)^2}. \qquad \text{(IX.17)}$$

Выравнивание температур в струе и окружающем пространстве практически происходит при $y/x=0{,}4$.

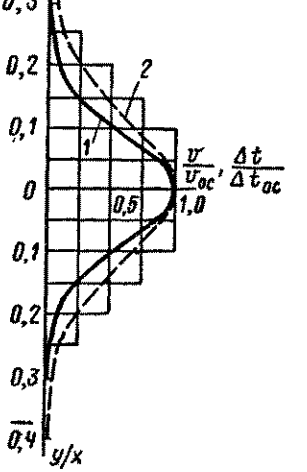


Рис IX 10 Профили скорости (*1*) и избыточной температуры (*2*) в поперечном сечении струи

На рис. IX.10 показаны профили скорости и избыточной температуры в поперечном сечении струи, построенные по зависимостям (IX.16) и (IX.17).

Уравнения (IX.14) и (IX.15) могут быть представлены в виде:

$$J_0 = \int_0^\infty \rho v^2 \, dF; \tag{IX.18}$$

$$Q_0 = c_p \int_0^\infty \rho \, v \Delta t \, dF, \tag{IX.19}$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха; ρ — плотность воздуха в струе; v — скорость воздуха в рассматриваемой точке; $\Delta t = t - t_{окр}$ — избыточная температура в рассматриваемой точке; dF — элементарная площадка в произвольном поперечном сечении струи с постоянными значениями скорости v и избыточной температуры Δt, представляющая собой при осесимметричной струе плоское кольцо радиусом y и элементарной шириной dy:

$$dF = 2\pi y dy.$$

Полагая в первом приближении плотность воздуха в струе равной плотности окружающего воздуха ($\rho \approx \rho_{окр}$) и заменяя скорость и избыточную температуру в точке соответственно через скорость и избыточную температуру на оси струи, можно записать уравнения (IX.18) и (IX.19) в следующем виде:

$$J_0 = 2\pi \rho_{окр} v_{ос}^2 \int_0^\infty e^{-\left(\frac{y}{cx}\right)^2} y dy;$$

$$Q_0 = 2\pi c_p \rho_{окр} v_{ос} \Delta t_{ос} \int_0^\infty e^{-\frac{3}{4}\left(\frac{y}{cx}\right)^2} y dy.$$

После интегрирования получим:

$$J_0 = \pi c^2 \rho_{окр} v_{ос}^2 x^2;$$

$$Q_0 = \frac{4}{3} \pi c^2 c_p \rho_{окр} v_{ос} \Delta t_{ос} x^2.$$

Отсюда скорость на оси струи

$$v_{ос} = \frac{1}{c\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{J_0}}{\sqrt{\rho_{окр}}} \frac{1}{x}; \tag{IX.20}$$

избыточная температура на оси струи

$$\Delta t_{ос} = \frac{3}{4c\sqrt{\pi}} \frac{1}{c_p \sqrt{\rho_{окр}}} \frac{Q_0}{\sqrt{J_0}} \frac{1}{x}. \tag{IX.21}$$

И. А. Шепелев ввел понятия кинематической M и тепловой N характеристик струи.

Кинематическая характеристика осесимметричной струи представляет собой произведение скорости на оси струи $v_{ос}$ в какой-либо точке и расстояния от начала истечения до этой точки x. Как видно из уравнения (IX.20), это произведение есть величина постоянная, определяемая начальными кинематическими условиями истечения и параметрами окружающего воздуха:

$$M = v_{ос} x = \frac{1}{c\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{J_0}}{\sqrt{\rho_{окр}}}. \tag{IX.22}$$

Тепловая характеристика осесимметричной струи представляет собой произведение избыточной температуры на оси струи Δt_{oc} и расстояния x. Это произведение является величиной постоянной, определяемой начальными тепловыми и кинематическими условиями истечения и параметрами окружающего воздуха:

$$N = \Delta t_{oc} x = \frac{3}{4c\sqrt{\pi}} \frac{1}{c_p \sqrt{\rho_{окр}}} \frac{Q_0}{\sqrt{J_0}}. \qquad (IX.23)$$

Подставляя в уравнения (IX.22) и (IX.23) значения $J_0 = \rho_0 F_0 v_0^2$ и $Q_0 = \rho_0 c_p F_0 v_0 \Delta t_0$, вводя поправочный коэффициент φ на неравномерность поля скоростей при истечении воздуха из воздухораспределителя и подставляя числовые значения $c = 0{,}082$ и $\pi = 3{,}14$, получаем:

$$M = 6{,}88\,\Theta\varphi v_0 \sqrt{F_0}; \qquad (IX.24)$$

$$N = 5{,}17 \frac{\Theta}{\varphi} \Delta t_0 \sqrt{F_0}, \qquad (IX.25)$$

где $\Theta = \sqrt{\rho_0/\rho_{окр}} = \sqrt{T_{окр}/T_0}$ (здесь ρ_0 — плотность воздуха в струе в начале истечения; $\rho_{окр}$ — плотность воздуха в окружающем пространстве; $T_{окр}$ — абсолютная температура воздуха в окружающем пространстве; T_0 — абсолютная температура воздуха в струе в начале истечения); φ — поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скоростей в начале истечения; $\varphi \approx \sqrt[4]{\zeta}$ (здесь ζ — коэффициент местного сопротивления приточного отверстия, отнесенный к средней скорости в живом сечении); v_0 — средняя скорость в живом сечении приточного отверстия; Δt_0 — средняя избыточная температура воздуха в струе в начале истечения.

Скорость воздуха и избыточная температура на оси струи определяются простейшими формулами:

$$v_{oc} = \frac{M}{x}; \qquad (IX.26)$$

$$\Delta t_{oc} = \frac{N}{x}. \qquad (IX.27)$$

Используя формулы (IX.16) и (IX.17), получаем значения скорости и избыточной температуры в любой точке поперечного сечения круглой струи:

$$v = \frac{M}{x} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2}; \qquad (IX.28)$$

$$\Delta t = \frac{N}{x} e^{-\frac{1}{4}\left(\frac{y}{cx}\right)^2}. \qquad (IX.29)$$

Решая уравнения (IX.28) и (IX.29) относительно ординаты y, находим уравнения линий постоянных скоростей (изотахи) и линий постоянных температур (изотермы):

$$\left.\begin{aligned} y &= cx\sqrt{2 \ln \frac{M}{vx}}; \\ y &= 2cx\sqrt{\ln \frac{N}{\Delta t x}}. \end{aligned}\right\} \qquad (IX.30)$$

По значениям ординат y из уравнений (IX.30) могут быть построены внешние контуры «активной» части струи, если за граничную ско-

рость $v_{гр}$ и граничную избыточную температуру $\Delta t_{гр}$ принять их минимально ощутимые значения $v_{гр}=v_{мин}$ и $\Delta t_{гр}=\Delta t_{мин}$.

Линии постоянных скоростей и температур, а следовательно, и линии границ струи будут криволинейны.

Секундный объем воздуха, протекающего через любое поперечное сечение струи, определится из уравнения

$$L_x=\int_0^\infty v dF,$$

которое после интегрирования примет вид

$$L_x=2\pi c^2 Mx. \qquad (IX.31)$$

Все формулы И. А. Шепелева применимы только для сформировавшейся струи, т. е. для той ее части, в которой профили скоростей и избыточных температур в любом поперечном сечении соответственно подобны.

Длину участка формирования можно определить или из уравнения (IX.26) при условии $v_{ос}=v_0$, или из уравнения (IX.27) при $\Delta t_{ос}=\Delta t_0$.

Длина участка формирования, найденная по этим двум условиям, окажется различной и составит: при первом условии $x_н=6{,}88\Theta\sqrt{F_0}$, при втором условии $x_н=5{,}17\Theta\sqrt{F_0}$.

Расхождение в значениях длины участка формирования может быть объяснено приближенностью зависимости (IX.13).

Исходя из тех же предпосылок, что и для осесимметричной струи, И. А. Шепелевым получены расчетные формулы для плоской и веерной струй (табл. IX.6 и IX.7). По формулам табл. IX.7 можно рассчитывать как слабонеизотермические, так и изотермические струи.

Экспериментальная проверка формулы для осевой скорости (IX.26), проведенная В. Н. Талиевым и А. М. Терпиняном для круглой изотермической струи, показала, что для равномерного начального поля скоростей (см. рис. IX.6, *а*) при $c=0{,}082$ расчет дает расхождение с опытом от +2,9 до —7,8%. Для неравномерного начального поля скоростей при том же значении $c=0{,}082$ расхождение с опытом резко увеличилось и составило от 44 до 9%. В формуле И. А. Шепелева нельзя принимать постоянную c с одним и тем же значением; ее так же, как x_0, необходимо определять для каждого насадка экспериментально.

Нагретые и холодные струи. Закономерности для нагретых и холодных неизотермических струй приводятся в обработке В. Н. Талиева применительно к теории Г. Н. Абрамовича с использованием зависимостей по искривлению оси струи, предложенных И. А. Шепелевым. Рассмотрим нагретую струю, вытекающую из отверстия под некоторым начальным углом α_0 к горизонту (рис. IX.11).

Вследствие разности плотностей воздуха в струе и окружающем пространстве ось струи под действием архимедовой силы изогнется вверх (при холодной струе — вниз).

В точке A, находящейся на оси изогнутой струи, осевая скорость $v_{ос}$, а относительная осевая скорость $\bar{v}_{ос}=v_{ос}/v_0$, где v_0 — средняя по площади скорость в струе на выходе из отверстия.

Проекции относительной осевой скорости на оси координат соответственно

$$\bar{v}_x=\bar{v}_{ос}\cos\alpha;\ \bar{v}_y=\bar{v}_{ос}\sin\alpha.$$

В таком случае

$$\bar{v}_{ос}=\sqrt{(\bar{v}_{ос}\cos\alpha)^2+(\bar{v}_{ос}\sin\alpha)^2}. \qquad (IX.32)$$

Если бы струя была изотермической или слабо нагрета, то ее ось была бы прямолинейна и направлена к горизонту под углом α_0, т. е. была бы представлена линией S.

Таблица IX.6

Расчетные формулы для кинематической и тепловой характеристик слабо неизотермических приточных струй

Струя	Расчетная формула для характеристики	
	кинематической M	тепловой N
Компактная	$6{,}88\,\Theta\varphi v_0\sqrt{F_0}$	$5{,}17\,\frac{\Theta}{\varphi}\,\Delta t_0\sqrt{F_0}$
Плоская	$2{,}62\,\Theta\varphi v_0\sqrt{\frac{F_0}{l_0}}$	$2{,}27\,\frac{\Theta}{\varphi}\,\Delta t_0\sqrt{\frac{F_0}{l_0}}$
Полная веерная	$1{,}046\,\Theta\varphi v_0\sqrt{F_0}$	$0{,}91\,\frac{\Theta}{\varphi}\,\Delta t_0\sqrt{F_0}$
Неполная веерная	$19{,}9\,\Theta\varphi v_0\sqrt{\frac{F_0}{\beta_0}}$	$17{,}2\,\frac{\Theta}{\varphi}\,\Delta t_0\sqrt{\frac{F_0}{\beta_0}}$

Таблица IX.7

Расчетные формулы для слабо неизотермических приточных струй

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула для струй	
		компактной и веерной	плоской
Скорость на оси струи, м/с	$v_{ос}$	$\frac{M}{x}$	$\frac{M}{\sqrt{x}}$
Скорость в любой точке струи, м/с	v	$\frac{M}{x}e^{-\left(8{,}6\frac{y}{x}\right)^2}$	$\frac{M}{\sqrt{x}}e^{-\left(8{,}6\frac{y}{x}\right)^2}$
Избыточная температура на оси струи, °С	$\Delta t_{ос}$	$\frac{N}{x}$	$\frac{N}{\sqrt{x}}$
Избыточная температура в любой точке струи, °С	Δt	$\frac{N}{x}e^{-\left(6{,}1\frac{y}{x}\right)^2}$	$\frac{N}{\sqrt{x}}e^{-\left(6{,}1\frac{y}{x}\right)^2}$
Полуширина струи в произвольном сечении по $v_{гр}$, м	$y_{гр}$	$0{,}176\,x\sqrt{\lg\frac{M}{v_{гр}x}}$	$0{,}176x\sqrt{\lg\frac{M}{v_{гр}\sqrt{x}}}$
Полуширина струи в произвольном сечении по $\Delta t_{гр}$, м	$y_{гр}$	$0{,}25\,x\sqrt{\lg\frac{N}{\Delta t_{гр}x}}$	$0{,}25x\sqrt{\lg\frac{N}{\Delta t_{гр}\sqrt{x}}}$
Дальнобойность струи по $v_{гр}$, м	$x_{гр}$	$\frac{M}{v_{гр}}$	$\left(\frac{M}{v_{гр}}\right)^2$
То же, по $\Delta t_{гр}$, м	$x_{гр}$	$\frac{N}{\Delta t_{гр}}$	$\left(\frac{N}{\Delta t_{гр}}\right)^2$
Секундный объем воздуха, перемещаемого в осесимметричной или в плоской струе, м³/с	L_x	$0{,}042\,Mx$	$0{,}205\,Ml_0\sqrt{x}$
То же, в полной веерной, м³/с	L_x	$1{,}29\,Mx$	—
То же, в неполной веерной, м³/с	L_x	$0{,}0036\,\beta_0\,Mx$	—

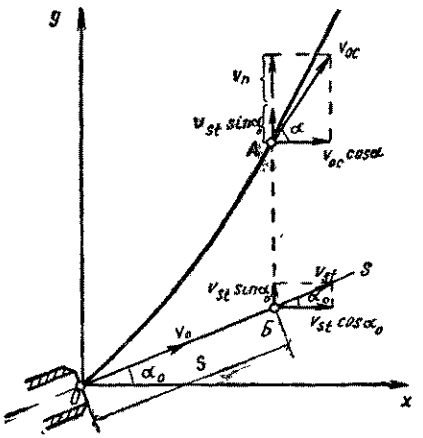


Рис. IX.11. Искривление оси неизотермической струи

Проведем через точку A прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с прямой S в точке $Б$. Расстояние от точки $Б$ до отверстия обозначим через S, а относительную осевую скорость в точке $Б$ — через $\bar{v}_{St}$. Проекция $\bar{v}_{St}$ на ось абсцисс равна $\bar{v}_{St}\cos\alpha_0$, а на ось ординат равна $\bar{v}_{St}\sin\alpha_0$.

Архимедова сила, под действием которой струя искривляется, действует только в вертикальном направлении, и поэтому будут справедливы равенства

$$\bar{v}_{oc}\cos\alpha = \bar{v}_{St}\cos\alpha_0$$

и

$$\bar{v}_{oc}\sin\alpha = \bar{v}_{St}\sin\alpha_0 + \bar{v}_{п},$$

где $\bar{v}_{п} = v_{п}/v_0$ — относительная скорость подъема оси струи, обусловленная действием архимедовой силы (здесь $v_{п}$ — скорость подъема).

Теперь зависимость (IX.32) представится в следующем виде:

$$\bar{v}_{oc} = \sqrt{\bar{v}_{St}^2 + \bar{v}_{п}^2 + 2\bar{v}_{St}\bar{v}_{п}\sin\alpha_0}. \qquad (IX.33)$$

Относительная осевая скорость $\bar{v}_{St}$ находится по формуле

$$\bar{v}_{St} = \bar{v}_{ost} = \bar{v}_{oc}\sqrt{\frac{T_{окр}}{T_0}}.$$

Относительная скорость подъема определяется следующим образом. Скорость подъема на оси

$$v_{п} = \int a\,d\tau, \qquad (IX.34)$$

где a — ускорение, вызванное архимедовой силой; $d\tau$ — время.

Выделим вокруг точки $Б$ элементарный объем dW. Величина ускорения будет равна:

$$a = \frac{dP}{\gamma_{oc}dW}g = \frac{(\gamma_{окр} - \gamma_{oc})\,dW}{\gamma_{oc}\,dW}g = \frac{\gamma_{окр} - \gamma_{oc}}{\gamma_{oc}}g = \frac{T_{oc} - T_{окр}}{T_{окр}}g = \frac{\Delta t_{oc}}{T_{окр}}g,$$

где dP — архимедова сила, приложенная к элементарному объему струи dW; g — ускорение свободного падения; γ — удельный вес воздуха; T — абсолютная температура.

Время $d\tau = ds/v_{St}$ и зависимость (IX.34) запишется в следующем виде:

$$v_{п} = \frac{g}{T_{окр}}\int_0^S \frac{\Delta t_{oc}}{v_{St}}\,ds.$$

А так как

$$\Delta t_{oc} = \frac{K\beta}{K_{\Delta t}\beta_{\Delta t}\beta_0}\,\frac{v_{St}}{v_0}\,\Delta t_0,$$

то

$$v_{\text{п}} = \frac{K\beta}{K_{\Delta t}\beta_{\Delta t}\beta_0}\frac{g\Delta t_0}{T_{\text{окр}}v_0}S.$$

Разделив обе части этого равенства на v_0, а правую часть равенства умножив и разделив на l_0, получим относительную скорость подъема оси струи:

$$\bar{v}_{\text{п}} = \frac{v_{\text{п}}}{v_0} = \frac{K\beta}{K_{\Delta t}\beta_{\Delta t}\beta_0}\bar{S}\,\text{Ar}_0, \qquad \text{(IX.35)}$$

где $\text{Ar}_0 = g\dfrac{l_0\Delta t_{0\text{ср}}}{v_0^2 T_{\text{окр}}}$ — критерий Архимеда; $\bar{S} = S/l_0$ — относительное расстояние [здесь l_0 — характерный размер, например, половина поперечного размера отверстия (R_0 или B_0)].

Для круглой струи относительная скорость подъема

$$\bar{v}_{\text{п}} = \frac{0{,}745}{\beta_0}\bar{S}\,\text{Ar}_0. \qquad \text{(IX.36)}$$

Для плоской и кольцевой струй

$$\bar{v}_{\text{п}} = \frac{0{,}86}{\beta_0}\bar{S}\,\text{Ar}_0. \qquad \text{(IX.37)}$$

Критерий Архимеда Ar_0 определяет соотношение гравитационных и инерционных сил в струе. Чем больше будет разность плотностей воздуха в струе и окружающем пространстве и чем меньше будет начальная скорость истечения, тем больше будет искривление струй, и наоборот.

Определение осевой избыточной температуры в нагретых или холодных струях можно проводить по формулам табл. IX.5.

Для вывода уравнения оси нагретых или холодных струй (см. рис. IX.11) воспользуемся равенствами

$$\frac{dx}{d\tau} = v_{St}\cos\alpha_0 \text{ и } \frac{dy}{d\tau} = v_{St}\sin\alpha_0 + v_{\text{п}}.$$

Заменяя $d\tau = ds/v_{St}$, получим:

$$\frac{dx}{ds} = \cos\alpha_0 \text{ и } \frac{dy}{ds} = \sin\alpha_0 + \frac{v_{\text{п}}}{v_{St}}.$$

Отсюда

$$x = S\cos\alpha_0;$$

$$y = S\sin\alpha_0 + \int_0^S \frac{v_{\text{п}}}{v_{St}}\,ds.$$

Разделив обе части равенства на l_0 (половина поперечного размера отверстия), а также поделив числитель и знаменатель дроби под интегралом на среднюю по площади скорость v_0, будем иметь:

$$\left.\begin{aligned} \bar{x} &= \bar{S}\cos\alpha_0; \\ \bar{y} &= \bar{S}\sin\alpha_0 + \int_0^{\bar{S}} \frac{\bar{v}_п}{\bar{v}_{St}}\, d\bar{s}. \end{aligned}\right\} \qquad (IX.38)$$

Подставляя величину $\bar{v}_п$, согласно равенству (IX.35), получим:

$$\bar{y} = \bar{S}\sin\alpha_0 + \frac{K\beta}{K_{\Delta t}\,\beta_{\Delta t}\,\beta_0}\,\mathrm{Ar}_0 \int_0^{S} \frac{\bar{S}}{\bar{v}_{St}}\, d\bar{s}. \qquad (IX.39)$$

Таблица IX.8

Расчетные формулы для неизотермических струй (воздушных фонтанов)

Расчетная величина	Обозначение величины	Расчетная формула для струи	
		компактной и веерной	плоской
Характеристика воздушного фонтана	H	$\left(\frac{T_{окр}M^2}{gN}\right)^{1/2}$	$\left(\frac{T_{окр}M^2}{gN}\right)^{2/3}$
Уравнение оси .	y	$x\operatorname{tg}\alpha \pm \frac{1}{3H^2}\left(\frac{x}{\cos\alpha}\right)^3$	$x\operatorname{tg}\alpha \pm \frac{0{,}4}{H^{1/2}}\left(\frac{x}{\cos\alpha}\right)^{5/2}$
То же, при $\alpha=0$	y	$\pm\frac{x^3}{3H^2}$	$\pm\frac{0{,}4x^{5/2}}{H^{3/2}}$
Дальнобойность фонтана	x_0	$\sqrt{3}\,H\cos\alpha\sqrt{\sin\alpha}$	$1{,}84H\cos\alpha\sin^{2/3}\alpha$
Абсцисса вершины	$x_в$	$H\cos\alpha\sqrt{\sin\alpha} = 0{,}578x_0$	$H\cos\alpha\sin^{2/3}\alpha = 0{,}543x_0$
Ордината вершины	$y_в$	$0{,}67H\sin^{3/2}\alpha$	$0{,}6\,H\,\sin^{5/3}\alpha$
Максимальная высота фонтана при $\alpha=90°$ . . .	$(y_в)_{макс}$	$0{,}67H$	$0{,}6H$
Осевая скорость	$v_{ос}$	$\frac{M\cos\alpha}{x}\sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^2\right]^2}$	$\frac{M\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{x}}\sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^{3/2}\right]^2}$
Осевая избыточная температура .	$\Delta t_{ос}$	$\frac{N\cos\alpha}{x}$	$\frac{N\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{x}}$

Для струй различной формы зависимости для относительной осевой скорости $\bar{v}_{St}$ различны, и поэтому различными будут и зависимости для относительной ординаты $\bar{y}$.

После интегрирования зависимость (IX.39) для струи с равномерным полем скоростей ($\beta_0=1$; $S_0=0$) примет вид:

для круглой струи

$$\bar{y} = \bar{S} \sin \alpha_0 + 0{,}02\, \mathrm{Ar}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{окр}}}}\, \bar{S}^3; \qquad \text{(IX.40)}$$

для плоской струи

$$\bar{y} = \bar{S} \sin \alpha_0 + 0{,}091\, \mathrm{Ar}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{окр}}}}\, \bar{S}^{2/3}. \qquad \text{(IX.41)}$$

В. Н. Талиевым по результатам аналитического исследования предложены новые зависимости для осевой скорости, избыточной температуры и траектории оси круглой неизотермической струи *.

Неизотермическую струю, которая под действием архимедовых сил заметно отклоняется от прямолинейного распространения в пространстве, И. А. Шепелев называет *воздушным фонтаном*. Используя закономерности по искривлению оси струи (см. рис. IX.11) и значения кинематической и тепловой характеристик струи, он вводит определение характеристики воздушного фонтана и предлагает расчетные формулы для неизотермических струй (воздушных фонтанов) (табл. IX.8).

§ 41. СТРУИ, ВЫТЕКАЮЩИЕ ЧЕРЕЗ РЕШЕТКИ

Изучение струй, вытекающих через решетки, проводили М. И. Гримитлин [18] и другие исследователи.

Схема струи, вытекающей через отверстие, закрытое решеткой, при соосном подводе воздуха представлена на рис. IX.12. При выпуске воздуха через решетку отдельные струйки после поджатия в сечении *I—I* начинают расширяться, смешиваясь с окружающим воздухом. В сечении *II—II* они сливаются, в сечении *III—III* формируются в сплошной поток. Промежуток между сечениями *I—I* и *III—III* называют участком формирования; за ним следует начальный участок и далее основной участок с уменьшающимися скоростями.

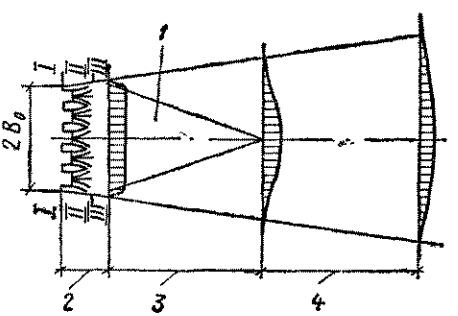


Рис. IX.12 Схема формирования и развития струи, вытекающей через отверстие, закрытое решеткой

1 — ядро постоянных скоростей; *2* — участок формирования, *3* — начальный участок; *4* — основной участок

* «Водоснабжение и санитарная техника», 1969, № 1.

Статическое давление в начале участка формирования понижается до отрицательного, так как здесь происходит увеличение скорости и, следовательно, динамического давления, а в конце участка сравнительно быстро поднимается до положительного и постепенно выравнивается с давлением окружающей среды.

В плоских квадратных решетках длина участка формирования приблизительно равна стороне решетки. Площадь сформировавшейся струи на 20—30% больше площади решетки. Угол расширения струи 16—18°.

Расчетные формулы для основных параметров струи приводятся в работе М. И. Гримитлина. Во все расчетные величины входит коэффициент живого сечения решетки, поскольку оно оказывает большое влияние на формирование струи.

§ 42. СТРУИ, НАСТИЛАЮЩИЕСЯ НА ПЛОСКОСТЬ

Струя, направленная на плоскость, растекается по ней и настилается на нее.

При угле между плоскостью и осью струи $\alpha=90°$ растекание струи происходит равномерно во все стороны. С уменьшением угла α до 45° бо́льшая часть струи будет направлена в сторону более плавного поворота, а при $\alpha=22°30'$ вся струя течет только в одну сторону. Это явление растекания струи, направленной на плоскость, изображено на рис. IX.13.

Если струя направлена вдоль плоскости, т. е. если угол $\alpha=0°$, а кромка насадка соприкасается с плоскостью, то струя будет настилаться на плоскость. Такие струи называются *полуограниченными*. Дальнобойность полуограниченной струи больше, чем свободной, поскольку размывание струи в этом случае происходит не по всему внешнему контуру, а только в той его части, которая взаимодействует с окружающим воздухом. Тормозящее действие плоскости, по которой течет струя, оказывается незначительным по сравнению с тормозящим действием окружающего воздуха. Пограничный слой со стороны плоскости имеет незначительную толщину, с внешней же стороны он быстро разрастается и оказывается примерно таким же, как у свободной струи.

Расчет круглой струи, направленной вдоль плоскости, для случаев, когда кромка насадка соприкасается с плоскостью, с достаточной для практики точностью можно вести по формулам свободной струи, если вводить в них вместо начального радиуса насадка R_0 величину $R_0\sqrt{2}$.

Для плоской полуограниченной струи также можно пользоваться формулами свободной плоской струи, вводя в них вместо полуширины струи B_0 полную ее ширину $2B_0$.

Если струя выпущена под углом $\alpha=40...45°$ к плоскости, но кромка насадка соприкасается с ней, то оказывается, что и в этом случае струя будет настилаться или, как еще говорят, «налипать» на плоскость. В зоне соприкосновения кромки насадка с плоскостью питание струи окружающим воздухом будет затруднено. Имевшийся в этой зоне ограниченный объем воздуха быстро окажется израсходованным, и статическое давление в этом объеме сделается отрицательным. В результате этого струя прижмется к плоскости и, настилаясь («налипая») на нее, будет распространяться как полуограниченная струя.

Струя будет отрываться от плоскости, если угол α станет более 45°; если насадок отодвинут от края плоскости и между ними имеется разрыв, через который может поступать воздух для питания струи, то она не будет «налипать» на плоскость.

На рис. IX.14 приведены профили скоростей струи, вытекающей из прямоугольного отверстия при угле $\alpha=0°$ и $\alpha=-30°$. Максимальные скорости на равных относительных расстояниях в этих двух случаях оказываются почти одинаковыми, а угол одностороннего бокового расширения струи во втором случае значительно больше.

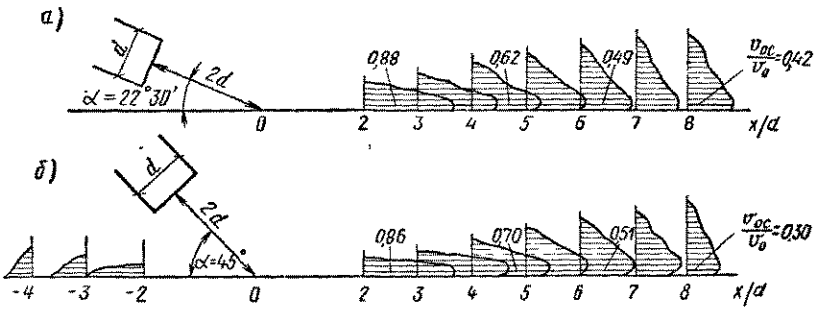


Рис. IX. 13. Профили скоростей струи

а — при угле между осью струи и плоскостью $\alpha=22°30'$; *б* — то же, $\alpha=45°$

Неизотермические струи, настилающиеся на горизонтальные плоскости, при определенных условиях будут отрываться от них. Отрыв холодной струи от плоскости потолка или теплой струи от плоскости пола объясняется действием архимедовых сил. Место отрыва струи от плоскости зависит от соотношения сил архимедовых, инерционных и вязкости.

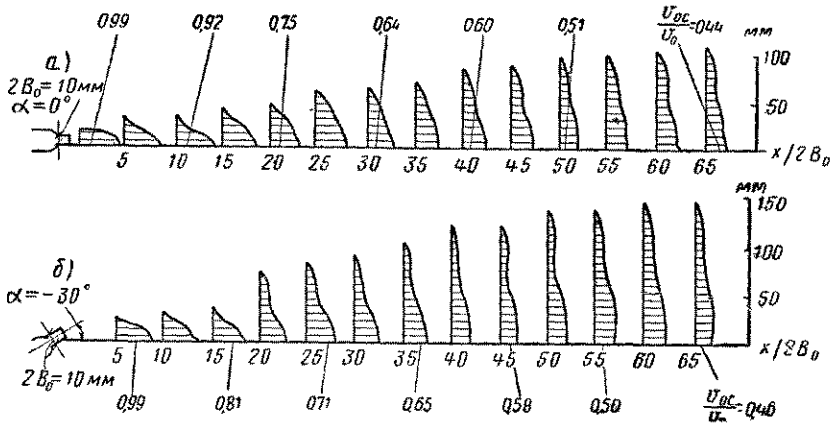


Рис. IX 14. Профили скоростей струи

а — при угле между осью струи и плоскостью $\alpha=0°$; *б* — то же, $\alpha=-30°$

Опыты, проведенные М. Ф. Бромлеем с нагретой струей, показали, что отрыв ее от плоскости при различных скоростях истечения из насадка в диапазоне значений критерия Рейнольдса от 3100 до 19 000 и критерия Архимеда от 0,0023 до 0,054 происходит на различных относительных расстояниях. При $Ar=g\frac{d_0}{v^2}\frac{\Delta t}{T}$ от 0,0023 до 0,0097 струя не отрывается от плоскости на протяжении $x/d_0=22\ldots25$, при Ar от 0,0127 до 0,0207 отрыв струи происходит на расстоянии $x/d_0=6\ldots7$, а при Ar=

=0,054 струя вообще не настилается на плоскость и отрывается от нее в непосредственной близости от насадка. В последнем случае истечение струи из насадка характеризуется наименьшим из всех экспериментальных значений критерия Рейнольдса (Re=3100) и, следовательно, влияние инерционных сил в этом случае также было наименьшим.

Заметное влияние на отрыв (отлипание) неизотермической струи от плоскости оказывает высота положения кромки насадка относительно плоскости. Если насадок смещен по вертикали от плоскости так, что между ними образуется разрыв, то отлипание наступает на меньшем относительном расстоянии.

§ 43. СВОБОДНЫЕ КОНВЕКТИВНЫЕ ПОТОКИ, ВОЗНИКАЮЩИЕ У НАГРЕТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ, — ТЕПЛОВЫЕ СТРУИ

Тепловые струи, так же как и приточные струи естественной или механической вентиляции, являются основными факторами, определяющими циркуляцию воздуха в производственных помещениях, распределение тепла и концентраций паров, газов и пыли.

Движение воздуха, возникающее вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц, называют свободным.

При соприкосновении с нагретой поверхностью воздух нагревается и становится легче. Вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц воздуха возникает подъемная сила, под действием которой нагретые частицы поднимаются; на их место поступают новые частицы — холодные, которые также нагреваются и поднимаются. Таким образом, образуется восходящий тепловой поток, определяемый наличием теплообмена у нагретой поверхности.

Чем больше передается тепла, тем интенсивнее движение воздуха. Так как количество переданного тепла пропорционально разности температур и площади нагретой поверхности, то и свободное движение воздуха определяется именно этими факторами. Температурным напором определяется разность плотностей и, следовательно, подъемная сила, а площадью поверхности — зона распространения процесса.

Движение воздуха на различных уровнях вертикальной нагретой стенки происходит по-разному (рис. IX.15). В нижней ее части воздух стелется по поверхности утолщающимся слоем — ламинарное движение, выше появляются завитки («локоны»), бегущие вдоль поверхности, — локонообразное движение, и, наконец, в верхней части стенки «локоны» отрываются и в виде вихрей распространяются в окружающей среде — турбулентное движение.

Движение воздуха около горизонтальных нагретых поверхностей отличается значительной сложностью и зависит от положения плиты и ее размеров. Когда нагретая поверхность обращена вверх, движение происходит по схеме рис. IX.16, *а*. Если же при этом плита имеет большие размеры, то вследствие налипания с краев сплошного потока нагретого воздуха центральная часть плиты оказывается изолированной и воздух к ней будет подтекать только сверху (рис. IX.16, *б*). Когда нагретая поверхность обращена вниз, движение воздуха происходит по схеме рис. IX.16, *в*. В этом случае по нагретой поверхности движется лишь тонкий слой воздуха, замещаемый встречным потоком, расположенным ниже.

Конвективные струи изучали многие исследователи: Я. Б. Зельдович, Л. Прандтль, О. Г. Саттон, Б. Шмидт, Г. Н. Абрамович, В. М. Эльтерман, И. А. Шепелев и др.

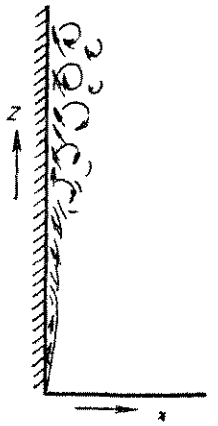


Рис. IX.15. Характер свободного движения воздуха около вертикальной нагретой поверхности

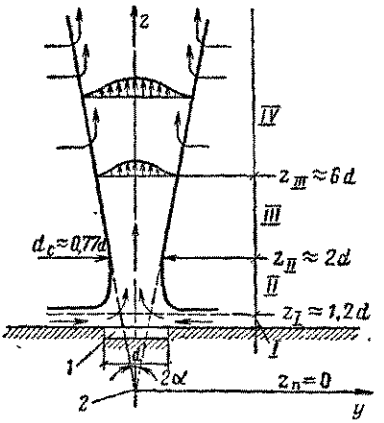


Рис. IX.17. Схема конвективной струи в неограниченном пространстве

1 — нагретая пластина; *2* — полюс струи; *I—IV* — зоны

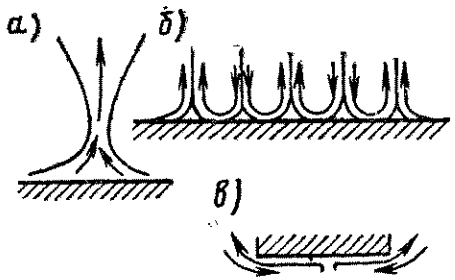


Рис. IX.16. Характер свободного движения воздуха около горизонтальных нагретых поверхностей

а — обращенных вверх; *б* — то же, при плитах большого размера; *в* — обращенных вниз

На основе этих исследований можно представить схему тепловой струи, возникающей над нагретым горизонтальным источником, обращенным вверх (рис. IX.17).

По данной схеме в тепловой струе можно выделить четыре зоны: *I* — пограничный слой, состоящий из ламинарного подслоя, расположенного непосредственно у поверхности нагретой пластины, и основного пограничного слоя; *II* — разгонный участок; *III* — переходный участок; *IV* — основной участок.

В пограничном ламинарном подслое движение воздуха происходит вдоль поверхности; вертикальная составляющая скорости ничтожна. Тепло от нагретой пластины передается воздуху путем теплопроводности, и поэтому здесь наблюдается значительный перепад температур.

В пределах основного пограничного слоя может быть ламинарное или турбулентное движение воздуха в зависимости от величины произведения критериев Грасгофа и Прандтля. При $Gr\,Pr \geqslant 1 \cdot 10^8$ наблюдается развитое турбулентное движение.

Нагретый воздух из пограничного слоя поднимается над горячей пластиной отдельными струйками, а на его место опускается холодный воздух. Толщина пограничного слоя равна примерно $0{,}2d$. Интенсивность подтекания воздуха в пограничном слое больше, чем в вышележащей части струи (на единицу высоты струи).

В разгонном участке в основном проявляются архимедовы силы, и под их действием скорость движения воздуха непрерывно возрастает, статическое давление уменьшается, что и приводит к уменьшению се-

чения струи. В конце разгонного участка струя имеет наименьшее сечение. Это сечение называют переходным или сжатым. Сжатое сечение находится на расстоянии примерно $2d$ от полюса струи.

Максимальная осевая скорость струи наблюдается несколько выше конца разгонного участка. В пределах этой части струи, а также во всей последующей ее части происходит подмешивание к ней окружающего воздуха, оказывающего тормозящее действие на скорость ее подъема.

В переходном участке происходит преобразование начальных поперечных профилей скоростей и избыточных температур в профили, характерные для основного участка.

Во всех сечениях основного участка наблюдается подобие поперечных профилей скоростей и избыточных температур.

В переходном и основном участках вместе с подъемными силами действуют и силы турбулентной вязкости, под действием которых струя непрерывно расширяется. Угол бокового расширения струи α может быть принят как и для приточных свободных струй без принудительного расширения равным 12°25′.

На формирование тепловых струй большое влияние оказывают условия подтекания воздуха в зоне *I*. Например, если поднять пластину и поместить ее на основание, то условия подтекания воздуха к нагретой поверхности будут другими, чем для пластины, заделанной заподлицо с плоскостью, и закономерности развития тепловой струи над таким источником окажутся несколько иными.

В тепловой струе количество движения секундной массы воздуха по высоте не остается постоянным, а изменяется в связи с появлением подъемной силы.

Расчетные зависимости для тепловых струй по исследованиям В. М. Эльтермана и И. А. Шепелева приводятся в их работах [59 и др.].

§ 44. СТРУИ, ИСТЕКАЮЩИЕ В ОГРАНИЧЕННОЕ ПРОСТРАНСТВО

Приточные струи, подаваемые в вентилируемое помещение, в подавляющем большинстве случаев бывают стеснены плоскостями ограждений помещения.

Развитие стесненных струй значительно отличается от развития свободных.

На рис. IX.18 представлена схема струи, истекающей в тупик. В помещении образуется прямой поток воздуха, создаваемый истечением из насадка, и обратный поток, направленный навстречу прямому. В начале, пока площадь поперечного сечения струи $F_{стр}$ мала по сравнению с площадью поперечного сечения помещения $F_{п}$, струя развивается как свободная. Начиная с сечения, где $F_{стр}=(0{,}2—0{,}25)F_{п}$ (его называют *первым критическим сечением*), струя начинает вести себя отлично от свободной: замедляется прирост площади поперечного сечения струи и расход воздуха в ней, уменьшается количество движения. После того как площадь поперечного сечения струи достигнет 40—42% площади поперечного сечения помещения (*второе критическое сечение*), струя начинает угасать: резко уменьшается количество движения, начинают уменьшаться расход воздуха в струе, поперечное сечение и осевая скорость.

В стесненных струях распределение скоростей в различных поперечных сечениях не подобно, а отношение средней скорости к осевой не является постоянным.

Обратный поток воздуха в помещении, образованный действием стесненной струи, занимает ту часть поперечного сечения помещения, которая не занята прямым потоком (струей).

В. А. Бахарев и В. Н. Трояновский на основании проведенных ими исследований и обобщений опытов многих авторов предложили безразмерные зависимости для стесненных струй.

В инженерных расчетах струю можно рассматривать как свободную на расстоянии

$$x_{кр} \leqslant 1{,}5\sqrt{F_п}.$$

При нескольких параллельно направленных струях за $F_п$ считают ту часть площади поперечного сечения помещения, которая приходится на одну струю.

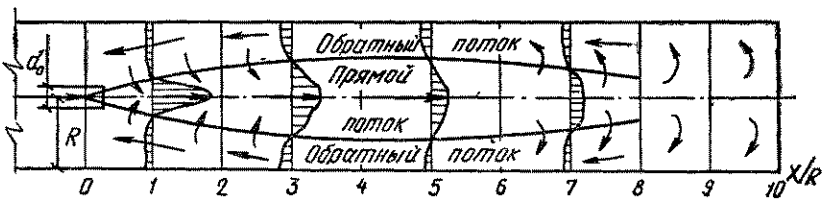


Рис. IX.18. Схема струи, истекающей в тупик

Наибольшая длина, на которую может распространиться стесненная струя, зависит только от площади поперечного сечения помещения и определяется уравнением

$$x_{макс} = (5\ldots6)\sqrt{F_п}.$$

Дальнобойность стесненной струи не может быть увеличена путем изменения параметров истечения, так как за пределами $x_{макс}$ струя распадается.

§ 45. ДВИЖЕНИЕ ВОЗДУХА ОКОЛО ВЫТЯЖНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Картина движения воздуха около вытяжных и около приточных отверстий совершенно различна. При всасывании воздух подтекает к отверстию со всех сторон, а при нагнетании он истекает из отверстия в виде струи с углом раскрытия примерно 25° (рис. IX.19).

Рассмотрим чисто теоретическое понятие точечного и линейного стоков. Представим точку в пространстве, через которую в единицу времени удаляется количество воздуха L. Воздух к точке, очевидно, подтекает из всего окружающего пространства по радиусам (рис. IX.20). Радиусы будут являться линиями тока. Через сферические поверхности радиусом r в единицу времени будет протекать (стекаться к точке) такое же количество воздуха, какое удаляется через точку, т. е. L. Сферические поверхности F_1, F_2,..., F_n будут поверхностями равных скоростей v_1, v_2,..., v_n. Расход воздуха через точку можно представить через расходы на сферических поверхностях:

$$L = F_1 v_1 = F_2 v_2 = \cdots = F_n v_n$$

или

$$4\pi r_1^2 v_1 = 4\pi r_2^2 v_2 = \cdots = 4\pi r_n^2 v_n,$$

отсюда

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_2^2}{r_1^2} = \cdots \frac{r_n^2}{r_1^2}, \qquad (IX.42)$$

т. е. *при точечном стоке* воздуха *скорости изменяются обратно пропорционально квадратам радиусов.*

При линейном стоке удаление воздуха происходит через линию бесконечно большой длины (рис. IX.21). В этом случае поверхностями равных скоростей будут боковые поверхности цилиндров F_1, F_2,..., F_n радиу-

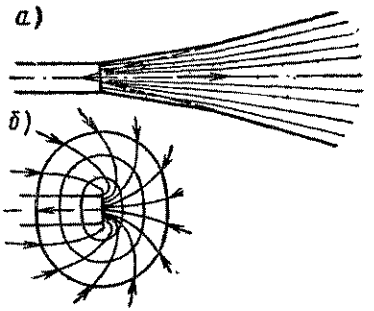


Рис. IX.19. Движение воздуха около приточного (*а*) и вытяжного (*б*) отверстий

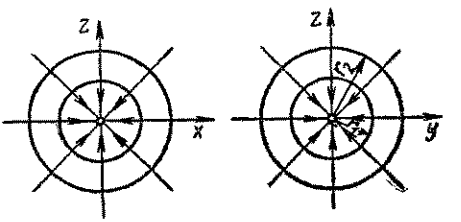


Рис. IX.20. Схема точечного стока

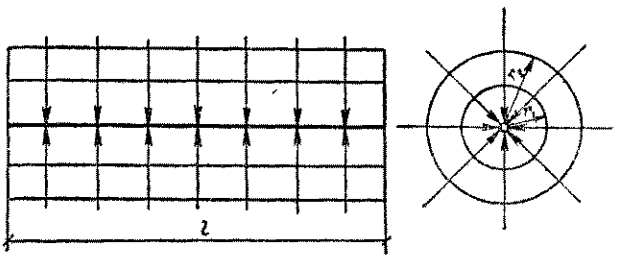


Рис. IX.21. Схема линейного стока

сом r_1, r_2,..., r_n. Расход воздуха через линию равен расходу через любую цилиндрическую поверхность:

$$L = 2\pi r_1 l v_1 = 2\pi r_2 l v_2 = \cdots = 2\pi r_n l v_n,$$

отсюда

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_2}{r_1} = \cdots = \frac{r_n}{r_1}, \qquad \text{(IX.43)}$$

т. е. *при линейном стоке* воздуха *скорости изменяются обратно пропорционально радиусам.*

Понятия точечного и линейного стоков позволяют дать качественную оценку движения воздуха около реальных вытяжных отверстий круглой и щелевидной формы, а также, в первом приближении, оценить распределение скоростей движения воздуха около этих отверстий.

Экспериментальные исследования распределения скоростей около всасывающих отверстий показали, что действительная картина поля скоростей вблизи отверстия заметно отличается от определенной по стокам. Достаточное для многих практических расчетов совпадение наблюдается на расстоянии от отверстия $x \geqslant d_0$ или $x \geqslant 2B_0$, где d_0 — диаметр круглого отверстия, $2B_0$ — ширина щелевого отверстия.

При щелевидных отверстиях большое влияние на распределение скоростей оказывают торцы щели, так как в этих местах движение воздуха более похоже на точечный сток, чем на линейный.

Вблизи вытяжных отверстий конечных размеров закономерности течения воздуха зависят от формы отверстия и соотношения его сторон.

Закономерности движения воздуха около всасывающих отверстий исследовались многими отечественными и зарубежными авторами. Ниже приводятся аналитические исследования И. А. Шепелева для стока воздуха в круглое отверстие и в узкую щель.

Через круглое отверстие радиусом R_0 в плоской стенке удаляется воздух со скоростью v_0 в количестве L_0 (рис. IX.22). Определим скорость на оси симметрии стока v_{oc}. Выделим в плоскости отверстия элементарную площадку dF, образованную пересечением дуг концентрических окружностей и радиусов. Если угол между радиусами $d\varphi$, а расстояние между окружностями dr, то площадь элементарной площадки, находящейся от центра отверстия на расстоянии r, выразится равенством $dF = rd\varphi dr$.

Элементарный расход воздуха через площадку dF вызовет элементарную скорость воздуха в пространстве около отверстия. Полагая, что поле равных скоростей около отверстия представляет собой половину сферической поверхности радиуса R, можем записать равенство

$$v_0 rd\varphi dr = 2\pi R^2 dv, \qquad \text{(IX.44)}$$

откуда элементарная скорость

$$dv = \frac{v_0}{2\pi R^2} rd\varphi dr.$$

Элементарная скорость на оси стока

$$dv_{oc} = dv \frac{x}{R}. \qquad \text{(IX.45)}$$

Имея в виду, что $R = (x^2 + r^2)^{1/2}$, зависимость (IX.45) можно записать в виде

$$dv_{oc} = \frac{v_0}{2\pi} \frac{xrdrd\varphi}{(x^2 + r^2)^{3/2}}. \qquad \text{(IX.46)}$$

Интегрирование этого выражения по углу φ в пределах от нуля до 2π и вторично по радиусу r в пределах от нуля до R_0 дает значение скорости на оси симметрии потока:

$$v_{oc} = v_0 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{R_0}{x}\right)^2}}\right). \qquad \text{(IX.47)}$$

Для щели задача о стоке приведена на рис. IX.23. Через длинную щель шириной $2B_0$ удаляется воздух в количестве L_0 со скоростью v_0. Определим компоненту скорости вдоль оси x в произвольной точке пространства перед щелью. Считаем, что линии тока образующегося течения направлены по кратчайшему пути к всасывающей щели. Разделим всасывающее отверстие — щель — на бесконечно тонкие полоски длиной, равной длине щели, и шириной db. Одна из таких полосок находится на расстоянии b от начала координат, которое совпадает с центром щели. Через элемент щели площадью dbl_0 будет отсасываться элементарный объем воздуха $dL = dbl_0 v_0$, который вызовет элементарную скорость воздуха dv в точках пространства. Поле равных скоростей бу-

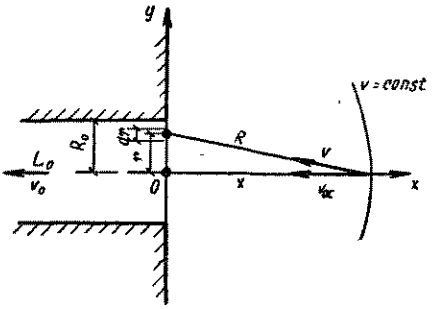


Рис. IX.22. Сток воздуха в круглое отверстие

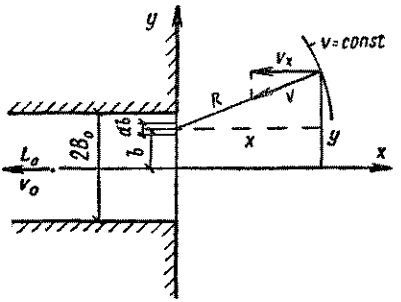


Рис. IX.23. Сток воздуха в длинную щель

дет представлять собой половину боковой поверхности цилиндра радиуса R, и, следовательно, будет справедливо равенство

$$dL = \pi R l_0 \, dv. \tag{IX.48}$$

Так как элементарный расход dL может быть представлен через общий расход воздуха в щели $dL = \frac{L_0}{2B_0 l_0} db l_0$, то элементарная скорость dv запишется в виде

$$dv = \frac{L_0}{2\pi l_0 B_0 R} db.$$

Компонента скорости в направлении оси x:

$$dv_x = dv \frac{x}{R}. \tag{IX.49}$$

Поскольку расстояние от рассматриваемой точки до элементарной полосы $R = [x^2 + (y-b)^2]^{1/2}$, зависимость (IX.49) примет вид

$$dv_x = \frac{L_0}{2\pi l_0 B_0} \frac{x}{x^2 + (y-b)^2} db. \tag{IX.50}$$

После интегрирования по b в пределах от $-B_0$ до $+B_0$ компонента скорости потока, стекающего к щели шириной $2B_0$, составит:

$$v_x = \frac{L_0}{2\pi l_0 B_0} \left(\operatorname{arctg} \frac{y + B_0}{x} - \operatorname{arc\,tg} \frac{y - B_0}{x} \right). \tag{IX.51}$$

Имея в виду, что $\frac{L_0}{2 l_0 B_0} = v_0$, формулу (IX.51) перепишем в виде

$$v_x = \frac{v_0}{\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{y + B_0}{x} - \operatorname{arc\,tg} \frac{y - B_0}{x} \right). \tag{IX.52}$$

На оси потока $y = 0$, и осевая скорость окажется равной:

$$v_{ос} = v_0 \frac{2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{B_0}{x}. \tag{IX.53}$$

И. А. Шепелевым получены также расчетные зависимости и для других случаев стока воздуха.

Экспериментально исследованы всасывающие отверстия различной формы: круглые, квадратные, прямоугольные и щелевидные с различ-

ным соотношением сторон. Для этих отверстий получены поля скоростей всасывания. Спектры скоростей всасывания в отношении числа Re считаются автомодельными.

На рис. IX.24 приводится спектр скоростей всасывания у круглого отверстия с острыми кромками, в котором скорости отнесены к скорости в центре отверстия. Из рис. IX.24 следует, что на расстоянии $x=1{,}03d_0$ скорость движения воздуха составляет всего 5% скорости в центре отверстия. Для сопоставления отметим, что в приточной свободной круглой струе такое же соотношение скоростей на оси струи $v_{oc}/v_{0ц}=0{,}05$ наблюдается на расстоянии $x\approx\approx 100d_0$. Кривые распределения относительных скоростей несколько вытянуты и более похожи на дуги эллипса, чем на окружности, и только на расстоянии $x>d_0$ сравнительно хорошо описываются окружностями с центром, находящимся примерно в центре всасывающего отверстия. Дальнейшее изменение скоростей во

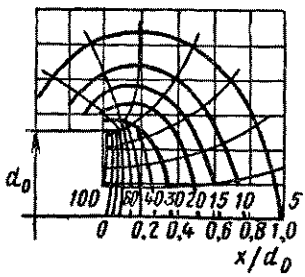


Рис. IX.24. Спектр скоростей всасывания у круглого отверстия с острыми кромками

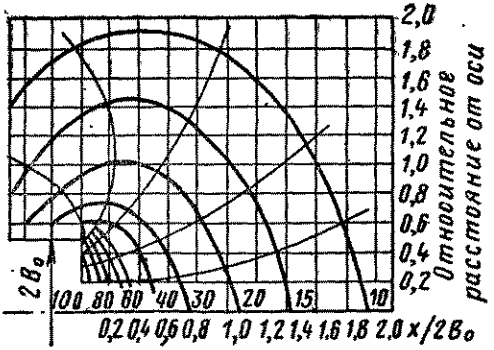
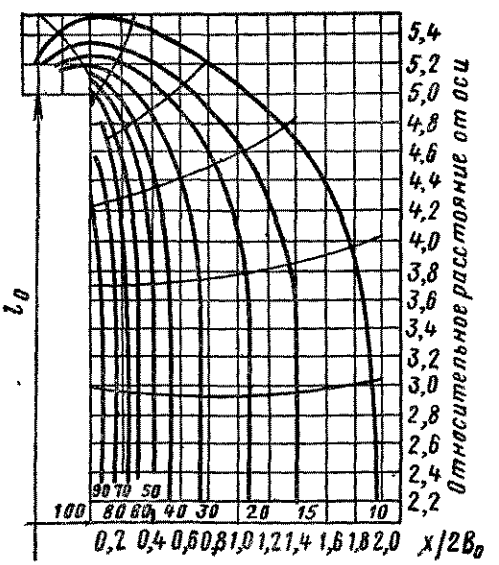


Рис. IX.25. Спектр скоростей всасывания у прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1 : 10



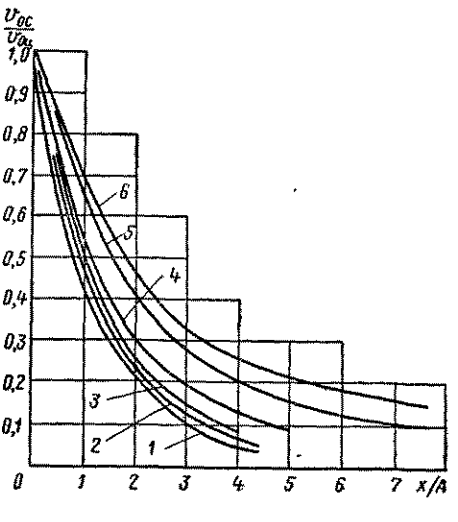


Рис. IX.26. Кривые затухания осевых скоростей при различной форме всасывающего отверстия

1 — для круга; *2* — для квадрата; *3* — для круга с фланцем; *4* — для прямоугольника с соотношением сторон 1 : 2; *5* — то же, 1 : 10; *6* — для щели с соотношением сторон 1 : 80

фронтальной части перед отверстием приближенно можно вычислять по закономерностям точечного стока.

Спектр скоростей всасывания для отверстия квадратной формы мало отличается от спектра для круглого отверстия. Так, если для круглого отверстия $v_{ос}/v_{0ц}=0{,}05$ оказывается на расстоянии $x=1{,}03d_0$, то для квадратного — на расстоянии $1{,}2\cdot 2B_0$.

Зона всасывания у вытяжных отверстий прямоугольной формы оказывается более активной, чем у круглых или квадратных отверстий, так как такие отверстия по форме приближаются к линейному стоку и тем больше, чем больше соотношение их сторон.

На рис. IX.25 приведен спектр скоростей всасывания у прямоугольного отверстия с острыми кромками с соотношением сторон 1 : 10. В этом случае на расстоянии $x=2B_0$ скорость $v_{ос}\approx 0{,}22v_{0ц}$, т. е. почти в 4,5 раза больше, чем для круглого отверстия при $x=d_0$.

Если относительные расстояния выразить не через линейный размер отверстия, а через гидравлический радиус x/A, то распределение скоростей у всасывающего отверстия можно представить на одном графике. Такой график для отверстия с острыми кромками приведен на рис. IX.26; здесь по оси ординат отложены относительные скорости $v_{ос}/v_{0ц}$ (отношение скорости в рассматриваемой точке на оси к скорости в центре отверстия), а по оси абсцисс — относительные расстояния x/A (отношение расстояния от плоскости всасывания до рассматриваемой точки к гидравлическому радиусу отверстия).

§ 46. СХЕМЫ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Чтобы правильно расположить отверстия для подачи воздуха в помещение и для удаления его, необходимо выяснить влияние взаимного расположения этих отверстий на движение воздуха в помещении.

При рассмотрении свободной струи установлено, что количество воздуха в струе непрерывно увеличивается по мере удаления рассматриваемых сечений от приточного отверстия, а подтекание воздуха из окружающего пространства происходит по всей длине струи и охватывает некоторый контур «замкнутой системы» (см. рис. IX.3). Заметим, что количество воздуха в струе при равномерном начальном поле скоростей на расстоянии, например, $x=40R_0$ будет в 6,2 раза больше поданного через приточное отверстие [определено по формуле (д) табл. IX.1], т. е. объем воздуха, присоединившегося к струе из окружающего пространства, составляет $5{,}2L_0$.

В помещении, в котором приточное и вытяжное отверстия расположены в противоположных торцовых стенах, при балансе притока и вытяжки (имеется в виду достаточно большое помещение, в котором струя распространяется как свободная) оказывается, что только 16% перемещаемого воздуха будет удалено через вытяжное отверстие, а остальные 84% не будут удалены и пойдут на питание струи.

В помещении конечных размеров неудаляемая через вытяжное отверстие часть воздуха струи образует обратный поток, направленный к началу струи (рис. IX.27).

Заметим также, что затухание скорости около вытяжных отверстий происходит весьма интенсивно, и на расстоянии $x=d_0$ скорость составляет всего около 5% начальной скорости, т. е. $v_x\approx 0{,}05v_0$. Из этого следует вывод, что скорости воздуха в вытяжных отверстиях не могут оказывать существенного влияния на скорости движения воздуха в помещении. Однако это совсем не означает, что положение вытяжного

отверстия в помещении не оказывает никакого влияния на направление движения воздуха.

На рис. IX.28 представлены схемы движения воздуха в помещении, полученные В. В. Батуриным и В. И. Ханженковым [7] на плоской и частично на пространственных моделях. Эти схемы дают возможность составить качественное представление об организации общеобменной вентиляции в помещении. Количественные зависимости для струй, распространяющихся в ограниченном пространстве, и для спектров всасывания приведены в предыдущих параграфах.

На схеме *а* воздух удаляется через отверстие в середине торцовой стенки; противоположная торцовая стенка отсутствует и через этот проем поступает воздух. При поступлении воздуха на кромках происходит некоторое поджатие струи и образуются небольшие области, заполненные вихрями; далее поток выравнивается и двигается к вытяжному отверстию, заполняя все сечение модели; при обтекании углов образуются небольшие вихревые зоны; обратных потоков воздуха нет. Во всех остальных схемах организации воздухообмена наблюдаются обратные потоки воздуха. На схеме *и*, в которой вытяжное и приточное отверстия

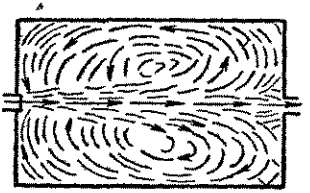
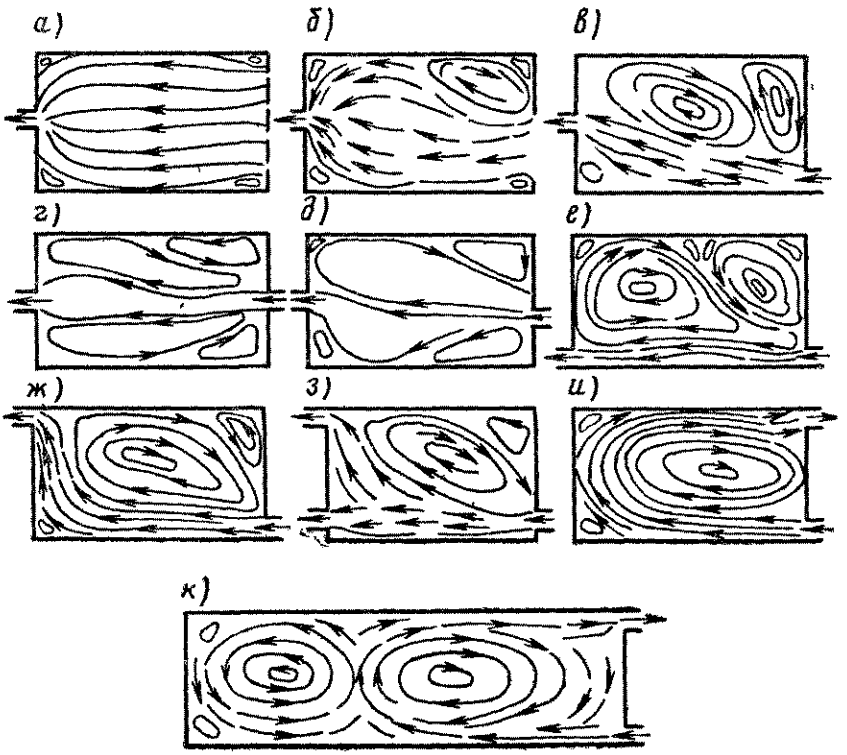


Рис IX 27 Схема взаимодействия приточной струи и спектра всасывания

Рис. IX 28. Схемы движения воздуха в вентилируемом помещении



расположены в одной торцовой стенке, весь поток воздуха поворачивается в сторону вытяжного отверстия; при этой схеме достигается наилучшее распределение воздуха в помещении. При большой длине помещения (схема *к*) струя, не достигнув противоположной стены, распалась и в помещении образовалось два кольца циркуляции.

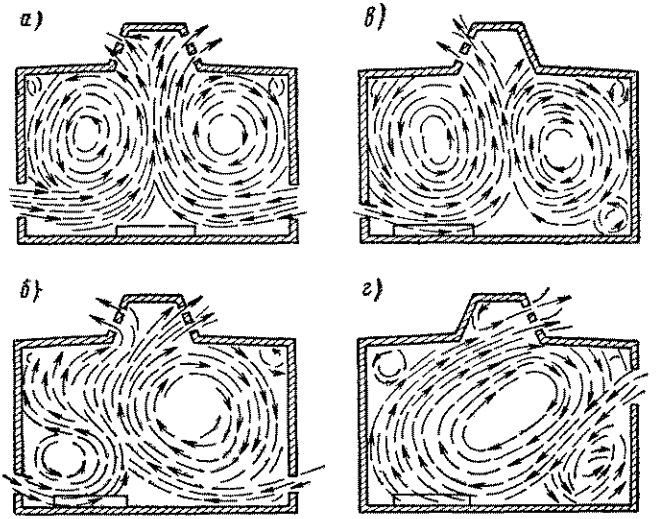


Рис. IX.29. Схемы циркуляции потоков воздуха в помещении при неизотермических условиях

Схемы распределения потоков воздуха, приведенные на рис. IX.28, относятся к изотермическим условиям. Представление о циркуляции потоков воздуха в помещении при неизотермических условиях и при наличии источников тепловыделений могут дать схемы, приведенные на рис. IX.29. Эти схемы получены В. В. Батуриным по результатам опытов на пространственной модели однопролетного производственного корпуса.

Схемы *а*, *б* и *в* относятся к теплому периоду года, когда поступление приточного воздуха при аэрации помещения происходит через открытые фрамуги в рабочей зоне; схема *г* относится к холодному периоду с подачей приточного воздуха через фрамуги в верхней зоне помещения.

На рис. IX.29, *а* источники тепловыделений занимают среднюю часть помещения, а приточный воздух поступает с двух сторон из отверстий в противоположных стенах. Когда объемы приточного воздуха, подаваемого с каждой стороны, равны, ось тепловой струи вертикальна и является осью симметрии образующихся двух колец циркуляции.

Если приблизить источники тепловыделений к одному из приточных отверстий (рис. IX.29, *б*), то тепловые струи, возникающие над источниками тепловыделений, будут несколько препятствовать поступлению струи приточного воздуха слева — произойдет взаимодействие струй: тепловой и приточной. Струи, вливающиеся справа и свободно развивающиеся, также отклоняют тепловую струю влево.

Схема потоков, приведенная на рис. IX.29, *в*, наблюдается при смещенных источниках тепловыделений, но при поступлении приточного воздуха только со стороны источников. В этом случае тепловая струя оттесняется к середине. Образуются два кольца циркуляции.

В холодный период года неподогретый приточный воздух может по-

даваться через створки на высоте не менее 4 м от пола. Опускающаяся струя (рис. IX.29, *г*) разветвляется у пола и образует два кольца циркуляции. В правом обособленном кольце циркуляции наблюдаются пониженные температуры по сравнению с левым большим кольцом, в которое поступает тепловая струя.

Глава X

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 47. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕШЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ В ЗДАНИЯХ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Эффективность вентиляции помещения в большой мере зависит от правильного выбора и расположения устройств для подачи и удаления воздуха. В первую очередь распределение параметров воздуха в объеме помещения определяется конструктивным решением приточных устройств. Влияние вытяжных устройств на скорость движения и температуру воздуха в помещении обычно незначительно. В то же время общая эффективность вентиляции зависит от правильной организации вытяжки воздуха из помещения.

Основные принципы организации вентиляции заключаются в следующем:

1) местная вытяжная вентиляция должна локализовать вредные выделения в местах их образования, предотвращая распространение их по помещению;

2) приточный воздух необходимо подавать так, чтобы он, поступая в зону дыхания людей (обслуживаемую зону помещения), был чистым и имел температуру и скорость движения в соответствии с требованиями санитарных норм;

3) общеобменная вентиляция должна разбавлять и удалять вредные выделения, поступающие в помещение, обеспечивая в обслуживаемой зоне допустимые значения параметров — температуры, относительной влажности, скорости движения воздуха и концентрации вредных веществ в нем;

4) объемы приточного и вытяжного воздуха должны исключать с учетом воздушного режима здания перетекание загрязненного воздуха из помещений с выделением вредных веществ в другие помещения.

Выбор воздухораспределительных устройств и места расположения их в помещении зависит от назначения и габаритных размеров помещения, сочетания видов вредных выделений, требований, предъявляемых к воздушной среде, размещения в объеме помещения оборудования и рабочих мест и других условий. При этом следует учитывать конструктивное строительное решение здания. Правильное решение вентиляции определяет удобство монтажа и эксплуатации систем вентиляции, доступность системы для ремонта, хороший внешний вид помещения и, главное, высокую эффективность воздухообмена.

Решение вопроса подачи и удаления воздуха зависит от конкретных условий. Выбор этого решения можно основывать на следующих общих рекомендациях:

а) траектория подачи приточного воздуха не должна пересекать загрязненные участки помещения, обеспечивая поступление в обслуживаемую рабочую зону чистого воздуха;

б) при значительных избытках явного тепла в помещении приточный воздух в холодный период года следует подавать с минимально допустимой температурой, имея в виду его подогрев за счет избытков тепла;

в) в теплый период года во всех случаях предпочтительней подача приточного воздуха в обслуживаемую (рабочую) зону помещений;

г) при решении воздухораздачи необходима проверка уровня температуры и скорости движения воздуха на рабочих местах; при этом следует учитывать взаимное влияние струйных течений, стесненность струй ограждениями и технологическим оборудованием, свойство струй настилаться на поверхности и возбуждать циркуляционные потоки;

д) при недостатках тепла в помещении и выполнении вентиляцией функций системы отопления приточный воздух нужно подавать в обслуживаемую (рабочую) зону помещения.

Жилые и общественные здания. Наиболее простым примером организации воздухообмена является вентиляция помещений в жилых зданиях, общежитиях и гостиницах. По существующим нормам в этих зданиях устраивают вытяжную вентиляцию из верхней зоны помещений кухонь, санитарных узлов, ванных и душевых комнат, а в некоторых случаях и жилых комнат. Приточный воздух поступает неорганизованно через форточки и неплотности в ограждениях. Регулирование вентиляции и увеличение воздухообмена осуществляют открыванием окон.

В гостиницах повышенной категории рекомендуется организовывать приток воздуха в верхнюю зону жилых помещений номеров и удаление воздуха из помещений санитарных узлов и ванных комнат.

В административно-конторских зданиях объемом до 1500 м³ вентиляцию помещений осуществляют в виде вытяжки из их верхней зоны с неорганизованным притоком через окна. В зданиях большего объема вытяжку из верхней зоны помещений компенсируют притоком также в их верхнюю зону («сверху — вверх»). Расход воздуха, подаваемого в помещения и удаляемого из них, принимается таким образом, чтобы исключить перетекание воздуха из одних помещений в другие.

В общественных зданиях (детские учреждения, общеобразовательные школы, лечебно-профилактические учреждения, высшие и средние учебные заведения, магазины и т. п.) вентиляцию основных помещений осуществляют также по схеме «сверху — вверх», т. е. и приточные и вытяжные отверстия располагают в верхней зоне помещения. В больших помещениях (залах, аудиториях) вытяжку частично можно осуществлять из нижней зоны помещения. В высоких помещениях при больших тепловых нагрузках от светильников выпуск воздуха следует предусматривать ниже светильников, а удаление его — под светильниками или через конструкцию светильников.

В помещениях с высокими витражами при отсутствии нагревательных приборов под ними приточный воздух целесообразно подавать через продольные щели в полу под окнами настилающимися струями. Приточный воздух можно подавать со стороны одной из торцовых стен помещения или со стороны двух торцовых стен навстречу друг другу, что значительно снижает скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне. В этих же помещениях при гладком потолке может быть органи-

зована подача приточного воздуха настилающимися на потолок струями через плафоны.

В некоторых специфических помещениях, например операционных, наркозных, рентгеновских кабинетах, фото- и химических лабораториях, аккумуляторных и т. п., подачу и удаление воздуха осуществляют на разных уровнях в соответствии с рекомендациями специальных норм.

Схема организации воздухообмена в зрительных залах театров, кинотеатров и клубов зависит от их размеров, режимов эксплуатации и климатических особенностей района. Для этих помещений рекомендуются следующие схемы решения вентиляции:

а) в залах без балконов с числом мест до 400 подача воздуха в верхнюю или среднюю по высоте зону помещения;

б) в залах без балконов с числом мест более 400 подача воздуха в верхнюю зону помещения горизонтальными сосредоточенными струями через отверстия в торцовой стене или через решетки либо плафоны в потолке, направляющие воздух вдоль потолка в сторону сцены или экрана;

в) при наличии балкона дополнительно предусматривается приток воздуха через отверстия в задней стене под балконами в количестве, пропорциональном числу мест, расположенных в подбалконном пространстве;

г) вытяжка осуществляется через отверстия в потолке или в верхней части стен у сцены или экрана;

д) в холодный период года часть удаляемого воздуха поступает на рециркуляцию.

В зданиях предприятий общественного питания схема вентиляции определяется назначением помещений. В обеденных и торговых залах воздух подают в верхнюю зону помещений, а удаляют из верхней зоны и через отверстия (раздаточные окна, двери) в технологические помещения. В горячих цехах (кухнях) и мойках воздух подают в рабочую зону, а удаляют через местные отсосы и из верхней зоны.

Промышленные здания. При организации воздухообмена в помещениях промышленных зданий возможно применение следующих схем:

а) «снизу — вверх» — при одновременном выделении тепла и пыли; в этом случае воздух подают в рабочую зону помещения, а удаляют из верхней зоны;

б) «сверху — вниз» — при выделении газов, паров летучих жидкостей (спиртов, ацетона, толуола и т. п.) или пыли, а также при одновременном выделении пыли и газов; в этих случаях воздух подают рассредоточенно в верхнюю зону, а удаляют местной вытяжной вентиляцией из рабочей зоны помещения и системой общеобменной вентиляции из его нижней зоны (возможно частичное проветривание верхней зоны);

в) «сверху — вверх» — в производственных помещениях при одновременном выделении тепла, влаги и сварочного аэрозоля, а также во вспомогательных производственных зданиях при борьбе с теплоизбытками; обычно в этих случаях воздух подают в верхнюю зону помещения и удаляют из его верхней зоны;

г) «снизу — вверх и вниз» — в производственных помещениях при выделении паров и газов с различными плотностями и недопустимости их скопления в верхней зоне из-за опасности взрыва или отравления людей (малярные цехи, аккумуляторные и т. д.); в этом случае подачу приточного воздуха осуществляют в рабочую зону, а общеобменную вытяжку — из верхней и нижней зон;

д) «сверху и снизу — вверх» — в помещениях с одновременным выделением тепла и влаги или с выделением только влаги при поступлении пара в воздух помещения через неплотности производственной аппаратуры и коммуникаций, с открытых поверхностей жидкостей в ваннах и со смоченных поверхностей пола; в этих случаях воздух подают в две зоны — рабочую и верхнюю, а удаляют из верхней зоны. При этом для предотвращения туманообразования и капели с потолка приточный воздух, подаваемый в верхнюю зону, несколько перегревают по сравнению с воздухом, подаваемым в рабочую зону.

При выборе схемы организации общеобменной вентиляции в производственном помещении можно руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. X.1.

Таблица X.1

Зоны производственного помещения, рекомендуемые для подачи и удаления воздуха общеобменной вентиляции

Вредные выделения в помещении	Рекомендуемая зона помещения для	
	притока	вытяжки
Теплоизбытки	Рабочая	Верхняя
Влаговыделения при незначительных избытках тепла или теплонедостатках	Верхняя (зимой с перегревом воздуха)	»
Газы и пары при незначительных избытках тепла или теплонедостатках:		
газы и пары легче воздуха	Рабочая	Верхняя
то же, тяжелее воздуха	Верхняя	Верхняя и нижняя
различные газы и пары	Рабочая	То же
Пыль (тонкая и грубая) при незначительных избытках тепла или теплонедостатках	Верхняя с небольшими скоростями	Верхняя или нижняя
Влаговыделения при значительных избытках тепла	Рабочая (зимой частично в верхнюю зону с перегревом воздуха)	Верхняя
Газы и пары при значительных избытках тепла	Рабочая	»
Пыль при значительных избытках тепла:		
тонкая	Рабочая (или верхняя) с небольшими скоростями	»
грубая	Верхняя	Верхняя и нижняя
Пылевыделения	»	Нижняя

Примечания 1. Подачу воздуха в верхнюю зону высоких помещений осуществляют не выше 6—7 м от уровня пола (исключение — помещения со значительными влаговыделениями).

2 Приточные струи не должны влиять на нормальную работу установок местной вытяжной вентиляции.

§ 48 КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Жилые здания. В жилых зданиях устраивают вытяжные канальные системы естественной вентиляции. Наружный подогретый воздух можно подавать в помещения жилых зданий системами воздушного отопления; наружный неподогретый воздух поступает в помещения через открывающиеся форточки и фрамуги, неплотности в строительных ограждениях и специальные приточные отверстия (подоконные щели).

Радиус действия вытяжных канальных систем естественной вентиляции рекомендуется принимать не более 8 м.

В одну систему можно объединять вытяжные каналы одноименных или близких по назначению помещений здания. Вентиляционные системы квартир, общежитий и гостиниц нельзя объединять с вентиляционными системами детских, торговых и других учреждений, встроенных в то же здание. Вытяжные каналы помещений санитарных узлов объединяют в самостоятельную систему вентиляции. При числе унитазов в помещении санитарного узла более пяти (в общежитиях) систему оборудуют вентилятором.

На рис. X.1 показаны схемы объединения вытяжных каналов в жилых зданиях. В зданиях с числом этажей до пяти не допускается присоединять к одному вытяжному каналу помещения, расположенные на разных этажах. В зданиях с числом этажей более пяти допускается объединение отдельных вертикальных вытяжных каналов из каждых четырех — шести этажей в один сборный магистральный горизонтальный или вертикальный канал по схеме, показанной на рис. XI.5. Это правило относится также к общественным и коммунальным зданиям.

Общественные здания. В зданиях общественного и коммунального назначения возможно применение естественной и механической вентиляции. Вентиляционные установки этих зданий при большом их числе объединяют в вентиляционные центры. При этом приточные центры и кондиционеры размещают в подвальных и цокольных помещениях или на первом этаже обслуживаемых зданий. Отдельные приточные установки могут быть размещены и на этажах обслуживаемого здания. Вытяжные центры располагают, как правило, на технических этажах или на чердаках.

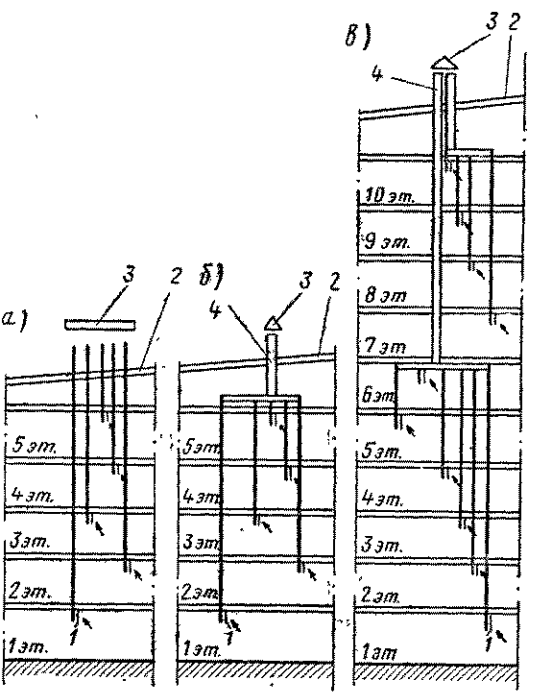


Рис. X.1. Схемы вытяжных систем вентиляции с вертикальными каналами

а — раздельными; *б* — объединенными на чердаке; *в* — объединенными на этаже и чердаке; *1* — жалюзийная решетка; *2* — кровля; *3* — зонт; *4* — сборная шахта

Чтобы шум от вентиляционных установок с механическим побуждением движения воздуха не проникал в лекционные залы, операционные и больничные палаты, зрительные залы театров, кинотеатров и клу-

бов, классы в школах и т. д., не следует размещать такие установки под или над этими помещениями.

При проектировании необходимо предусматривать раздельные приточно-вытяжные системы вентиляции для следующих блоков зданий: учебных и лабораторных в вузах; лабораторных, вспомогательных и административно-хозяйственных в научно-исследовательских институтах и на предприятиях; поликлинических и больничных (при нахождении их в одном здании).

В общественных зданиях не допускается объединение горизонтальными каналами вытяжных отверстий нескольких помещений. Не допускается присоединение вытяжных отверстий помещений санитарных узлов и вытяжных отверстий других помещений к одному каналу или к одной шахте.

Промышленные здания. Промышленные здания имеют системы вентиляции со своими специфическими особенностями устройства и размещения.

Способы вентиляции и число вентиляционных установок на предприятиях зависят от характера технологического процесса, мощности предприятия, а также от его экономической значимости.

В промышленных зданиях возможно размещение вентиляционного оборудования в производственных помещениях или снаружи здания — на стенах (на кронштейнах) или кровле, но в любом случае должны быть обеспечены удобное обслуживание вентиляционного оборудования и защита его от возможной конденсации влаги. Внутри здания вентиляционное оборудование устанавливают в вентиляционных камерах, иногда допускается установка его непосредственно в обслуживаемом помещении. При проектировании систем вентиляции следует стремиться к наименьшей длине воздуховодов, определяемой их радиусом действия. Экономические расчеты показывают, что радиус действия приточных установок зависит от скорости движения воздуха в воздуховодах. Так, при скорости 6—10 м/с рекомендуемый радиус действия установки 30—40 м, при скорости менее 6 м/с — 60—70 м. Радиус действия вытяжных установок 30—40 м, а в очень крупных цехах он может достигать 100—120 м.

При проектировании местной вентиляции следует к одной вытяжной системе присоединять не более 10—12 отсосов. При удалении местными вытяжными установками влажного воздуха или воздуха, содержащего вредные газы, радиус действия принимается равным 25—30 м. Радиус действия установок пневматического транспорта может достигать 80—100 м. Эти соображения могут быть положены в основу для выбора числа приточных и вытяжных установок.

Вытяжные вентиляционные установки, удаляющие взрыво- и огнеопасные смеси, должны иметь взрывобезопасное исполнение.

Приточные установки с механическим побуждением движения воздуха состоят из следующих конструктивных элементов: 1) воздухоприемного устройства для забора наружного воздуха; 2) приточной камеры, в которой размещаются вентилятор с электродвигателем и установки для соответствующей обработки воздуха (фильтры для очистки наружного воздуха от пыли, калориферы для нагрева воздуха, устройства для охлаждения и увлажнения воздуха); 3) сети воздуховодов, по которым приточный воздух от вентилятора направляется в вентилируемые помещения; 4) приточных отверстий или насадков, через которые воздух поступает в помещения; 5) жалюзийных и декоративных решеток или сеток, устанавливаемых на выходе воздуха из приточных отверстий; 6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек),

располагаемых в воздухоприемных отверстиях и на ответвлениях воздуховодов.

Вытяжные установки с механическим побуждением движения воздуха состоят из следующих конструктивных элементов: 1) вытяжных отверстий, снабженных жалюзийными решетками или сетками; 2) местных отсосов различной конструкции; 3) воздуховодов, по которым воздух, удаляемый из помещений, движется в вытяжную камеру или к вентилятору; 4) вытяжной камеры, в которой устанавливаются вентилятор с электродвигателем, или вентилятора с электродвигателем, установленными без камеры; 5) устройств для очистки воздуха, выбрасываемого в атмосферу или возвращаемого на рециркуляцию; 6) вытяжной шахты для удаления воздуха в атмосферу; 7) регулирующих устройств.

Приточные и вытяжные установки не всегда должны включать все перечисленные конструктивные элементы. Их состав определяется назначением помещения, характером вредных выделений и организацией воздухообмена.

Из сказанного следует, что конструктивные элементы систем вентиляции можно разделить на следующие группы: устройства для удаления и подачи воздуха (вытяжные решетки и отверстия, местные отсосы, воздухоприемные устройства, приточные насадки, воздушные завесы, дефлекторы, вытяжные шахты); приточные и вытяжные камеры; вентиляционные каналы и воздуховоды; регулирующие устройства (клапаны, шиберы).

§ 49. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАБОРА ВОЗДУХА

Воздухоприемные устройства следует располагать так, чтобы в них поступал незагрязненный наружный воздух. Конструктивное оформление воздухоприемных устройств должно быть увязано с архитектурным оформлением здания.

Воздухоприемные устройства необходимо располагать на расстоянии 10—12 м по горизонтали и 6 м по вертикали от мест загрязнения воздуха (котельных, уборных, кухонь, производственных помещений и т. п.). Воздухозабор как при механической, так и при естественной вентиляции следует осуществлять на высоте не менее 2 м от уровня земли (до низа проема); в случае расположения воздухоприемного устройства в зеленой зоне (вдали от здания) эта высота может быть уменьшена до 1 м.

Воздухоприемные устройства делают либо в виде отдельно стоящей шахты (метро, промышленные здания), соединенной со зданием подземным вентиляционным каналом, либо в виде шахты, приставленной к наружной стене здания (рис. X.2). Воздухоприемные отверстия могут располагаться в стене здания у входа в него (театры и кинотеатры).

При заборе воздуха в зоне выше кровли воздухоприемные устройства во избежание попадания в них загрязненного воздуха из вытяжных шахт располагают не ближе 10 м от последних. Можно забирать наружный воздух и через отверстия, расположенные рядом с вытяжной шахтой, но при этом вытяжная шахта должна быть выведена выше воздухоприемных отверстий не менее чем на 2,5 м.

В промышленных зданиях наружный воздух рекомендуется забирать через проемы в стенах и проемы окон с деревянными и металли-

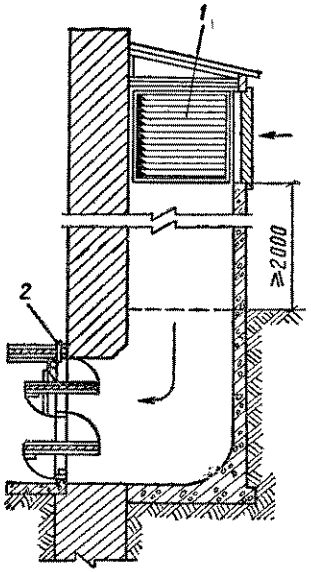
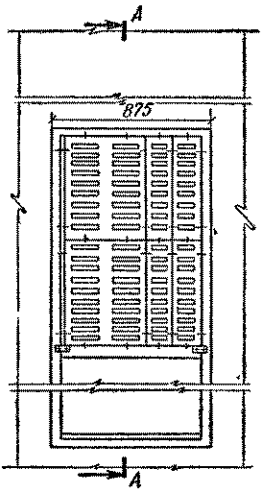


Рис. X 2. Приставная приточная шахта

1 — неподвижные жалюзи (воздухозаборная решетка); *2* — утепленный дроссель-клапан



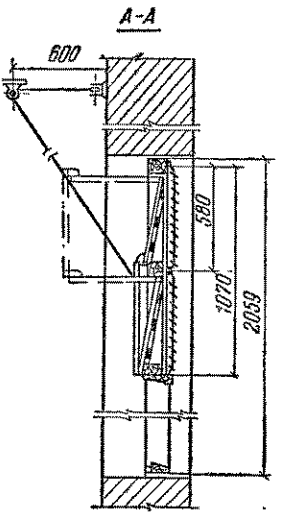


Рис. X 3. Устройство воздухозабора в проеме окна

ческими переплетами (рис. X.3). В этих случаях воздух поступает в приточную камеру через жалюзийные решетки с подвесными утепленными клапанами, которые устанавливают по мере надобности как самостоятельный элемент узла воздухозабора. Скорость воздуха в живом сечении жалюзийных решеток рекомендуется принимать не более 6 м/с при коэффициенте местного сопротивления, равном 1,2.

Забор воздуха выше кровли можно осуществлять через отверстия в шахте, снабженные жалюзи и зонтом для защиты от проникания атмосферных осадков.

Скорость движения воздуха в воздухоприемных каналах при механической приточной вентиляции рекомендуется принимать равной 2—6 м/с.

§ 50. ПРИТОЧНЫЕ И ВЫТЯЖНЫЕ ОТВЕРСТИЯ

При расположении в помещениях жилых и общественных зданий приточных и вытяжных отверстий необходимо руководствоваться следующими правилами:

1) приточные и вытяжные отверстия не должны создавать дутья в помещении;

2) при минимальных размерах отверстий и соответствующем их оформлении сопротивление проходу воздуха должно быть минимальным;

3) вытяжные отверстия должны находиться возможно ближе к местам загрязнения воздуха;

4) оформление вытяжных и приточных отверстий не должно нарушать интерьера вентилируемого помещения.

Приточные и вытяжные отверстия в общественных зданиях, а также вытяжные отверстия в жилых зданиях располагают на расстоянии 0,5—0,7 м от потолка.

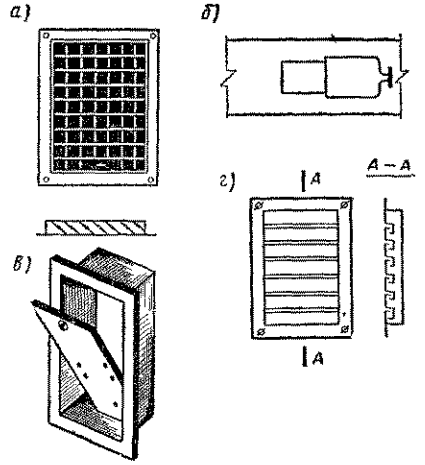


Рис. X.4. Приточные и вытяжные отверстия в помещениях

а — с подвижными жалюзи; *б* — с шибером в воздуховоде; *в* — «хлопушка»; *г* — для перетекания воздуха

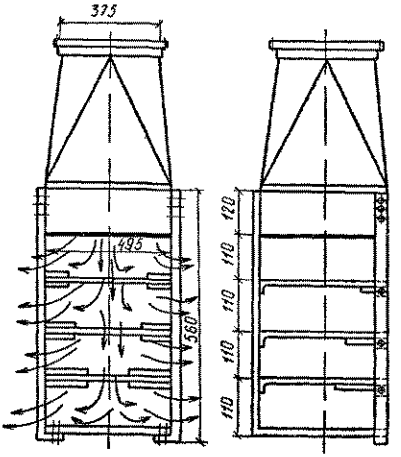
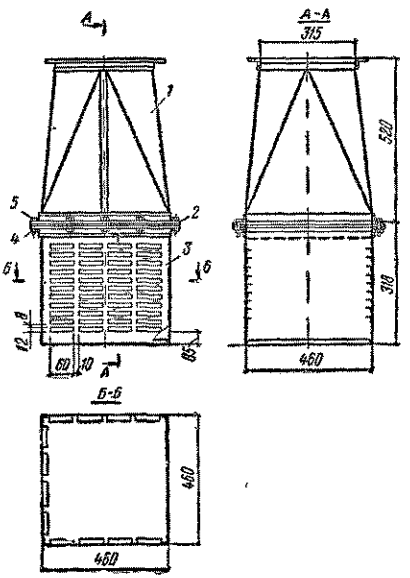


Рис. X.5. Трехсторонний прямоугольный насадок с полками



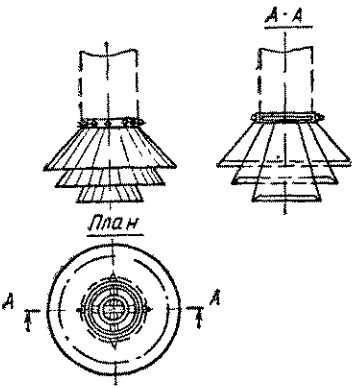


Рис. X.7. Трехдиффузорный насадок

Рис. X.6. Воздухораспределитель пристенного типа с переходным патрубком для присоединения к воздуховодам круглого сечения

1 — патрубок переходный; *2* — прокладка; *3* — корпус; *4* — гайка; *5* — болт

Наибольшее распространение имеют приточные и вытяжные отверстия, снабженные решетками с подвижными жалюзи, при помощи которых можно изменять живое сечение для прохода воздуха.

На рис. X.4 показаны вытяжные и приточные отверстия, применяемые в жилых, общественных и промышленных зданиях.

При повышенных эстетических требованиях к помещениям применяют решетки разнообразной формы и рисунка, изготовленные из металла, пластика или гипса. Гидравлическое сопротивление художественно оформленных решеток не должно превышать сопротивления стандартных решеток. Живое сечение для прохода воздуха в них должно быть не менее стандартного (60%).

Воздухораспределители. В помещениях промышленных зданий применяют различные воздухораспределительные устройства для вертикальной, горизонтальной и наклонной подачи воздуха. Их конструкции могут обеспечивать одностороннюю и многостороннюю подачу воздуха.

Приточные насадки дают возможность подавать большое количество воздуха в рабочую зону помещения. Они нашли широкое применение для вентиляции помещений с источниками газо- и тепловыделений.

На рис. X.5 показан трехсторонний прямоугольный насадок с полками, устанавливаемый вдоль стены или около колонны. Выпуск воздуха осуществляется с трех сторон. Эти насадки обеспечивают быстрое затухание скорости воздуха в струе и могут быть применены для подачи рассеянного потока приточного воздуха в рабочую зону помещения.

Преимущество пристенного прямоугольного воздухораспределительного насадка (рис. X.6) перед полочным заключается в обеспечении

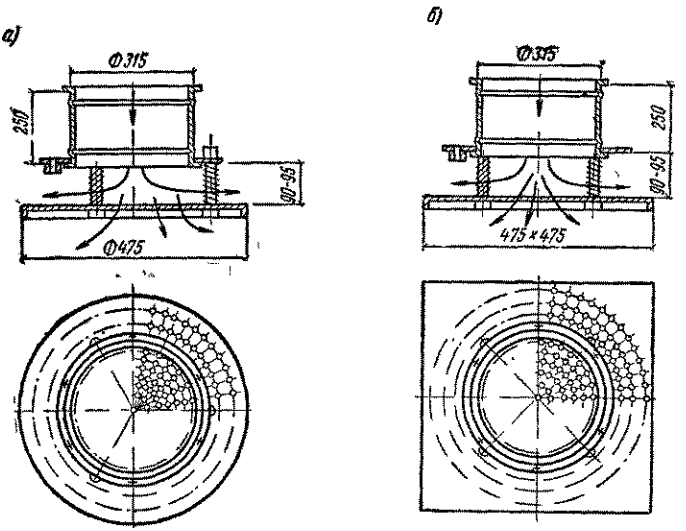


Рис X 8 Двухструйный насадок с перфорированным круглым (*а*) и квадратным (*б*) отражателем

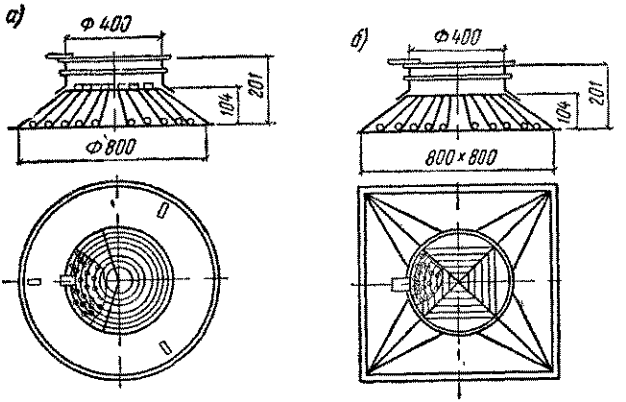


Рис. X 9. Шестидиффузорный воздухораспределитель с круглым (*а*) и квадратным (*б*) отражателем

им меньшей скорости воздушного потока на одинаковом удалении от насадков, что позволяет при большем количестве подаваемого воздуха сохранить габаритные размеры воздухораспределителя.

Воздухораспределители с трехсторонним выпуском воздуха через перфорированную поверхность (щели с загнутым внутрь под углом 90° краем) применяют в системах промышленной вентиляции при подаче воздуха в рабочую зону помещения. Эти воздухораспределители могут быть использованы и в качестве напольных насадков. Они могут быть присоединены и к прямоугольным воздуховодам путем установки соответствующего переходного патрубка.

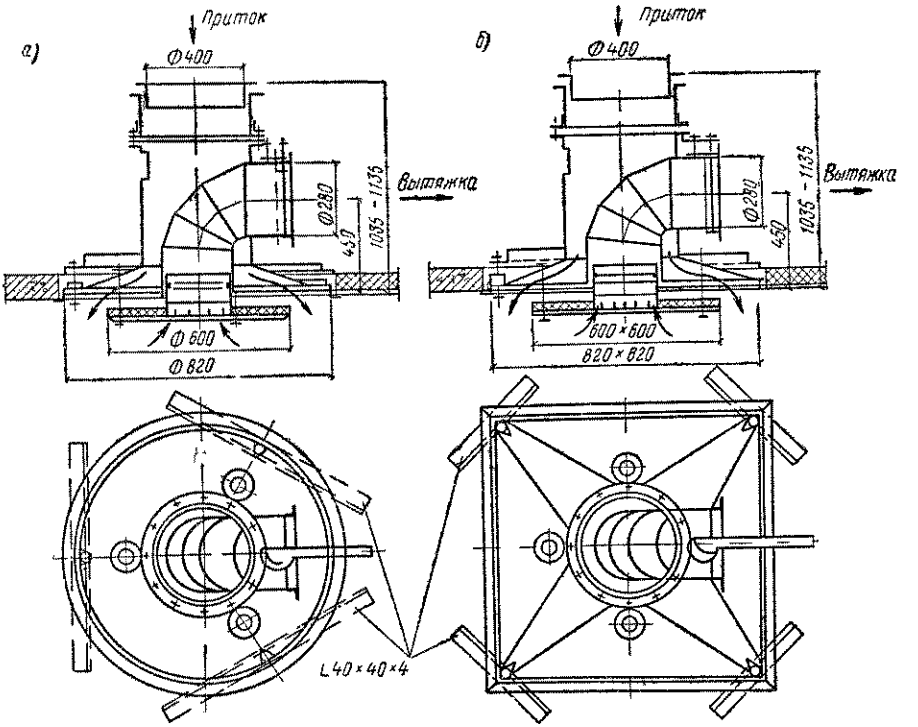


Рис X.10 Комбинированный воздухораспределитель потолочного типа с круглыми (*а*) и квадратными (*б*) диффузором и отражателем

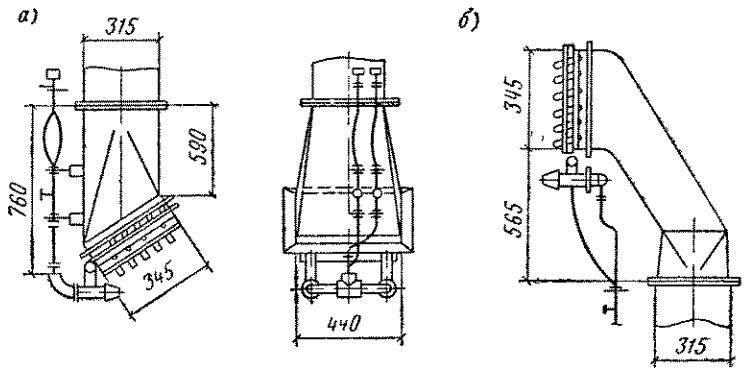


Рис. X.11. Душирующие патрубки с верхней (*а*) и нижней (*б*) подачей воздуха

На рис. X.7 изображен трехдиффузорный насадок, в котором верхние основания диффузоров делят выходное сечение патрубка на три равновеликие площади. Трехдиффузорный насадок обеспечивает быстрое затухание скорости движения приточного воздуха, и его применение целесообразно при подаче большого количества воздуха, направленного сверху вниз.

Приточные плафоны, работа которых основана на использовании свойств веерной струи, широко применяют для раздачи приточного воздуха в общественных и промышленных зданиях

Двухструйный насадок (плафон) с перфорированным отражателем (круглым или квадратным), изображенный на рис. X.8, применяют для раздачи приточного воздуха в помещениях общественных и промышленных зданий вертикальными и настилающимися струями.

На рис. X.9 представлен шестидиффузорный двухструйный насадок (плафон), из которого основная часть воздуха выходит в виде настилающейся струи, а остальная часть воздуха поступает вниз в рабочую зону. Этот тип насадков широко применяют в установках кондиционирования воздуха.

Комбинированный воздухораспределитель потолочного типа (рис. X.10) используют для подачи приточного воздуха и для удаления воздуха из помещения. Устанавливают его в проемах потолочных перекрытий и подшивных потолков заподлицо или с опуском. Для регулирования расхода приточного воздуха служит диафрагма, установленная между фланцами корпуса и патрубка, а для регулирования расхода воздуха, удаляемого из помещения, — дроссель-клапан.

На рис. X.11 показаны душирующие патрубки, которые применяют в воздушных душах для создания нормальных параметров микроклимата на постоянных рабочих местах, подверженных тепловому облучению.

Для сосредоточенной подачи воздуха в рабочую зону помещений применяют эжекционные воздухораспределители, устройство которых основано на принципе «закрученной струи».

§ 51. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАМЕРЫ

В тех случаях, когда устанавливаемое внутри здания вентиляционное оборудование приточных и вытяжных установок создает шум при работе выше допускаемого для обслуживаемого помещения или когда условия технологического процесса не позволяют размещать его в этом помещении, это оборудование размещают в изолированных помещениях, называемых вентиляционными камерами. Вентиляционные камеры должны соответствовать требованиям взрыво-пожарной, взрывной и пожарной безопасности, предъявляемым к тем помещениям, которые они обслуживают.

Вентиляционные камеры выполняют из несгораемых материалов для зданий I и II степени огнестойкости и из трудносгораемых материалов для зданий других степеней огнестойкости.

Помещения, предназначенные для устройства вентиляционных камер, должны обеспечивать возможность проведения ремонта, монтажа и наблюдения за работой вентиляционных установок и иметь выход наружу, в лестничные клетки, коридоры и обслуживаемые помещения.

Вентиляционные вытяжные камеры производств категорий А, Б и Е должны иметь естественную или механическую вытяжку и приток (однократные), а приточные камеры должны быть обеспечены только притоком с двухкратным воздухообменом.

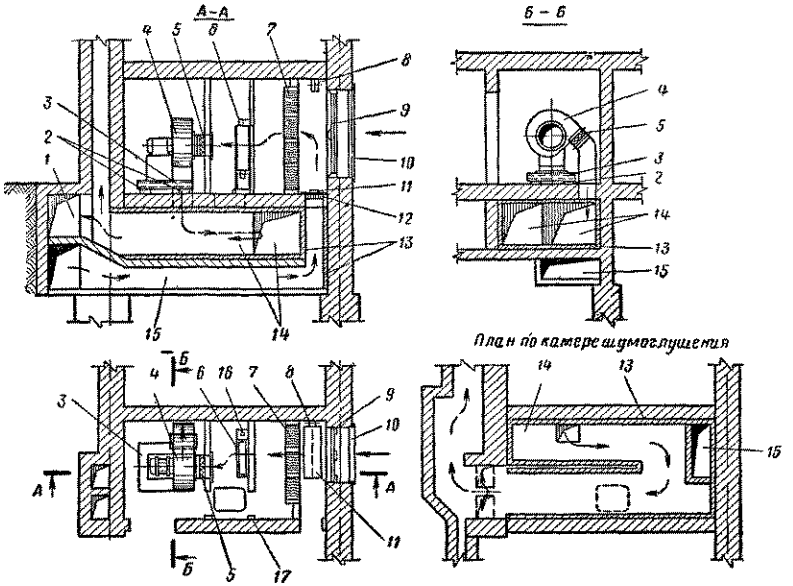


Рис. X.12. Приточная камера, размещенная на первом этаже здания

1 — приточный короб; *2* — виброизолятор; *3* — основание центробежного вентилятора; *4* — центробежный вентилятор; *5* — гибкая вставка; *6* — калорифер; *7* — фильтр; *8* — блочный привод для управления клапаном; *9* — приемный клапан; *10* — решетка-жалюзи; *11* — рециркуляционный клапан; *12* — рециркуляционное отверстие с решеткой; *13* — звукопоглощающий материал; *14* — короб шумоглушения; *15* — рециркуляционный короб; *16* — обводной клапан к калориферу; *17* — смотровой люк

Вентиляционные камеры, обслуживающие помещения с производствами категорий А, Б и Е, не допускается использовать для других целей.

Приточные камеры. В общественных зданиях приточные камеры систем естественной вентиляции размещают в подвальных помещениях, а систем механической вентиляции — на чердаках или на технических этажах, а также в специальных помещениях подвалов и на этажах. На рис. X.12 изображена приточная камера, размещенная на первом этаже общественного здания (кинотеатра). Наружный воздух поступает через воздухозаборную решетку, проходит через приемный клапан и фильтр, подогревается в калорифере и вентилятором подается в приточную систему, предварительно пройдя шумоглушитель и распределительный приточный короб. Через рециркуляционное отверстие часть воздуха из зрительного зала по рециркуляционному коробу поступает в приточную камеру, где смешивается с наружным воздухом.

На рис. X.13 показана приточная камера, расположенная в подвальном помещении. Для очистки наружного воздуха в камере установлены ячейковые масляные фильтры.

Забор наружного воздуха для целей приточной вентиляции в промышленных зданиях может осуществляться и через приточные шахты, выведенные выше кровли здания.

На рис. X.14 приведена приточная камера с забором наружного воздуха через проем в стене цеха.

На рис. X.15 показана приточная камера, которая состоит из отдельных секций. В зависимости от технологических требований к обработке воздуха камера может быть выполнена с полным набором секций

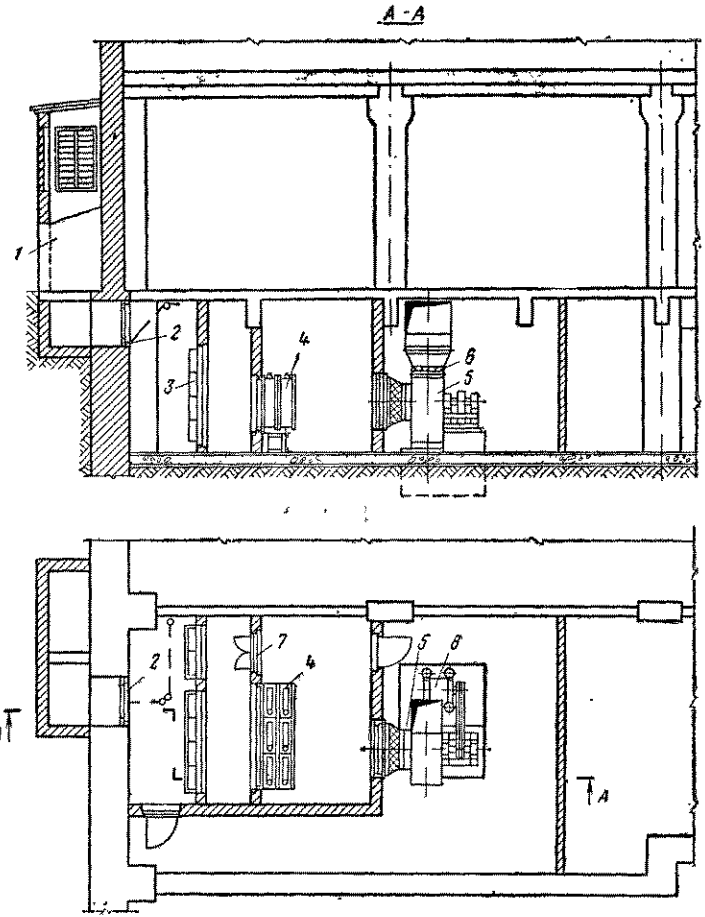
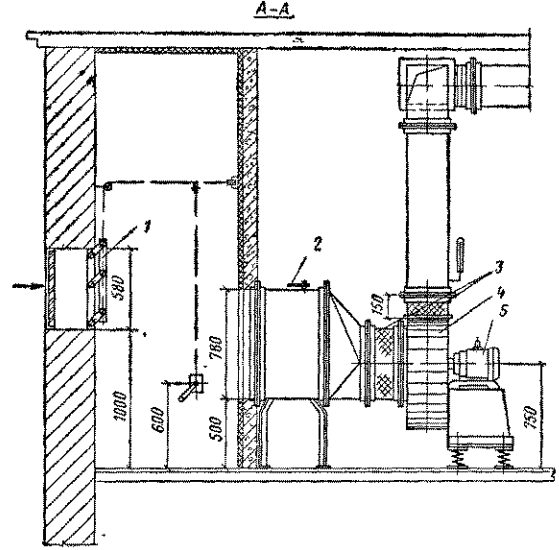


Рис. X.13. Приточная камера, размещенная в подвальном помещении

1 — воздухоприемник; *2* — утепленный клапан; *3* — масляный фильтр; *4* — калориферы; *5* — вентилятор; *6* — гибкая вставка; *7* — обводной клапан; *8* — электродвигатель



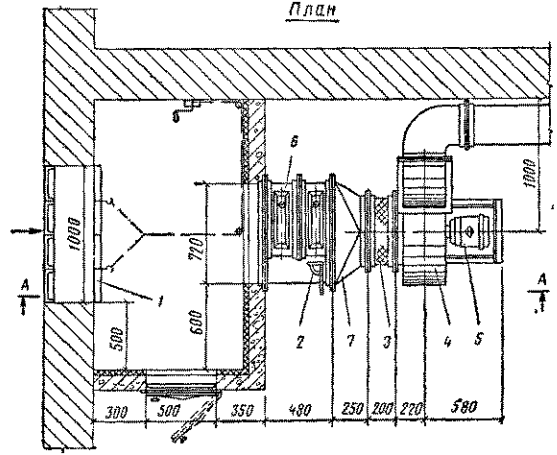


Рис. X.14. Приточная камера, размещенная на площадке

1 — утепленный клапан; *2* — обводной клапан; *3* — гибкая вставка; *4* — центробежный вентилятор; *5* — электродвигатель; *6* — калорифер; *7* — диффузор

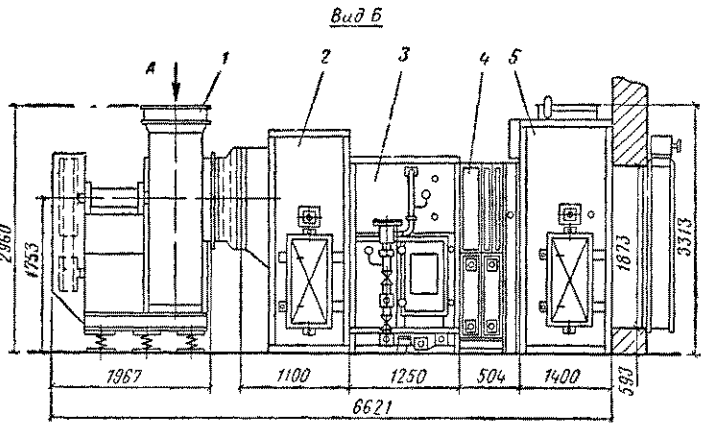


Рис X 15 Приточная камера, состоящая из отдельных секций

1 — вентиляционный агрегат, *2* — соединительная секция, *3* — оросительная секция, *4* — калориферная секция, *5* — приемная секция

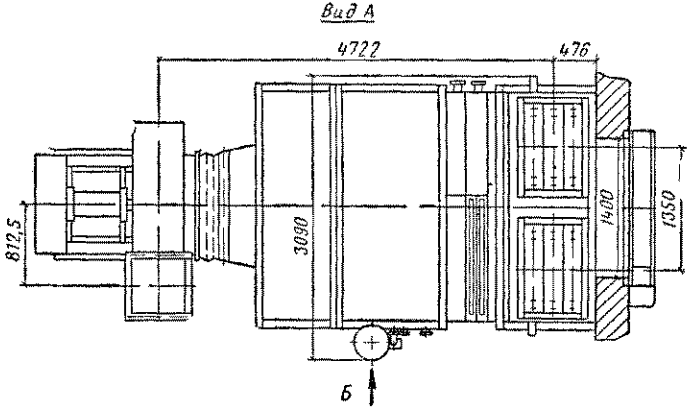
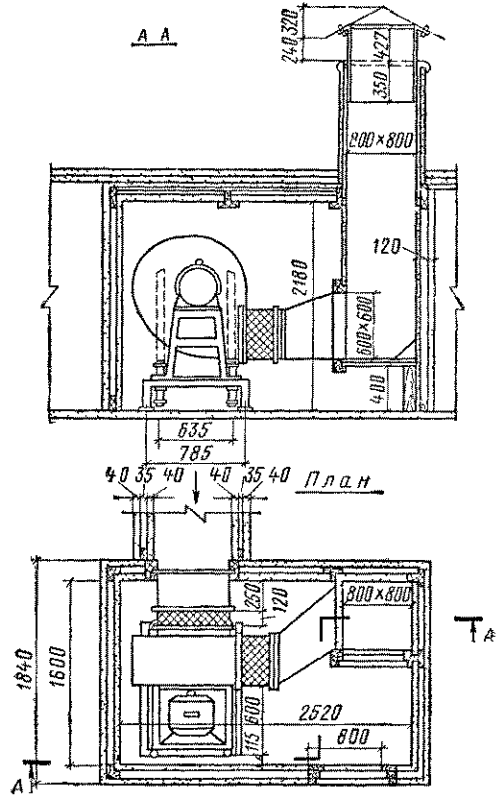
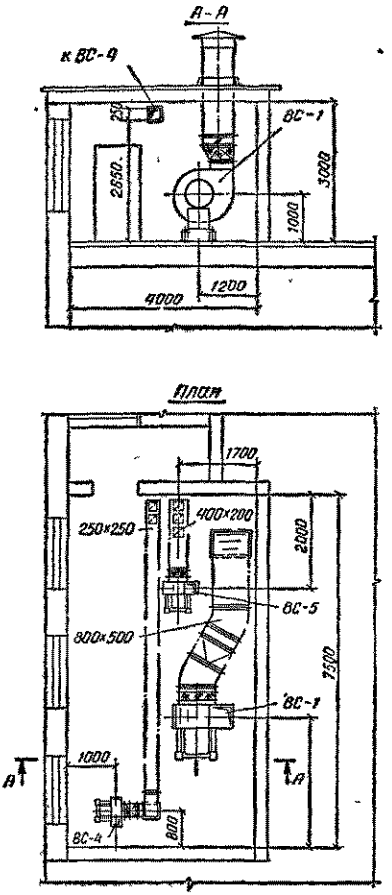


Рис X 16 Вытяжная камера из шлакоалебастровых плит





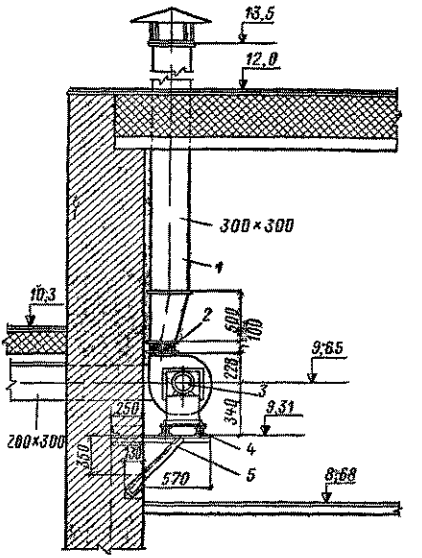


Рис X.18. Вытяжной вентилятор, размещенный на кронштейне

1 — металлическая шахта; *2* — гибкая вставка; *3* — центробежный вентилятор; *4* — виброизолирующее основание; *5* — кронштейн

◀

Рис. X.17. Вытяжная камера с вытяжными вентиляторами и металлическими воздуховодами

или без оросительной секции. Приемная секция может быть со встроенным фильтром или без него, с заслонками для рециркуляции или без них. Камеры изготовляются производительностью по воздуху от 3500 до 150 000 м³/ч.

Вытяжные камеры. На рис. X.16 показана вытяжная камера, находящаяся на чердаке общественного здания. Камера оборудована центробежным вентилятором и собирается из шлакоалебастровых плит на деревянном каркасе.

На рис. X.17 приведена вытяжная камера вентиляционной системы общественного здания с несколькими вытяжными центробежными вентиляторами и металлическими воздуховодами.

В промышленных зданиях вытяжные вентиляторы устанавливают в камерах на технических этажах, на площадках и без камер на кровле зданий, кронштейнах, полу производственных помещений или на поверхности земли снаружи зданий. На рис. X.18 показана установка вытяжного вентилятора на кронштейне на наружной стене здания.

§ 52. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ КАНАЛЫ И ВОЗДУХОВОДЫ

В жилых, общественных и коммунальных зданиях вытяжные вентиляционные вертикальные каналы можно устраивать во внутренних

кирпичных стенах, из специальных вентиляционных блоков, в пустотах внутренних стен из крупных блоков, в виде приставных каналов у внутренних стен и перегородок, в виде асбестоцементных каналов, располагаемых в пустотах кирпичных стен.

Не рекомендуется располагать вентиляционные каналы в толще стен помещений, имеющих повышенную влажность воздуха; не разрешается размещение вентиляционных вытяжных каналов в наружных стенах во избежание конденсации водяных паров.

Минимальное сечение вентиляционных каналов, устраиваемых во внутренних кирпичных стенах (рис. X.19), должно составлять полкирпича на полкирпича (140×140 мм). Толщину стенок каналов и толщину простенков между одноименными каналами принимают не менее размера полкирпича, а толщину простенков между разноименными каналами — не менее размера кирпича (250 мм). Размеры сечения каналов

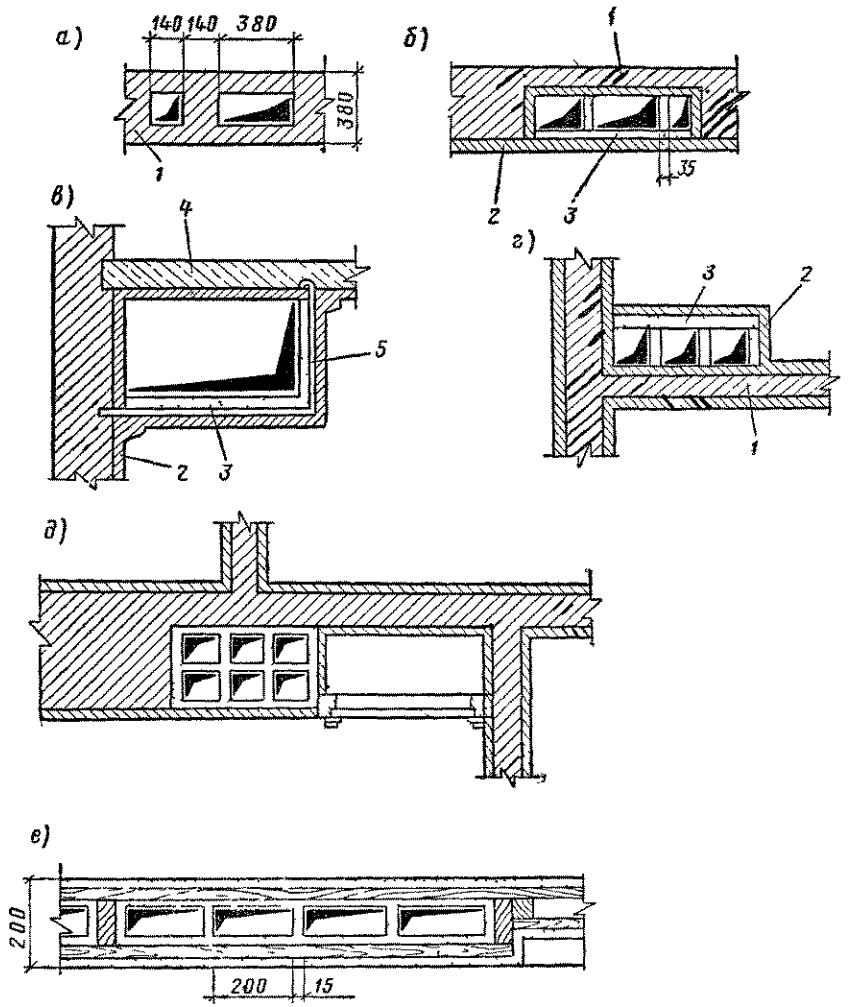


Рис X 19 Конструкции вентиляционных каналов

а — в кирпичной стене, *б* — в борозде стены, заделываемой плитой *в* — подвесного горизонтального, *г* — приставных (пристенных) вертикальных, *д* — скомпонованных со встроенным шкафом; *е* — из сухой штукатурки в перегородке, *1* — кирпичная стена, *2* — штукатурка, *3* — шлакогипсовые плиты, *4* — перекрытие, *5* — подвеска стальная d=6 мм

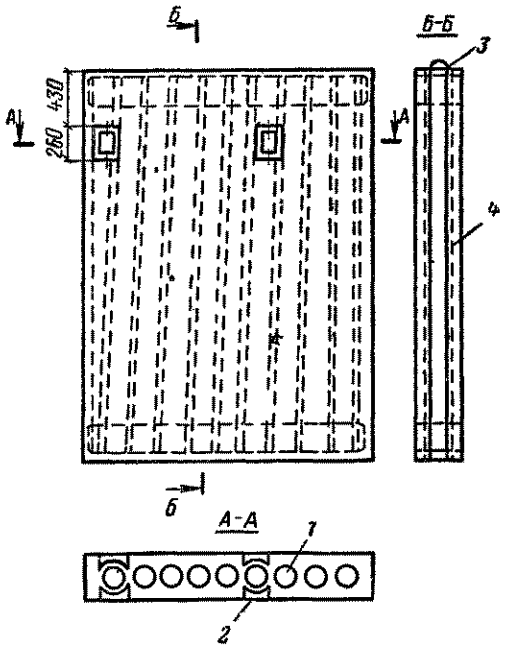


Рис. X 20. Вентиляционный блок-панель с наклонными каналами

1 — вытяжной канал; *2* — риска для вентиляционного отверстия; *3* — петля для подъема блока, *4* — металлическая арматурная сетка

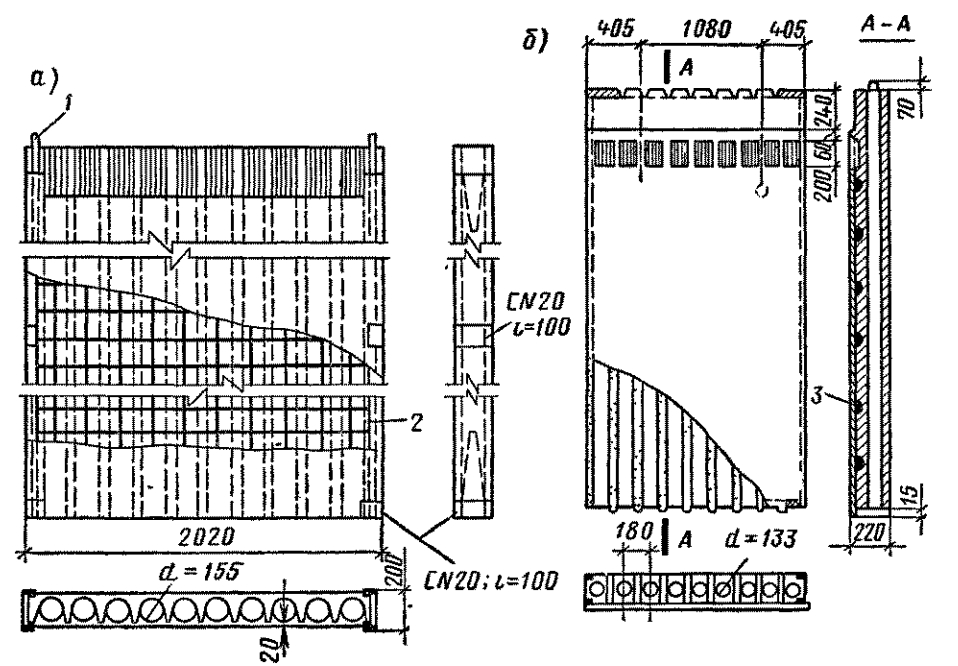


Рис X 21. Вентиляционные стеновые панели

а — конструкции НИИ санитарной техники; *б* — конструкции Ленпроекта, *1* — подъемная петля d=8 мм, *2* — каркасная сетка из арматуры d=4 мм, *3* — сетка С-1

в кирпичных стенах следует принимать кратными размеру полкирпича (140 мм). Каналы во внутренних кирпичных стенах разрешается устраивать на расстоянии не менее 380 мм от дверных проемов и стыков стен. Внутренние поверхности стенок каналов выполняют гладкими с затиркой швов.

При отсутствии кирпичных капитальных внутренних стен делают приставные вентиляционные каналы из блоков или плит (шлакогипсовых и шлакобетонных, бетонных, гипсоволокнистых, шлакобетонных пустотелых, пеноглинистых и пеносиликатных), из асбестоцементных труб, листовой стали, пластмассы. Минимальное сечение каналов 100×150 мм. Приставные вентиляционные каналы в помещениях с нормальным тепловлажностным режимом выполняют из шлакогипсовых и гипсоволокнистых плит толщиной 35 мм, а в помещениях влажных — из шлакобетонных или бетонных плит толщиной 40 мм или из тонкой листовой стали, окрашенной масляной краской.

Приставные каналы располагают у внутренних стен или перегородок, а при необходимости и у наружных стен. В последнем случае между стеной и каналом устраивают воздушную прослойку толщиной не менее 50 мм или утепление.

В современном строительстве для целей вентиляции находят применение специальные вентиляционные бетонные блоки с наклонными каналами (рис. X.20) и вентиляционные стеновые панели (рис. X.21) с вертикальными каналами, устанавливаемые в качестве перегородок.

Горизонтальные вентиляционные каналы, соединяющие вентилируемые помещения с вертикальными вытяжными каналами, устраивают подвесными или подшивными (в коридорах) (рис. X.22). Иногда в качестве каналов используют пустоты бетонного настила перекрытий.

При прокладке на чердаках или в неотапливаемых помещениях вытяжных вентиляционных каналов для удаления воздуха из жилых помещений и классов их выполняют из двойных шлакогипсовых плит толщиной каждая 40 мм с воздушной прослойкой между ними толщиной 40 мм (рис. X.23, *а*), а для удаления воздуха из помещений кухонь, санитарных узлов и домовых прачечных — из шлакобетонных плит. Вентиляционные каналы на чердаке можно выполнять также из различных шлакогипсовых или шлакобетонных плит толщиной 100 мм (рис. X.23, *б*). Для устройства прокладываемых на чердаках вытяжных каналов систем вентиляции помещений с высокой влажностью может быть использована кровельная или листовая сталь, которую тщательно окрашивают. При этом стальные воздуховоды должны быть теплоизолированы.

В промышленных зданиях в системах вентиляции применяют стальные воздуховоды круглого и прямоугольного сечения. Предпочтение следует отдавать воздуховодам круглого сечения. Применение воздуховодов прямоугольного сечения должно быть обосновано требованиями создания определенного интерьера в цехе или в помещении либо иными условиями.

Для перемещения воздуха с температурой до 70° С и нормальной влажностью можно применять воздуховоды из листовой или кровельной стали. При транспортировании воздуха с повышенной влажностью, а также при прокладке вентиляционных каналов вне помещения применяют воздуховоды из кровельной или листовой стали с покрытием из защитных водостойких лаков и красок, а также из полимерных материалов или из оцинкованной стали. Для перемещения воздуха, содержащего химически активные газы и пары кислот или щелочей, применяют воздуховоды из кислотостойкой стали, листовой стали с защитными покрытиями, ставинила, винипласта, керамики и кислотоупорного бетона. В отдельных случаях возможно применение воздуховодов из алюминия. Для перемещения воздуха с температурой выше 100° С, не содержащего химически активных газов, применяют воздуховоды из листовой стали толщиной более 1 мм. В системах пневматического транспорта рекомен-

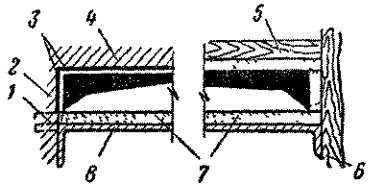


Рис. X.22. Подшивные вентиляционные каналы

1 — тавровая сталь; *2* — каменная стена; *3* — затирка алебастром; *4* — несгораемое перекрытие; *5* — деревянное перекрытие; *6* — деревянная стена; *7* — шлакоалебастровые плиты; *8* — штукатурка

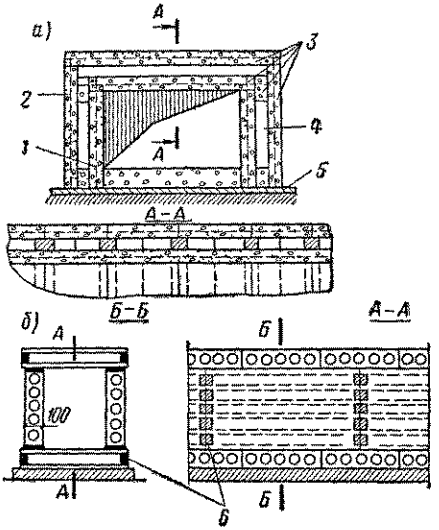


Рис. X.23. Устройство вентиляционных каналов на чердаке

а — из плит толщиной 40 мм; *б* — то же, 100 мм; *1* — штукатурная дранка; *2* — арматура из пачечной стали, *3* — шлакогипсовые плиты; *4* — воздушная прослойка; *5* — деревянный настил; *6* — место тщательной заделки гипсом на глубину 25 мм

дуется применять воздуховоды из листовой стали толщиной не менее 1 мм.

Как уже было сказано, для большинства воздуховодов в системах промышленной вентиляции принимают круглое сечение, так как оно характеризуется меньшим сопротивлением движению воздуха, меньшим расходом металла и более простым монтажом по сравнению с прямоугольным сечением. Преимущество воздуховодов прямоугольного сечения заключается в удобстве их размещения внутри помещения.

Для облегчения механизированной заготовки воздуховодов и фасонных частей круглого и прямоугольного сечения созданы нормали для них.

Для воздуховодов и фасонных частей круглого сечения установлены следующие диаметры: 100, 110, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 400, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм.

Для систем аспирации (пылеудаления) дополнительно к перечисленным делают воздуховоды диаметром 140, 180, 225, 355, 560 мм.

Для воздуховодов прямоугольного сечения, выполняемых из стального листа толщиной 0,7 мм, установлены следующие размеры сторон: 160×100, 160×160, 160×200, 200×200, 250×200, 250×250, 400×200, 400×250, 400×400 и 500×250 мм, а из стального листа голщиной 1 мм — от 500×400 до 2000×1600 мм (тринадцать размеров).

Крепление воздуховодов круглого сечения производится с помощью хомутов (рис. X.24) и кронштейнов (рис. X.25).

Вытяжные шахты. На рис. X.26, *а* показана вытяжная шахта систем вентиляции жилых и общественных зданий с объединенными вытяжными каналами, выполненная из легкого бетона. На рис. X.26, *б* изображена вытяжная шахта из досок, обитая с внутренней стороны кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе, и оштукатуренная с наружной стороны.

Вытяжные шахты механической вентиляции в промышленных зданиях выполняют из листовой стали и не утепляют, так как через них проходит большое количество воздуха, который не успевает охладиться до температуры точки росы, т. е. можно не опасаться конденсации водяных паров. Такая опасность может возникнуть при остановке вентиля-

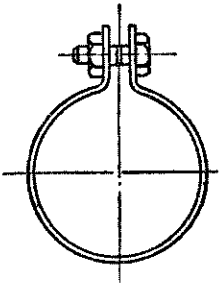


Рис X 24. Хомут для крепления воздуховода

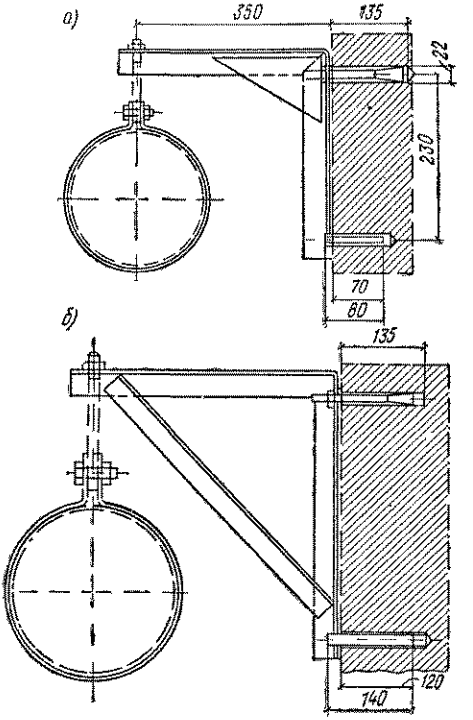


Рис X.25. Кронштейны для подвески воздуховодов

а — диаметром до 315 мм; *б* — диаметром 400—1600 мм

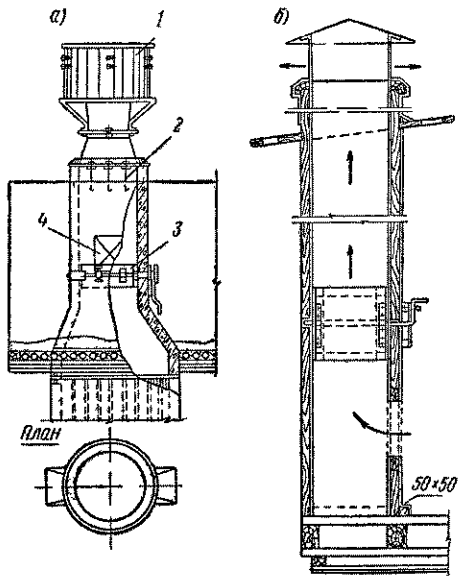


Рис X 26. Вытяжные шахты

1 — дефлектор; *2* — болты для крепления дефлектора, заделанные в стенки шахты; *3* — дроссель-клапан; *4* — люк для ремонта дроссель-клапана

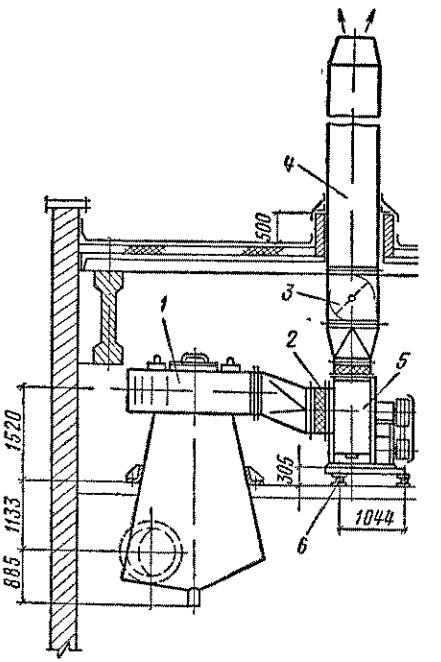


Рис X 27. Факельный выброс

1 — циклон-промыватель; *2* — гибкая вставка; *3* — дроссель-клапан; *4* — выкидная шахта с факельным выбросом, *5* — центробежный вентилятор; *6* — виброизолирующее основание

тора, и поэтому для таких систем необходимо организовывать отвод конденсата, образующегося в этот период. Вытяжные шахты снабжаются зонтами и дефлекторами. В настоящее время для удаления загрязненного воздуха применяют факельные выбросы, устанавливая насадки на вытяжных шахтах (рис. X.27).

Противопожарные требования. При устройстве вентиляции различные помещения и этажи связываются между собой каналами и воздуховодами, что может служить источником пожарной опасности. В связи с этим материал каналов и воздуховодов и их прокладка должны отвечать требованиям СНиП, определяющим обеспечение взрывной и пожарной безопасности.

Глава XI

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Аэродинамика — раздел гидроаэромеханики, в котором изучаются законы движения воздуха и силы, возникающие при взаимодействии потока воздуха с поверхностью тел. Вопросы, связанные с вентиляцией, объединяются термином *промышленная аэродинамика.* Из-за большой сложности аэродинамических явлений, в частности турбулентного движения, в решении практических задач преобладает эмпирический подход. Инженерные методы, применяемые для аэродинамических расчетов, достаточно просты и надежны.

§ 53. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Аэродинамический расчет воздуховодов обычно сводится к определению размеров их поперечного сечения, а также потерь давления на отдельных участках и в системе в целом. Это — прямая задача. Возможна и обратная задача — определить расходы воздуха при заданных размерах воздуховодов и известном перепаде давления в системе.

При аэродинамическом расчете воздуховодов систем вентиляции можно пренебречь сжимаемостью перемещающегося воздуха, так как максимально возможное изменение давления в системе меньше 5% атмосферного. По этой же причине принято пользоваться значениями *избыточных давлений,* принимая за условный нуль атмосферное давление на уровне системы. Одна из особенностей вентиляционных систем — наличие участков, где избыточное давление меньше нуля.

При движении воздуха по воздуховоду в любом поперечном сечении потока различают три вида давления: статическое, динамическое и полное.

Статическое давление определяет потенциальную энергию 1 м³ воздуха в рассматриваемом сечении. Статическому давлению $p_{ст}$ равно давление на стенки воздуховода.

Динамическое давление — это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м³ воздуха. При скорости движения воздуха в сечении v динамическое давление

$$p_д = \frac{\rho v^2}{2}. \qquad (XI.1)$$

Полное давление равно сумме статического и динамического давлений

$$p_{\text{п}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{д}}. \qquad \text{(XI.2)}$$

Традиционно при расчете систем трубопроводов применяется термин *потери давления*; необходимо помнить, что в действительности речь идет о потерях энергии потока. Единица потерь энергии, выраженных в удельных величинах (отнесенных к объему), совпадает с единицей давления. Например, в системе СИ единица давления паскаль (Па) соответствует Н/м^2 и, следовательно, Н·м/м^3, т. е. Дж/м^3. В системе МКГСС давление измеряется в кгс/м^2 (соответствует кгс·м/м^3).

Потери давления в системе вентиляции складываются из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях.

Потери давления на трение. Рассмотрим движение воздуха на отрезке воздуховода (рис. XI.1) между сечениями *I—I* и *II—II*. Заданы

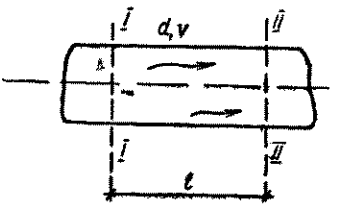


Рис. XI.1. Отрезок воздуховода длиной l и диаметром d (v — скорость движения воздуха)

длина отрезка l, площадь поперечного сечения f, периметр сечения $П$ и расход воздуха, проходящего через воздуховод, L, м^3/ч. Статическое давление в сечении *I—I* равно p_{I}, в сечении *II—II* — $p_{\text{II}} < p_{\text{I}}$.

На объем воздуха, заключенного в воздуховоде между рассматриваемыми сечениями, действует сила $(p_{\text{I}} - p_{\text{II}})f$, уравновешиваемая силой сопротивления трения воздуха о стенки воздуховода.

Если обозначить касательное напряжение у поверхности стенки, возникающее при движении воздуха, τ_0, то силу сопротивления можно определить так: $\tau_0 l П$. Следовательно, для установившегося движения

$$(p_{\text{I}} - p_{\text{II}})f = \tau_0 l П, \qquad \text{(XI.3)}$$

отсюда

$$\tau_0 = \frac{(p_{\text{I}} - p_{\text{II}})f}{lП}. \qquad \text{(XI.4)}$$

Известно, что касательное напряжение пропорционально динамическому давлению перемещающейся среды:

$$\tau_0 = \psi \frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(XI.5)}$$

где ψ — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом трения* к формуле Вейсбаха.

Сопоставляя выражения (XI.4) и (XI.5), получим формулу Вейсбаха, широко применяемую в гидравлике:

$$\Delta p_{\text{тр}} = p_{\text{I}} - p_{\text{II}} = \psi \frac{lП}{f} \frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(XI.6)}$$

Отношение $f/П$ для воздуховода круглого сечения равно $0{,}25\,d$, т. е.

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(XI.7)}$$

Эта формула предложена Дарси, а коэффициент $\lambda_{тр}=4\psi$ называют *коэффициентом сопротивления трения*. Формула Дарси для воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения

$$\Delta p_{тр}=\lambda_{тр}\frac{lП}{4f}\frac{\rho v^2}{2}. \qquad (XI.8)$$

Коэффициент сопротивления трения в общем случае является сложной величиной, зависящей от режима движения воздуха в воздуховоде и шероховатости стенок воздуховода:

$$\lambda_{тр}=f\left(\mathrm{Re}, \frac{K}{d}\right),$$

где Re — критерий Рейнольдса; K — высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость); значения K приведены в табл. XI.1.

Таблица XI.1

Абсолютная шероховатость K стенок воздуховодов из различных материалов

Материал стенок воздуховода	K, мм	Материал стенок воздуховода	K, мм
Листовая сталь . . .	0,1	Штукатурка по сетке .	10
Шлакогипсовые плиты	1	Асбестоцементные плиты или трубы	0,11
Шлакобетонные »	1,5	Фанера	0,1—0,3
Винипласт	0,1	Латунь, стекло . . .	0,0015—0,01
Кирпичная кладка (каналы в стенах)	5—10	Резиновые рукава . .	0,006—0,01
То же, со штукатуркой и протиркой поверхности	3—6		

Для определения коэффициента сопротивления трения предложен ряд зависимостей, учитывающих характер движения и шероховатость стенок. Некоторые зависимости приведены в ч. I учебника. В настоящее время широкое распространение получила формула, предложенная А. Д. Альтшулем:

$$\lambda_{тр}=0,11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}+\frac{K}{d}\right)^{0,25}, \qquad (XI.9)$$

Эта формула универсальна и дает достоверные результаты для всех областей турбулентного режима движения. Единицы K и d в формуле (XI.9) принимают одинаковыми.

При инженерных расчетах потери давления на трение в воздуховоде длиной l, м, принято определять по выражению, Па (кгс/м²):

$$\Delta p_{тр}=Rl, \qquad (XI.10)$$

где R — потери давления на 1 м длины воздуховода, Па/м [кгс/(м²·м)].

Для определения R составлены таблицы и номограммы (рис. XI.2). При построении номограмм принято: форма сечения воздуховода — круг диаметром d, давление воздуха 98 кПа (1 ат), температура 20° С.

Для расчета воздуховодов и каналов прямоугольного сечения пользуются таблицами и номограммами, составленными для круглых воздуховодов, но вводят при этом *эквивалентный диаметр*, при котором потери давления на трение в круглом и прямоугольном воздуховодах равны.

В практике проектирования получили распространение три вида эквивалентных диаметров: по скорости — d_v, по расходу — d_L и по пло-

щади поперечного сечения — d_f. Каждый из этих диаметров определенным образом связан с размерами поперечного сечения прямоугольного воздуховода a и b и для каждого имеется свой способ пользования расчетной таблицей или номограммой. Конечный результат (потери давления на трение в прямоугольном воздуховоде), естественно, не зависит от способа определения эквивалентного диаметра.

Эквивалентный по скорости диаметр d_v можно определить из условия, что удельные потери на трение в круглом R и прямоугольном $R_{пр}$ воздуховодах равны при $v=v_{пр}$.

Потери на трение в прямоугольном воздуховоде по формуле (XI.8)

$$\Delta p_{тр}=\lambda_{тр}\frac{l2\,(a+b)}{4ab}\frac{\rho v^2}{2}. \qquad (XI.11)$$

Потери на трение в эквивалентном круглом воздуховоде по формуле (XI.7).

$$\Delta p_{тр}=\lambda_{тр}\frac{l}{d_v}\frac{\rho v^2}{2}. \qquad (XI.12)$$

Приравняв выражения (XI.11) и (XI.12), получим:

$$d_v=2ab/(a+b). \qquad (XI.13)$$

Чтобы найти значение $R_{пр}$ по таблице или номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить R при d_v и $v_{пр}$ (фактической скорости в прямоугольном воздуховоде), не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Эквивалентный по расходу диаметр d_L определяется из условия, что $R=R_{пр}$ при равенстве расходов в круглом и прямоугольном воздуховодах ($L=L_{пр}$).

Потери на трение в прямоугольном воздуховоде можно выразить через секундный расход воздуха:

$$\Delta p_{тр}=\lambda_{тр}\frac{l2\,(a+b)}{4ab}\frac{\rho L_{пр}^2}{(ab)^2 2}. \qquad (XI.14)$$

Потери на трение в эквивалентном круглом воздуховоде

$$\Delta p_{тр}=\lambda_{тр}\frac{l}{d_L}\frac{\rho L^2}{\left(\pi d_L^2/4\right)^2 2}. \qquad (XI.15)$$

Приравняв выражения (XI.14) и (XI.15), получим:

$$d_L^5=\frac{32\,a^3b^3}{\pi^2(a+b)}$$

или

$$d_L=1{,}265\sqrt[5]{\frac{a^3b^3}{a+b}}. \qquad (XI.16)$$

Чтобы найти значение $R_{пр}$ по таблице или по номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить R при d_L и L (фактическом расходе в прямоугольном воздуховоде), не принимая во внимание фактическую скорость воздуха.

В некоторых руководствах по аэродинамическому расчету воздуховодов применяется *диаметр, эквивалентный по площади поперечного*

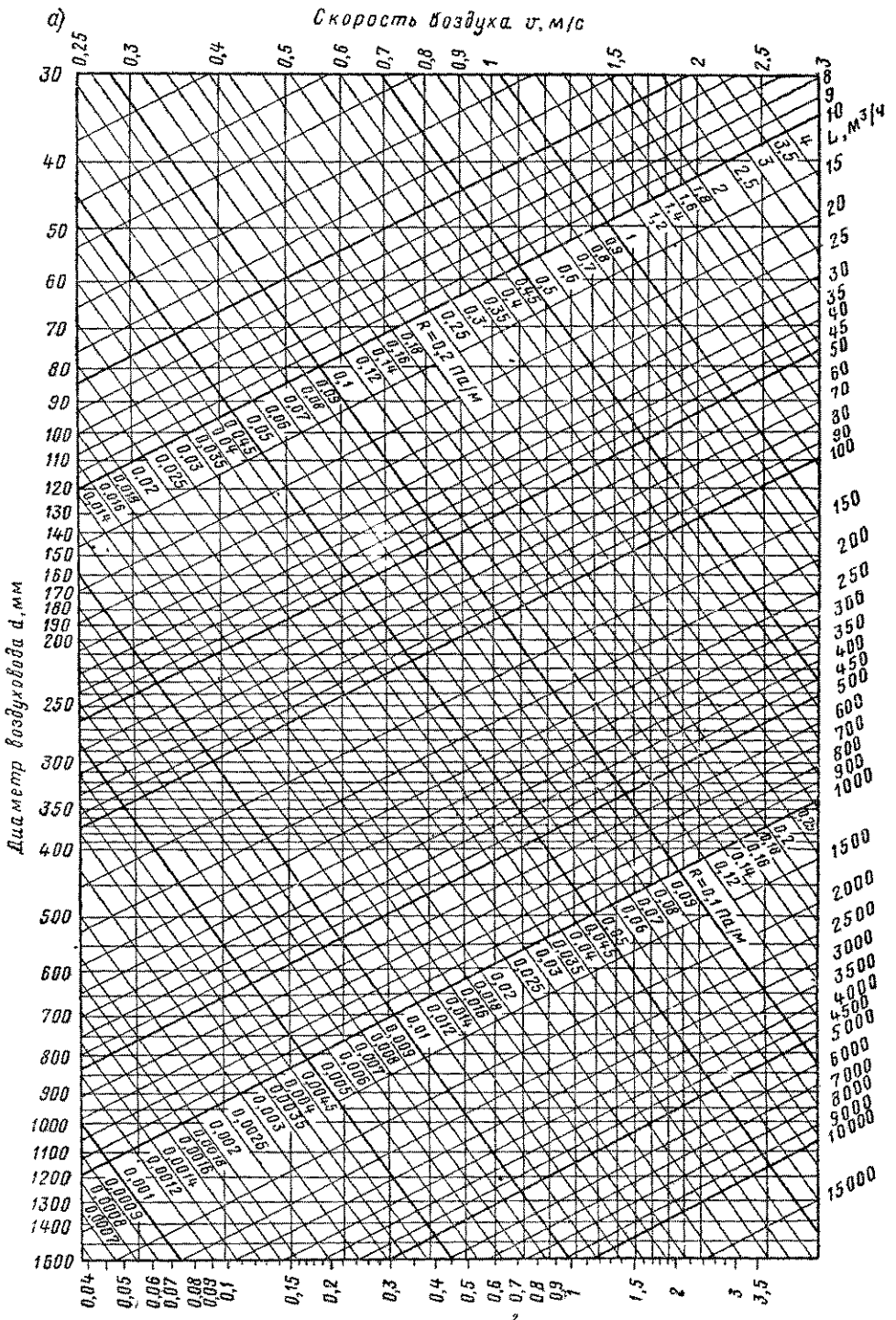
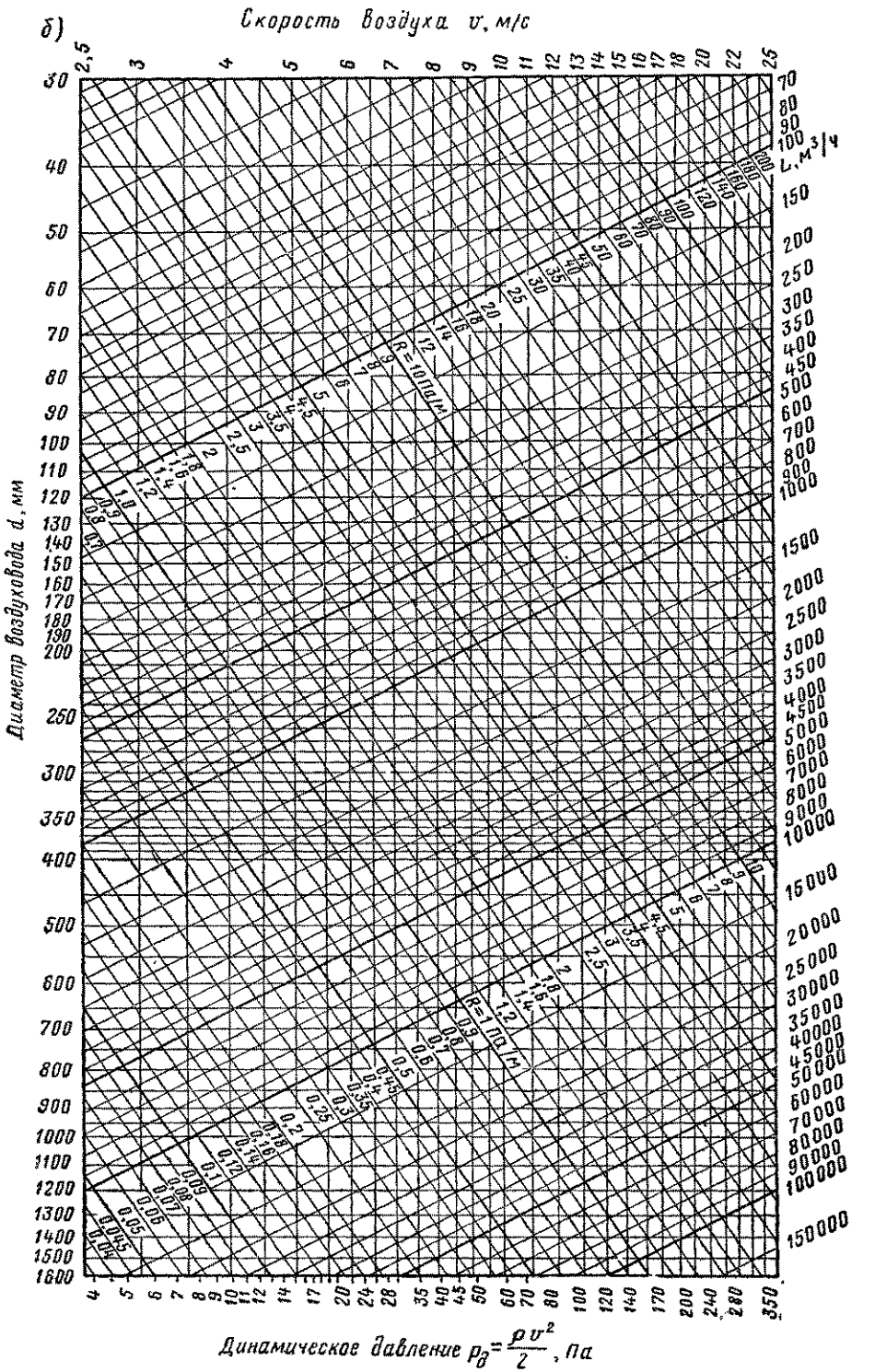


Рис XI 2 Номограммы для определения потерь давления на трение в круглых воздухо-

а — при естественной вентиляции, *б* — при



водах (K=0,1 мм)

механической вентиляции

сечения d_f. Значение d_f определяется из условия равенства площадей сечения $a \times b = \pi d_f^2/4$:

$$d_f = 2\sqrt{ab/\pi}. \qquad (XI.17)$$

Значение $R_{пр}$ в этом случае определяют по формуле

$$R_{пр} = Rm, \qquad (XI.18)$$

где R — табличное значение, принятое при d_f и v или L (по фактическим скорости или расходу); m — коэффициент учета формы воздуховода, определяемый по дополнительной таблице или графику.

При расчете воздуховодов с шероховатостью стенок, отличающейся от предусмотренной в таблицах или в номограммах ($K = 0{,}1$ мм), следует делать поправку к табличному значению удельных потерь давления на трение:

$$R_ш = R\beta_ш, \qquad (XI.19)$$

где R — табличное значение удельных потерь давления на трение; $\beta_ш$ — коэффициент учета шероховатости стенок (табл. XI.2).

Таблица XI.2

Поправочный коэффициент $\beta_ш$ для расчета воздуховодов с различной шероховатостью стенок K

v, м/с	$\beta_ш$ при K, мм							
	0,01	0,2	0,5	2	5	10	15	20
0,3	0,996	1,005	1,019	1,082	1,183	1,309	1,407	1,488
0,5	0,993	1,008	1,031	1,127	1,267	1,413	1,552	1,65
1	0,986	1,015	1,057	1,216	1,42	1,637	1,792	1,915
2,5	0,966	1,034	1,12	1,388	1,682	1,973	2,173	2,329
3	0,96	1,039	1,136	1,429	1,74	2,045	2,254	2,418
5	0,938	1,057	1,189	1,549	1,908	2,253	2,487	2,669
10	0,894	1,088	1,27	1,712	2,13	2,524	2,79	2,996
15	0,861	1,107	1,316	1,8	2,247	2,666	2,948	3,166

Пример XI.1. Определить d_v и R для воздуховода с поперечным сечением 300×800 мм при расходе воздуха $L = 3500$ м³/ч.

Решение. 1. По формуле (XI.13)

$$d_v = 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}8/(0{,}3 + 0{,}8) = 0{,}436 \text{ м}.$$

2. Скорость воздуха в воздуховоде

$$v = 3500/(3600 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}8) = 4 \text{ м/с}.$$

3. По рис. XI.2, *б* при вычисленных значениях d_v и v найдем $R = 0{,}4$ Па/м.

Потери давления в местных сопротивлениях. В местах поворота воздуховода, при делении и слиянии потоков в тройниках, при изменении размеров воздуховода (расширение в диффузоре, сужение в конфузоре), при входе в воздуховод или в канал и выходе из них, а также в местах установки регулирующих устройств (дросселей, шиберов, диафрагм) наблюдается падение давления в потоке перемещающегося воздуха. В указанных местах происходит перестройка полей скоростей воздуха в воздуховоде и образование вихревых зон у стенок, что сопровождается потерей энергии потока. Нарушение установившегося поля скоростей начинается на некотором расстоянии до местного сопротив-

ления, а выравнивание потока происходит на некотором расстоянии (обычно несколько калибров — диаметров) после него. На всем участке возмущенного потока происходят потери энергии на вязкое трение и увеличиваются потери на трение о стенки. Однако условно для удобства проведения аэродинамического расчета потери давления в местных сопротивлениях считают сосредоточенными.

Потери давления в местном сопротивлении пропорциональны динамическому давлению воздуха в воздуховоде:

$$\Delta p_{м.с} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} . \qquad (XI.20)$$

Коэффициент ζ (дзета) носит название *коэффициента местного сопротивления* и определяет потери давления в местном сопротивлении в долях динамического давления. Значения ζ для различных местных сопротивлений изменяются в широких пределах — обычно $0<\zeta<10$. При небольших скоростях движения воздуха и значительных потерях давления, например в диафрагме, коэффициент ζ может быть очень высоким, порядка несколько сотен. В отдельных случаях в ответвлениях тройников возможен отрицательный коэффициент ζ. Это означает увеличение удельной энергии потока ответвления вследствие эжекции его основным потоком. Таким образом, при расчете изменения давления следует учитывать знак ζ.

При определении потерь давления необходимо знать, к какой скорости относить коэффициент ζ. Обычно это наибольшая скорость в суженном сечении участка или скорость в сечении участка с меньшим расходом (в тройнике). В таблицах коэффициентов местных сопротивлений указано, к какой скорости относится ζ.

Потери давления в местных сопротивлениях участка, обозначаемые z, равны:

$$z = \Sigma \zeta p_д, \qquad (XI.21)$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Общие потери давления на участке воздуховода длиной l при наличии местных сопротивлений

$$\Delta p_{уч} = R\beta_ш l + z, \qquad (XI.22)$$

где $R\beta_ш$ — потери давления на 1 м длины воздуховода; z — потери давления в местных сопротивлениях участка.

§ 54. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Распределение давлений в системе вентиляции необходимо знать при наладке и регулировании системы, при определении расходов на отдельных участках системы и при решении многих других вентиляционных задач.

Распределение давлений в системах вентиляции с механическим побуждением движения воздуха. Рассмотрим воздуховод с вентилятором (рис. XI.3). В сечении *I—I* статическое давление равно нулю (т. е. равно давлению воздуха на уровне расположения воздуховода). Полное давление в этом сечении равно динамическому давлению $p_{дI}$, определяемому по формуле (XI.1). В сечении *II—II* статическое давление $p_{ст\,II}>0$ (численно равно потерям давления на трение между сечениями *II—II* и *I—I*). При постоянном сечении воздуховода линия статического давления — прямая. Линия полного давления также прямая,

параллельная линии $p_{ст}$. Расстояние между этими линиями по вертикали определяет динамическое давление $p_{дI}$.

В диффузоре, расположенном между сечениями *II—II* и *III—III*, происходит изменение скорости потока. Динамическое давление по ходу воздуха уменьшается. В связи с этим статическое давление изменяется и может даже возрасти, как это показано на рисунке ($p_{ст\,II} > p_{ст\,III}$).

Полное давление в сечении *III—III*, создаваемое вентилятором, теряется на трение $\Delta p_{тр}$ и в местных сопротивлениях (диффузоре $\Delta p_{диф}$, при выходе $\Delta p_{вых}$). Общие потери давления со стороны нагнетания равны:

$$\Delta p_{нагн} = (R\beta_{ш} l + z)_{нагн}. \qquad (XI.23)$$

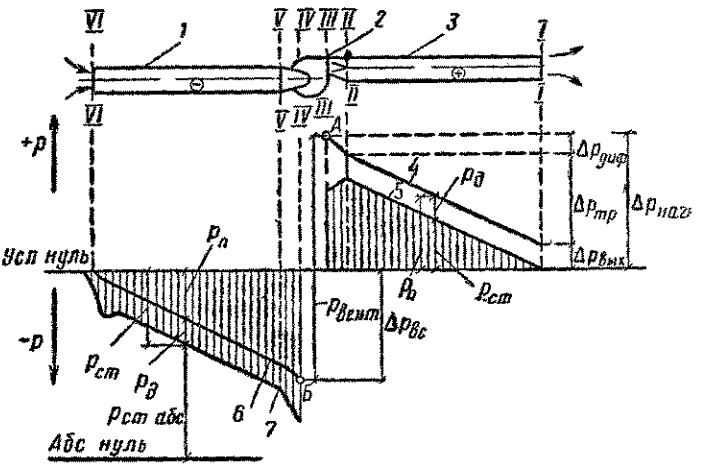


Рис XI 3. Схема распределения давлений в вентиляционной системе

1 — всасывающий воздуховод; *2* — вентилятор; *3* — нагнетательный воздуховод; *4* — линия полного давления с нагнетательной стороны, *5* — линия статического давления там же, *6* — линия полного давления с всасывающей стороны; *7* — линия статического давления там же, *I—VI* — номера сечений (остальные обозначения даны в тексте)

Статическое давление вне воздуховода со стороны всасывания равно нулю. В непосредственной близости от отверстия в пределах всасывающего факела поток воздуха уже обладает кинетической энергией. Разрежение в пределах всасывающего факела незначительно.

На входе в воздуховод скорость потока увеличивается, а значит увеличивается и кинетическая энергия потока. Следовательно, по закону сохранения энергии потенциальная энергия потока должна уменьшиться. С учетом потерь давления $\Delta p_{пот}$ в любом сечении со стороны всасывания

$$p_{ст} = 0 - p_д - \Delta p_{пот}. \qquad (XI.24)$$

Во всасывающем воздуховоде так же, как и со стороны нагнетания, полное давление равно разности давления в начале воздуховода и потерь давления до рассматриваемого сечения:

$$p_п = 0 - \Delta p_{пот}. \qquad (XI.25)$$

Из формул (XI.24) и (XI.25) следует, что в каждом сечении воздуховода со стороны всасывания величины $p_{ст}$ и $p_п$ меньше нуля. По абсолютному значению статическое давление больше полного давления, однако формула (XI.2) справедлива и для этого случая.

Линия статического давления идет ниже линии полного давления. Резкое понижение линии статического давления после сечения *VI—VI* объясняется сужением потока на входе в воздуховод вследствие образования вихревой зоны. Между сечениями *V—V* и *IV—IV* на схеме показан конфузор с поворотом. Снижение линии статического давления между этими сечениями происходит вследствие увеличения как скорости потока в конфузоре, так и потерь давления. Эпюры статического давления на рис. XI.3 заштрихованы.

В точке *Б* наблюдается наименьшее в системе воздуховодов значение полного давления. Численно оно равно потерям давления со стороны всасывания:

$$\Delta p_{вс} = (R\beta_{ш} l + z)_{вс}. \qquad (XI.26)$$

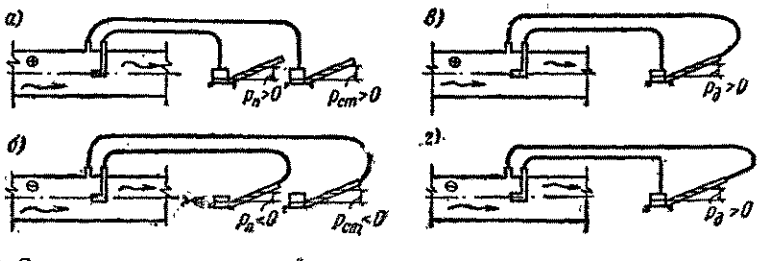


Рис. XI.4. Схемы измерения давлений в воздуховодах

а — полного и статического в нагнетательном воздуховоде; *б* — то же, во всасывающем воздуховоде; *в* — динамического в нагнетательном воздуховоде; *г* — динамического во всасывающем воздуховоде

Вентилятор создает перепад давления, равный разности максимального и минимального значения полного давления ($p_{пА} - p_{пБ}$), увеличивая энергию 1 м³ воздуха, проходящего через него, на величину $p_{вент}$.

Давление, создаваемое вентилятором, затрачивается на преодоление сопротивления движению воздуха по воздуховодам:

$$p_{вент} = \Delta p_{вс} + \Delta p_{наги}. \qquad (XI.27)$$

Профессор П. Н. Каменев предложил строить эпюры давлений на всасывающем воздуховоде от абсолютного нуля давлений (абсолютного вакуума). При этом построение линий $p_{ст.абс}$ и $p_{п.абс}$ полностью соответствует случаю нагнетания.

Давления в воздуховодах измеряют микроманометром. Для измерения статического давления шланг от микроманометра присоединяют к штуцеру, прикрепленному к стенке воздуховода, а для измерения полного давления — к пневмометрической трубке Пито, отверстие которой направлено навстречу потоку (рис. XI.4, *а, б*).

Разность полного и статического давлений равна значению динамического давления. Эту разность можно замерить непосредственно микроманометром, как это показано на рис. XI.4, *в, г*. По значению $p_д$ определяют скорость, м/с:

$$v = \sqrt{2p_д/\rho}, \qquad (XI.28)$$

по которой вычисляют расход воздуха в воздуховоде, м³/ч:

$$L = 3600vf. \qquad (XI.29)$$

Распределение давлений в системах вентиляции с естественным побуждением движения воздуха. Особенностями таких систем являются вертикальное расположение их каналов в здании, малые значения рас-

полагаемых давлений и, следовательно, небольшие скорости. Работа систем с естественным побуждением движения воздуха зависит от конструктивных особенностей системы и здания, разности плотности наружного и внутреннего воздуха, скорости и направления ветра. Однако при выборе конструктивных размеров отдельных элементов системы вентиляции (сечений каналов и шахт, площадей жалюзийных решеток) достаточно провести расчет для случая, когда здание не оказывает влияния на работу вентиляции.

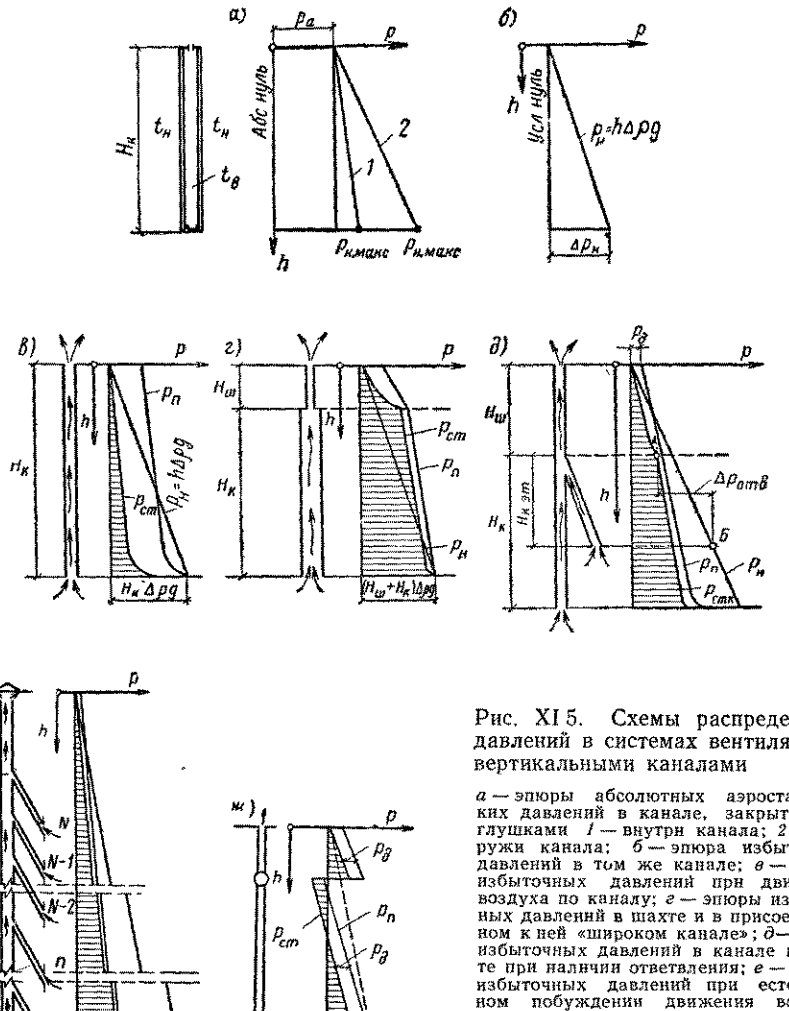


Рис. XI 5. Схемы распределения давлений в системах вентиляции с вертикальными каналами

а — эпюры абсолютных аэростатических давлений в канале, закрытом заглушками *1* — внутри канала; *2* — снаружи канала; *б* — эпюра избыточных давлений в том же канале; *в* — эпюры избыточных давлений при движении воздуха по каналу; *г* — эпюры избыточных давлений в шахте и в присоединенном к ней «широком канале»; *д*—эпюры избыточных давлений в канале и шахте при наличии ответвления; *е* — эпюры избыточных давлений при естественном побуждении движения воздуха в системе вентиляции многоэтажного здания; *ж* — эпюры избыточных давлений при механическом побуждении движения воздуха; ($p_{ст}$, $p_п$ — линии соответственно статического и полного давления внутри канала и шахты; $p_н$ — линия статического давления снаружи канала и шахты)

Рассмотрим простейший случай, когда вертикальный канал высотой $H_к$, заполненный теплым воздухом с температурой $t_в$, закрыт сверху и снизу заглушками. Канал окружен наружным воздухом с температурой $t_н$.

Предположим, что давление внутри и снаружи канала на уровне его верха равно $p_а$ (для обеспечения этого условия достаточно оставить в верхней заглушке небольшое отверстие). Тогда в соответствии с законом Паскаля абсолютное давление на *любом* уровне (на расстоянии h от верха канала) равно: снаружи $p_{ст\,н}=p_а+h\rho_н g$, а внутри $p_{ст\,к}=p_а+h\rho_в g$. Распределение абсолютных давлений внутри канала (линия *1*) и снаружи него (линия *2*) показано на рис. XI.5, *а*.

В системе «канал — окружающий воздух» можно пользоваться условными значениями избыточных давлений, т. е. условно принять аэростатическое давление внутри канала на любом уровне за нуль. Эпюра этих давлений снаружи канала имеет форму треугольника (рис. XI.5, *б*). Основанием треугольника

$$\Delta p_к = H_к \Delta\rho g \qquad \text{(XI.30)}$$

является располагаемое давление, Па, определяющее движение воздуха по каналу.

При движении воздуха по каналу (рис. XI.5, *в*) потери давления складываются из потерь на входе, на трение и на выходе. На рис. XI.5, *в* показано распределение полного и статического давлений (в избыточных относительно условного нуля давлениях). Динамическое давление $p_д$ равно разности $p_п$ и $p_{ст}$. Статическое давление (эпюра его на рисунке заштрихована) по всей длине канала меньше избыточного аэростатического давления снаружи канала $p_н$. В некоторых случаях в канале могут наблюдаться зоны с $p_{ст}>p_н$. Например, в канале перед сужением (рис. XI.5, *г*) при определенных условиях статическое давление может превышать давление $p_н$. Через неплотности в этой зоне канала будет происходить утечка загрязненного воздуха.

Если вертикальный вентиляционный канал объединяет два (рис. XI, 5, *д*) или более (рис. XI.5, *е*) ответвлений, то рекомендуется присоединять их не на уровне входа воздуха в ответвление, а несколько выше (на один, два этажа и более). Эта рекомендация дана с учетом накопленного опыта эксплуатации. При присоединении ответвления на уровне точки *А* вместо уровня точки *Б* увеличивается располагаемое давление $\Delta p_{отв}$ (см. рис. XI.5, *д*); следовательно, увеличивается также сопротивление канала и устойчивость работы системы.

На рис. XI.5, *д*, *е* эпюры статического давления заштрихованы. Полное давление убывает по высоте до значения потерь на выходе, а динамическое давление при постоянном сечении канала увеличивается по высоте, так как после присоединения ответвления расход в канале увеличивается.

В последнее время внедряются системы вентиляции с вертикальными каналами и механическим побуждением движения воздуха. В этих системах воздух движется под действием вентилятора и гравитационных сил. Построение распределения давлений в таких системах аналогично рассмотренному выше. Особенность заключается в том, что статическое давление перед вентилятором определяется разрежением, создаваемым вентилятором (см. схему на рис. XI.5, *ж*). В этом случае располагаемое давление для движения воздуха в системе

$$p_р = \Delta p_к + p_{вент}. \qquad \text{(XI.31)}$$

§ 55. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Аэродинамический расчет систем вентиляции выполняют после расчета воздухообмена, а также решения трассировки воздуховодов и каналов. Для проведения аэродинамического расчета вычерчивают аксонометрическую схему системы вентиляции, на которой выделяют фасонные части воздуховодов. По аксонометрической схеме и планам строительной части проекта определяют протяженность отдельных ветвей системы.

Различают прямую и обратную задачи аэродинамического расчета вентиляционных систем. Цель аэродинамического расчета зависит от типа задачи: для прямой — это определение размеров сечений всех участков системы при заданном расходе воздуха через них; для обратной — это определение расходов воздуха при заданных размерах сечений всех участков.

При аэродинамическом расчете вентиляционных систем схему разбивают на отдельные расчетные участки. Расчетный участок характеризуется постоянным расходом воздуха. Границами между отдельными участками схемы служат тройники. Потери давления на участке зависят от скорости движения воздуха и складываются из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях.

Так же, как при гидравлическом расчете системы отопления, в системе вентиляции намечается основное расчетное направление — магистраль, представляющая собой цепочку последовательно расположенных участков от начала системы до наиболее удаленного ответвления. При наличии двух или более таких цепочек, одинаковых по протяженности, за магистральное направление принимается наиболее нагруженная (имеющая больший расход).

Потери давления в системе равны потерям давления по магистрали, слагающимся из потерь давления на всех последовательно расположенных участках, составляющих магистраль, и потерь давления в вентиляционном оборудовании (калориферы, фильтры и пр.).

Существует много различных способов расчета вентиляционных систем. Некоторые из них получили широкое распространение в проектной практике.

Мы рассмотрим лишь классические инженерные способы решения прямой и обратной задач аэродинамического расчета.

Аэродинамический расчет систем вентиляции с механическим побуждением движения воздуха несколько упрощен по сравнению с гидравлическим расчетом систем отопления, так как в данном случае размеры поперечного сечения отдельных участков принимаются по допустимым (рекомендуемым) скоростям движения воздуха. Аэродинамический расчет вентиляционной системы, состоящий из двух этапов: расчета участков основного направления — магистрали и увязки всех остальных участков системы, проводится в такой последовательности.

1. Определение нагрузки отдельных расчетных участков. Систему разбивают на отдельные участки и определяют расход воздуха на каждом из них. Расходы определяют суммированием расходов на отдельных ответвлениях, начиная с периферийных участков. Значения расхода и длины каждого участка наносят на аксонометрическую схему.

2. Выбор основного (магистрального) направления. Выявляют наиболее протяженную цепочку последовательно расположенных расчетных участков. Фиксируют оборудование и устрой-

ства, в которых происходят потери давления: жалюзийные решетки, калориферы, фильтры и пр.

3. Нумерация участков магистрали. Участки основного направления нумеруют, начиная с участка с меньшим расходом. Расход и длину каждого участка основного направления заносят в таблицу аэродинамического расчета.

4. Определение размеров сечения расчетных участков магистрали. Площадь поперечного сечения расчетного участка, м², определяют по формуле

$$f_р = \frac{L_р}{v_т}, \qquad (XI.32)$$

где $L_р$ — расчетный расход воздуха на участке, м³/с; $v_т$ — рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, м/с (принимается по табл. XI.3).

Рекомендуемые скорости определены из экономических соображений. Оптимальная скорость соответствует минимуму приведенных затрат — сумме капитальных затрат (стоимость воздуховодов, вентилятора, двигателя и пр.) и эксплуатационных расходов (электроэнергия) за период окупаемости. Кроме экономических соображений при определении рекомендуемых скоростей учтены технические требования. Например, из условий снижения шума скорость в воздуховодах в промышленных зданиях не рекомендуется более 10 м/с, в общественных зданиях 8 м/с. В системах с естественным побуждением движения воздуха рекомендуемые скорости ниже, так как в этих системах располагаемое давление ограничено. Воздуховоды сильно загромождают помещение, поэтому в отдельных частях системы принимают максимально допустимые скорости движения воздуха. Рекомендуется меньшую скорость принимать на концевых участках системы, постепенно увеличивая ее для других участков магистрали. На участке с большим расходом принимается бóльшая скорость.

Таблица XI.3

Рекомендуемые скорости движения воздуха на участках и в элементах вентиляционных систем

Участки и элемеиты вентиляционных систем	Рекомендуемые скорости, м/с, при побуждении движения воздуха в системе		
	естественном	механическом	
		общественные здания	промышленные здания
Жалюзи воздухозабора	0,5—1	2—4	4—6
Приточные шахты	1—2	2—6	4—6
Горизонтальные воздуховоды и сборные каналы	1—1,5	5—8	6—10
Вертикальные каналы	1—1,5	2—5	5—8
Приточные решетки у потолка . .	0,5—1	0,5—1	1—2,5
Вытяжные решетки	0,5—1	1—2	1—3
Вытяжные шахты	1,5—2	3—6	5—8

По величине $f_р$ подбирают стандартные размеры воздуховода или канала так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения $f_ф \approx f_р$.

Результатом расчета в этом пункте являются величины d или $a \times b$, соответствующие принятой площади поперечного сечения. Для прямоугольного воздуховода, кроме того, определяют эквивалентный диаметр. Эти величины заносят в расчетную таблицу.

5. Определение фактической скорости. Фактическую скорость определяют по формуле

$$v = \frac{L_p}{f_\phi}. \qquad (XI.33)$$

По этой величине вычисляют динамическое давление на участке.

6. Определение потерь давления на трение. По номограммам или по таблицам определяют $R = f(v, d)$ и $\beta_ш$. Потери давления на трение на расчетном участке равны $R\beta_ш l$ (заносятся в расчетную таблицу).

7. Определение потерь давления в местных сопротивлениях. Для каждого вида местного сопротивления на участке по таблицам определяют коэффициент местного сопротивления ζ_j. По $\Sigma\zeta_j$ и динамическому давлению определяют потери давления в местных сопротивлениях на участке:

$$z = \Sigma\zeta_j \frac{\rho v^2}{2}. \qquad (XI.34)$$

Если окажется, что коэффициент местного сопротивления относится не к скорости на расчетном участке, то необходимо сделать пересчет ζ:

$$\zeta_j = \zeta_т \left(\frac{v_т}{v}\right)^2, \qquad (XI.35)$$

где $\zeta_т$ — табличное значение коэффициента местного сопротивления; $v_т$ — скорость воздуха, рекомендуемая в таблицах для определения z.

8. Определение потерь давления на расчетном участке. Потери давления на i-м участке равны $(R\beta_ш l + z)_i$.

9. Определение потерь давления в системе. Общие потери давления в системе

$$\Delta p_п = \sum_{i=1}^{N} (R\beta_ш l + z)_i + \Sigma\Delta p_{об}, \qquad (XI.36)$$

где $1 - N$ — номера участков основного (магистрального) направления; $\Delta p_{об}$ — потери давления в оборудовании и других устройствах вентиляционной системы.

При расчете вентиляционных систем для многоэтажных зданий или систем, обслуживающих несколько помещений, в которых поддерживается разное давление, необходимо учитывать избыточный подпор или разрежение в обслуживаемом помещении. Значение подпора или разрежения ($\pm\Delta p_{пом}$) определяется при расчете воздушного режима здания и добавляется к общим потерям давления. Тогда

$$\Delta p_п = \sum_{i=1}^{N} (R\beta_ш l + z)_i + \Sigma\Delta p_{об} \pm \Delta p_{пом}. \qquad (XI.36')$$

На этом кончается первый этап расчета системы; значение $\Delta p_п$ служит для подбора вентиляторов.

10. Увязку всех остальных участков системы проводят, начиная с самых протяженных ответвлений. Методика увязки ответвлений аналогична расчету участков основного направления. Разница состоит лишь в том, что при увязке каждого ответвления известны потери в нем. Потери от точки разветвления до конца ответвления должны быть равны потерям от этой же точки до конца главной магистрали, т. е. $(R\beta_ш l + z)_{отв} = (R\beta_ш l + z)_{парал.уч.}$ Для расчета ответвлений применяется способ последовательного подбора. Размеры сечений ответвле-

ний считаются подобранными, если относительная невязка потерь не превышает 15%:

$$\frac{(R\beta_{ш}\, l + z)_{отв} - (R\beta_{ш}\, l + z)_{парал.уч}}{(R\beta_{ш}\, l + z)_{парал.уч}} 100 \leqslant 15\%. \qquad (XI.37)$$

В случае, если избыточные давления в помещениях, обслуживаемых концевыми участками главной магистрали и ответвления, разные, при увязке учитываются значения этих давлений:

$$(R\beta_{ш}\, l + z)_{отв} + \Delta p_{пом.отв} = (R\beta_{ш}\, l + z)_{парал.уч} + \Delta p_{пом.маг}.$$

Относительная невязка в этом случае также определяется с учетом этих давлений.

По конструктивным соображениям и из условий типизации деталей размеры поперечного сечения ответвлений принимаются одинаковыми. При этом для увязки отдельных ветвей устанавливают диафрагмы, назначение которых погасить разницу между $(R\beta_{ш}l+z)_{отв}$ и $(R\beta_{ш}l+z)_{парал.уч}$.

Аэродинамический расчет вытяжных систем вентиляции с естественным побуждением движения воздуха отличается малыми значениями рекомендуемых скоростей и заданным располагаемым давлением. В этом случае основное расчетное направление должно проходить через наиболее удаленную ветвь системы, имеющую наименьшее располагаемое давление:

$$p_{расп} = H_i\, \Delta\rho g, \qquad (XI.38)$$

где H_i — расстояние от вытяжной решетки на входе воздуха в расчетное ответвление до среза вытяжной шахты; $\Delta\rho$ — расчетная разность плотности наружного и внутреннего воздуха.

Потери давления по основному расчетному направлению должны быть меньше $p_{расп}$ на величину запаса 5—10%, т. е.

$$5 \leqslant \frac{p_{расп} - (R\beta_{ш}\, l + z)_{сист}}{p_{расп}} 100 \leqslant 10\%. \qquad (XI.39)$$

Увязку ответвлений с основным направлением проводят с учетом разницы располагаемого давления для отдельных ответвлений.

Пример XI.2. Рассчитать систему вытяжной вентиляции с естественным побуждением движения воздуха (рис. XI.6). Нагрузка и длины отдельных участков системы показаны на рисунке. Плотность воздуха $\rho_в = 1{,}2$ кг/м³ (при $t_в = 20°$ С), $\rho_н = 1{,}27$ кг/м³ (при $t_н = 5°$ С). Вертикальные каналы в стенах кирпичные оштукатуренные — $K = 5$ мм. Горизонтальные короба шлакогипсовые — $K = 1$ мм. Шахта изнутри оштукатурена по сетке — $K = 10$ мм.

Решение. 1. **Выбор и расчет магистрального направления**

Располагаемое давление для ответвления верхнего этажа ($H = 2{,}3$ м)

$$p^{III}_{расп} = 2{,}3\,(1{,}27 - 1{,}2)\,9{,}8 = 1{,}58 \text{ Па}.$$

Магистральное направление выбирается через участки *1—3*. Результаты расчета занесены в табл. XI.4. Коэффициенты местных сопротивлений для расчетных участков ζ приняты по [44]:

участок 1 — для жалюзийной решетки $\zeta = 0{,}3$, для колена $\zeta = 1{,}2$, для тройника на всасывании (ответвление) при $f_о/f_п = 0{,}0196/0{,}06 = 0{,}33$ и $L_о/L_с = 70/210 = 0{,}33$ коэффициент $\zeta = 0{,}9$;

участок 2 — для тройника прямоугольного на всасывании при $f_о/f_п = 0{,}06/0{,}16 = 0{,}38$ и $L_о/L_с = 210/360 = 0{,}58$ коэффициент $\zeta = 1{,}05$;

участок 3 — для колена $\zeta = 1{,}2$, для дефлектора ЦАГИ $\zeta = 0{,}6$.

Потери давления по трем участкам равны 2,6 Па (графа 15), т. е. больше располагаемого давления. Следовательно, необходимо увеличить сечение каналов. Изменим сечение участка *1*. После пересчета

$$\Sigma\,(R\beta_{ш}\, l + z)_{1-3} = 0{,}39 + 0{,}63 + 0{,}42 = 1{,}44 \text{ Па}.$$

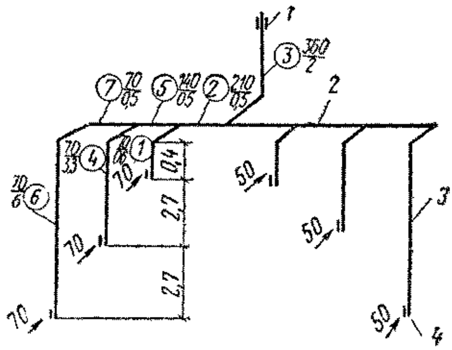


Рис. XI.6 Расчетная схема к примеру XI 2

1 — дефлектор; *2* — утепленный короб; *3* — кирпичный канал; *4* — регулируемая решетка, цифры в кружках — номера участков

Таблица XI.4

Расчет к примеру XI.2

№ участка	L, м³/ч	l, м	$a \times b$, мм	d_v, мм	f, м²	v, м/с	R, Па/м	$\beta_ш$	$R\beta_ш l$, Па	$p_д$, Па	$\Sigma\zeta$	z, Па	$R\beta_ш l + z$, Па	$\Sigma(R\beta_ш l + z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	70	0,6	140×140	140	0,0196	0,99	0,14	1,4	0,118	0,59	2,4	1,43	1,55	1,55
2	210	0,5	200×300	240	0,06	0,97	0,07	1,1	0,039	0,56	1,05	0,59	0,63	2,18
3	360	2	400×400	400	0,16	0,625	0,016	1,3	0,041	0,21	1,8	0,38	0,42	2,6
						Пересчет участка 1								
1	70	0,6	140×270	184	0,038	0,51	0,03	1,3	0,023	0,156	2,35	0,37	0,39	0,39
4	70	3,3	140×140	140	0,0196	0,99	0,14	1,4	0,65	0,59	2,5	1,48	2,13	2,13
5	140	0,5	200×300	240	0,06	0,65	0,035	1,05	0,018	0,25	1,2	0,3	0,32	2,45
6	70	6	140×140	140	0,0196	0,99	0,14	1,4	1,18	0,59	2,7	1,59	2,77	2,77
7	70	0,5	200×300	240	0,06	0,32	0,009	1,02	0,005	0,06	1,8	0,11	0,12	2,89

Запас

$$\frac{1,58 - 1,44}{1,58}\,100\% = 8,9\% \text{ (допустимая величина).}$$

2. Увязка остальных участков системы

Участки 4 и 5. Располагаемое давление для ответвлений второго этажа

$$p_{расп}^{II} = p_{расп}^{III} + h_{эт}\,\Delta\rho g = 1,58 + 2,7 \cdot 0,07 \cdot 9,8 = 3,43 \text{ Па.}$$

Располагаемое давление для расчета участков *4* и *5*

$$p_{расп.\,4,5} = p_{расп}^{II} - \Sigma\,(R\beta_ш\, l + z)_{2,3} = 3,43 - (0,63 + 0,42) = 2,38 \text{ Па.}$$

Участок 4 — для жалюзийной решетки $\zeta = 0,3$, для колена $\zeta = 1,2$, для тройника на всасывании (ответвление) при $f_о/f_п = 0,33$ и $L_о/L_с = 0,5$ коэффициент $\zeta = 1$.

Участок 5 — для тройника на всасывании (проход) при $f_о/f_п = 0,63$ и $L_о/L_с = 0,33$ коэффициент $\zeta \approx 1,2$.

Невязка

$$\frac{2{,}38-2{,}45}{2{,}38}\,100\% = -2{,}9\%\ \text{(допустимая величина)}.$$

Участки 6 и 7. Располагаемое давление для ответвлений первого этажа

$$p^{\text{I}}_{\text{расп}} = p^{\text{III}}_{\text{расп}} + 2h_{\text{эт}}\,\Delta\rho g = 1{,}58 + 2\cdot 2{,}7\cdot 0{,}07\cdot 9{,}8 = 5{,}28\ \text{Па}.$$

Располагаемое давление для расчета участков *6* и *7*

$$p_{\text{расп}\,6,7} = p^{\text{I}}_{\text{расп}} - \Sigma\,(R\beta_{\text{ш}}\,l + z)_{2,3,5} = 5{,}28 - (0{,}63 + 0{,}42 + 0{,}32) = 3{,}9\ \text{Па}.$$

Участок 6 — для жалюзийной решетки $\zeta=0{,}3$, для колена (2 шт) $\zeta=1{,}2\cdot 2$
Участок 7 — для тройника на всасывании (проход) при $f_{\text{о}}/f_{\text{п}}=0{,}33$ и $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=0{,}5$ коэффициент $\zeta=1{,}8$.
Невязка

$$\frac{3{,}9-2{,}89}{3{,}9}\,100\% = 25{,}9\%\ \text{(недопустимая величина)}.$$

Дополнительное сопротивление 3,9—2,89=1,01 Па вводится при наладке системы путем уменьшения сечения на входе в канал первого этажа

Обратная задача. Эту задачу называют иногда задачей о потокораспределении. Формулируется она так: даны разветвленная сеть и давление, создаваемое вентилятором (или известна его характеристика), требуется определить расход воздуха, проходящего через все участки системы. Необходимость решения этой задачи возникает при реконструкции системы, когда отключаются некоторые ответвления или подключаются новые ответвления, т. е. меняется геометрия системы. Иногда в существующей вентиляционной сети достаточно поменять частоту вращения вентилятора (или сменить его), и вентиляция будет удовлетворять поставленным требованиям. Необходимость в такого рода расчетах возникает при изменении расположения технологического оборудования в цехе или при изменении назначения помещения.

Известны три способа решения обратной задачи.

Способ эквивалентных отверстий (или сопел), разработанный в конце прошлого столетия, заключается в условной замене участков системы эквивалентными по потере давления отверстиями. Вычислив площади эквивалентных отверстий каждого участка и применяя правило сложения площадей параллельно расположенных отверстий и правило эквивалентирования (замены одним) отверстий, расположенных последовательно, можно вычислить площадь отверстия, эквивалентного всей системе. Определив расход воздуха через это отверстие по заданному перепаду давлений, можно вычислить расходы во всех ответвлениях системы.

Профессор П. Н. Каменев для решения обратной задачи предложил *способ перемещения единицы объема.* Этим способом удобно пользоваться, когда задан общий расход воздуха и требуется определить его распределение по отдельным ветвям. Так же, как и предыдущий, этот способ описан в работе [20] и др.

Способ характеристик, предложенный проф. С. Е. Бутаковым [15], заключается в определении характеристик сопротивления каждого участка и последующем их сложении с учетом параллельного или последовательного расположения участков. Характеристикой сопротивления автор назвал коэффициент пропорциональности k_i в уравнении

$$\Delta p_i = k_i L_i^2, \qquad \text{(XI.40)}$$

где Δp_i — потери давления на участке i; L_i — расход воздуха через участок.

Значение k_i определяется через коэффициенты трения и местных сопротивлений.

Этот способ был впоследствии развит Н. Н. Разумовым, сумевшим свести решение обратной задачи к сравнительно простому графоаналитическому расчету.

§ 56. РАСЧЕТ ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ПО СТАТИЧЕСКОМУ ДАВЛЕНИЮ

При проведении аэродинамического расчета вытяжных систем наиболее трудоемким является процесс определения коэффициентов местного сопротивления тройников. Зависимости, определяющие значения этих коэффициентов, сложны, а при использовании табличных данных легко допустить неточность при интерполировании. Даже при проведении расчета на ЭВМ определение коэффициентов местного сопротивления затягивает процесс счета систем с большим числом тройников.

Существует способ расчета вытяжных систем, позволяющий обойтись без определения коэффициентов местного сопротивления тройников. Автор этого способа проф. П. Н. Каменев предложил рассчитывать потери в тройнике не по полной энергии, а по изменению уровня потенциальной энергии потока, что значительно упростило весь расчет.

Расчет вытяжных систем вентиляции с горизонтальными каналами и механическим побуждением движения воздуха. Рассмотрим схему давлений в тройчике (первом по ходу воздуха) вытяжной системы (рис. XI.7). Номерами *1*, *2* и *3* обозначены два ответвления и сборный участок, индексами «1», «2» и «3» будем обозначать физические характеристики на соответствующем участке. Предположим, что известны диаметры d_1, d_2 и d_3, длины l_1 и l_2, расходы L_1, L_2 и $L_3=L_1+L_2$, углы между осями участков *1* и *3* — α_1 и *2* и *3* — α_2.

При работе вентилятора в сечении *I—I* создается разрежение, значение которого от условного нуля определяется ординатой *bd*, от абсолютного нуля — ординатой *ab* (обозначим эту ординату $p_{\text{vac}I}$). Разрежение в воздуховоде вызывает движение воздуха в ответвлениях *1* и *2*. Если $d_1<d_2$ и $l_1>l_2$, как показано на рисунке, то расходы и скорости движения воздуха по ответвлениям будут различны.

Потери энергии (удельной) на участке *1* от входа до сечения *I—I* равны:

$$\Delta p_1 = R_1 l_1 + z_1, \tag{XI.41}$$

а на участке *2*

$$\Delta p_2 = R_2 l_2 + z_2. \tag{XI.42}$$

Значение Δp_2 меньше Δp_1. Потери на участках *1* и *2* показаны на рисунке ординатами dc_1 и dc_2. Начальный уровень потенциальной энергии воздуха соответствовал атмосферному давлению $p_{\text{атм}}$ и был одинаков для потоков *1* и *2*. Следовательно, удельная полная энергия потоков, определяемая полным давлением, отсчитанным от абсолютного нуля, различна (ординаты ac_1 и ac_2). Удельная кинетическая энергия потоков (динамическое давление) на участках также различна:

$$p_{д1} = \frac{\rho v_1^2}{2}; \quad p_{д2} = \frac{\rho v_2^2}{2}. \tag{XI.43}$$

Эти величины представлены на рисунке ординатами bc_1 и bc_2.

Величину вакуума в сечении *I—I* можно определить следующим образом:

$$p_{\text{vac I}} = p_{\text{атм}} - [(R_1 l_1 + z_1) + p_{\text{д1}}] = p_{\text{атм}} - [(R_2 l_2 + z_2) + p_{\text{д2}}], \qquad \text{(XI.44)}$$

где $p_{\text{атм}}$ — давление атмосферного воздуха на уровне входа в ответвления.

В квадратные скобки в формуле (XI. 44) заключены значения статических давлений в сечении *I—I* по шкале от условного нуля $p_{\text{ст I,1}} = p_{\text{ст I,2}}$.

На некотором расстоянии от начала смешения в сечении *II—II* потоки полностью смешиваются, и уровень удельной полной энергии потока будет соответствовать ординате *eg*. Условные линии c_1g и c_2g показывают уменьшение энергии одного потока и увеличение энергии другого Потерями давления на трение между сечениями *I—I* и *II—II* при построении схем давлений пренебрегаем

Кинетическая энергия потоков также выравнивается и принимает значение

$$p_{\text{дз}} = \frac{\rho v_3^2}{2}, \qquad \text{(XI.45)}$$

определяемое ординатой *gf*.

Разрежение в сечении *II—II* $p_{\text{vac II}}$ определится ординатой *ef*.

Составим уравнение энергии для объема воздуха, заключенного между сечениями *I—I* и *II—II* и стенками воздуховода:

$$E_1 + E_2 = E_3 + \Delta E, \qquad \text{(XI.46)}$$

где E_1 и E_2 — полная энергия потоков *1* и *2* в сечении *I—I*; E_3 — полная энергия потока *3* в сечении *II—II*; ΔE — потери энергии на смешение потоков (без учета трения)

В развернутом виде уравнение (XI.46) запишется так:

$$(p_{\text{д1}} + p_{\text{vac I}})\, L_1 + (p_{\text{д2}} + p_{\text{vac I}})\, L_2 = (p_{\text{дз}} + p_{\text{vac II}})\, L_3 + \Delta E, \qquad \text{(XI.47)}$$

отсюда

$$\Delta E = p_{\text{д1}} L_1 + p_{\text{д2}} L_2 - p_{\text{дз}} L_3 + \Delta p_{\text{ст}} L_3. \qquad \text{(XI.48)}$$

Здесь $\Delta p_{\text{ст}} = p_{\text{vac I}} - p_{\text{vac II}}$ — изменение статического давления между сечениями *I—I* и *II—II*.

Значение $\Delta p_{\text{ст}}$ можно определить из уравнения изменения количества движения на рассматриваемом участке:

$$J_{\text{II}} = J_{\text{I}} + f_3 \Delta p_{\text{ст}}, \qquad \text{(XI.49)}$$

где J_{I} и J_{II} — проекции на ось сборного участка *3* количества движения в соответствующих сечениях, f_3 — площадь поперечного сечения участка *3*.

Подставив соответствующие значения, получим:

$$L_3 \rho v_3 = L_1 \rho v_1 \cos\alpha_1 + L_2 \rho v_2 \cos\alpha_2 + f_3 \Delta p_{\text{ст}} \qquad \text{(XI.50)}$$

или

$$\Delta p_{\text{ст}} = \frac{L_3 \rho v_3}{f_3} - \frac{(L_1 v_1 \cos\alpha_1 + L_2 v_2 \cos\alpha_2)\rho}{f_3}. \qquad \text{(XI.51)}$$

Подставив полученное выражение в формулу (XI.48), получим формулу для определения потерь энергии на смешение потоков в тройнике:

$$\Delta E = p_{\text{д1}} L_1 + p_{\text{д2}} L_2 - \frac{v_3^2 L_3 \rho}{2} + L_3 \rho v_3^2 - v_3 \rho \left(L_1 v_1 \cos\alpha_1 + L_2 v_2 \cos\alpha_2\right). \qquad \text{(XI.52)}$$

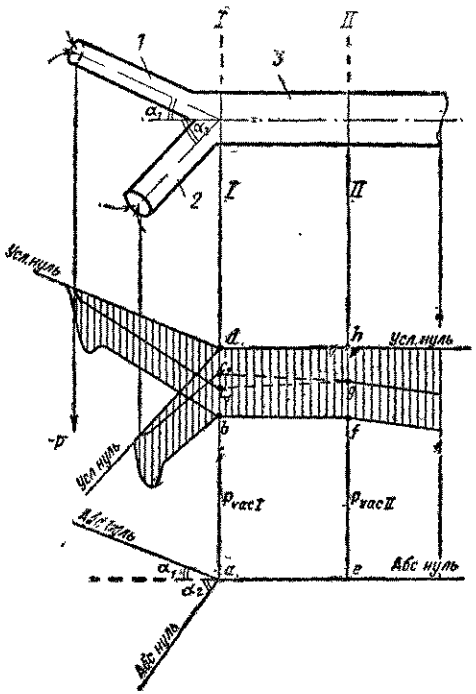


Рис. XI.7. Схема распределения давлений в тройнике вытяжной системы

1 — проходной участок; *2* — ответвление; *3* — сборный участок; *I*, *II* — номера сечений

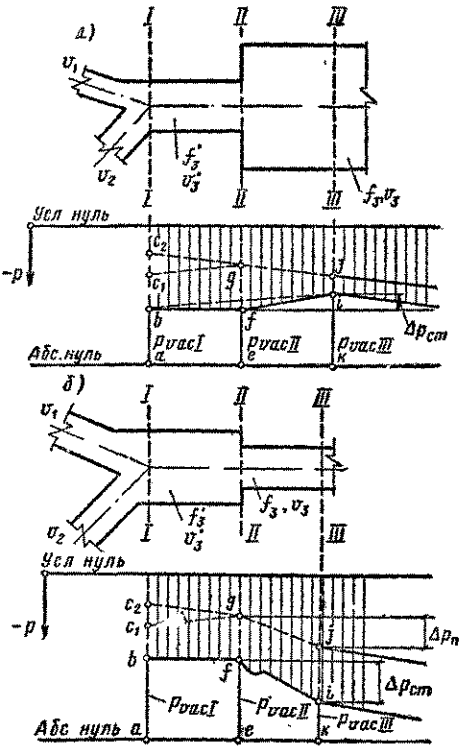


Рис. XI.8. Схемы распределения давлений во всасывающих тройниках

а — при $v_3 < v_3'$; *б* — при $v_3 > v_3'$; *I*, *II*, *III* — номера сечений v_1, v_2, v_3 — скорость воздуха соответственно в проходном участке, ответвлении и сборном участке; v_3' — оптимальная скорость воздуха после смешения (скорость, при которой потери вследствие смешения потоков минимальны); f_3, f_3' — соответственно действительное и оптимальное сечение сборного участка

Очевидно, что при изменении d_3, а следовательно, v_3 потери будут изменяться. Можно определить такую скорость смешения, при которой потери ΔE будут минимальны. Для этого возьмем производную от ΔE по v_3 и приравняем ее нулю:

$$\frac{d(\Delta E)}{dv_3} = -\frac{2v_3 L_3 \rho}{2} + 2v_3 L_3 \rho - \rho (L_1 v_1 \cos\alpha_1 + L_2 v_2 \cos\alpha_2) = 0 \qquad (XI.53)$$

или

$$v_3 L_3 - L_1 v_1 \cos\alpha_1 - L_2 v_2 \cos\alpha_2 = 0. \qquad (XI.54)$$

Из уравнения (XI.54) следует, что скорость на участке смешения, обозначенная П. Н. Каменевым v_3', соответствующая минимальным потерям на смешение, равна:

$$v_3' = \frac{L_1}{L_3} v_1 \cos\alpha_1 + \frac{L_2}{L_3} v_2 \cos\alpha_2. \qquad (XI.55)$$

В общем случае, если $\rho_1 \neq \rho_2$, эту скорость можно определить так:

$$v_3'' = \frac{G_1}{G_3} v_1 \cos\alpha_1 + \frac{G_2}{G_3} v_2 \cos\alpha_2, \qquad \text{(XI.56)}$$

где G_1, G_2 и G_3 — соответствующие массовые расходы воздуха.

Скорость v_3'' применяют для определения наивыгоднейшей формы тройников, для определения $\Delta p_{ст}$ в тройниках, для расчета струйных аппаратов.

Если скорость воздуха в сечении участка *3* равна v_3'', т. е. $v_3 = v_3''$, то изменение статического давления при смешении потоков равно нулю ($\Delta p_{ст} = 0$). Это очевидно из сопоставления выражений (XI.54) и (XI.51). Следовательно, значение разрежения при смешении потоков на условном расстоянии между сечениями *I—I* и *II—II* не меняется и $p_{vacI} = p_{vacII}$ (если не считать потерь на трение).

Могут встретиться случаи, когда $v_3 \neq v_3'$, для которых $\Delta p_{ст} \neq 0$. Рассмотрим последовательно два возможных варианта.

Если $v_3 < v_3'$, то процесс смешения потоков воздуха в тройнике можно представить состоящим из двух последовательных процессов: 1) смешение потоков при v_3', т. е. при f_3'; 2) внезапное расширение потока при изменении площади поперечного сечения участка с f_3' до f_3 (рис. XI.8, *а*). В этом случае изменение статического давления определяется лишь процессом расширения потока воздуха.

Для схемы на рис. XI.8, *а* значение $\Delta p_{ст}$ можно определить из уравнения изменения количества движения для объема воздуха, заключенного между сечениями *II—II* и *III—III*:

$$L_3 \rho v_3 = L_3 \rho v_3' + f_3 \Delta p_{ст}, \qquad \text{(XI.57)}$$

отсюда

$$\Delta p_{ст} = p_{vac\ II} - p_{vac\ III} = \rho v_3 \left(v_3 - v_3''\right). \qquad \text{(XI.58)}$$

Эту же величину можно получить, если воспользоваться формулой потерь удельной полной энергии по теореме Борда:

$$\Delta p_п = \frac{\rho \left(v_3'' - v_3\right)^2}{2} \qquad \text{(XI.59)}$$

и очевидным равенством

$$p_{vac\ II} + p_{дз}'' = p_{vac\ III} + p_{дз} + \Delta p_п. \qquad \text{(XI.60)}$$

В общем случае, когда $\rho \neq \text{const}$, формула (XI.58) имеет вид

$$\Delta p_{ст} = \frac{G_3 \left(v_3 - v_3''\right)}{f_3}. \qquad \text{(XI.61)}$$

Таким образом, при слиянии потоков в тройнике при условии $v_3 < v_3'$ значение вакуума изменяется так:

$$p_{vac\ III} = p_{vac\ I} - \Delta p_{ст}, \qquad \text{(XI.62)}$$

а значение статического давления — так:

$$p_{ст\ III} = p_{ст\ 3} = p_{ст\ I} + \Delta p_{ст}. \qquad \text{(XI.63)}$$

Значение $\Delta p_{ст}$ для случая $v_3 < v_3'$ меньше нуля.

Если $v_3 > v_3'$, то процесс смешения потоков воздуха в тройнике

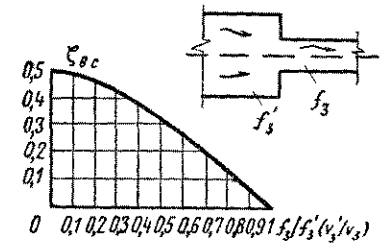


Рис XI 9 Кривая коэффициентов местного сопротивления внезапного сужения потока

можно представить состоящим из двух последовательных процессов: 1) смешение потоков при $v'_з$, т. е. при $f'_з$; 2) внезапное сужение потока при изменении площади поперечного сечения участка с $f'_з$ до $f_з$ (рис. XI.8, *б*). В этом случае изменение статического давления определяется лишь процессом сужения потока воздуха.

Для схемы на рис. XI.8, *б* значение $\Delta p_{ст}$ можно определить из выражения, аналогичного равенству (XI.58):

$$\Delta p_{ст} = p_{vac\ II} - p_{vac\ III} = p_{дз} + \Delta p_п - p'_{дз}. \qquad (XI.64)$$

Здесь $\Delta p_п$ — потери полного давления при внезапном сужении;

$$\Delta p_п = \zeta_{в.с} \frac{\rho v_з^2}{2}. \qquad (XI.65)$$

Значение коэффициента местного сопротивления внезапного сужения аналитически не определено. Экспериментальный график $\zeta_{в.с}$ представлен на рис. XI.9. С достаточной для практических расчетов точностью кривую на рис. XI.9 можно аппроксимировать выражением

$$\zeta_{в.с} \approx 0{,}525 \left(1 - \frac{v'_з}{v_з}\right). \qquad (XI.66)$$

Выражение (XI.64) с учетом формул (XI.66) и (XI.65) принимает такой вид:

$$\Delta p_{ст} \approx p_{дз} \left(1{,}525 - 0{,}525 \frac{v'_з}{v_з}\right) - p'_{дз}. \qquad (XI.67)$$

В случае $v_з > v'_з$ значение $\Delta p_{ст} > 0$. Для определения значений $p_{vacз}$ и $p_{стз}$ можно воспользоваться формулами (XI.62) и (XI.63).

Таким образом, способ проф. П. Н. Каменева дает возможность рассчитать статическое давление, а следовательно, и полное давление после смешения потоков в тройнике. Методика расчета сводится к определению значения $\Delta p_{ст} \leqslant 0$, которое определяется значениями фактической скорости $v_з$ и скорости $v'_з$, соответствующей минимальным потерям давления при смешении. Применение этого способа облегчается при пользовании номограммами (рис. XI.10).

Последовательность аэродинамического расчета по статическому давлению в основном совпадает с последовательностью обычного расчета. Отличие заключается в следующем:

а) при расчете *первого* участка основной магистрали к $\Sigma\zeta_1$ участка прибавляют единицу (т. е. одно динамическое давление) и вместо полного давления в конце участка получают статическое давление перед тройником:

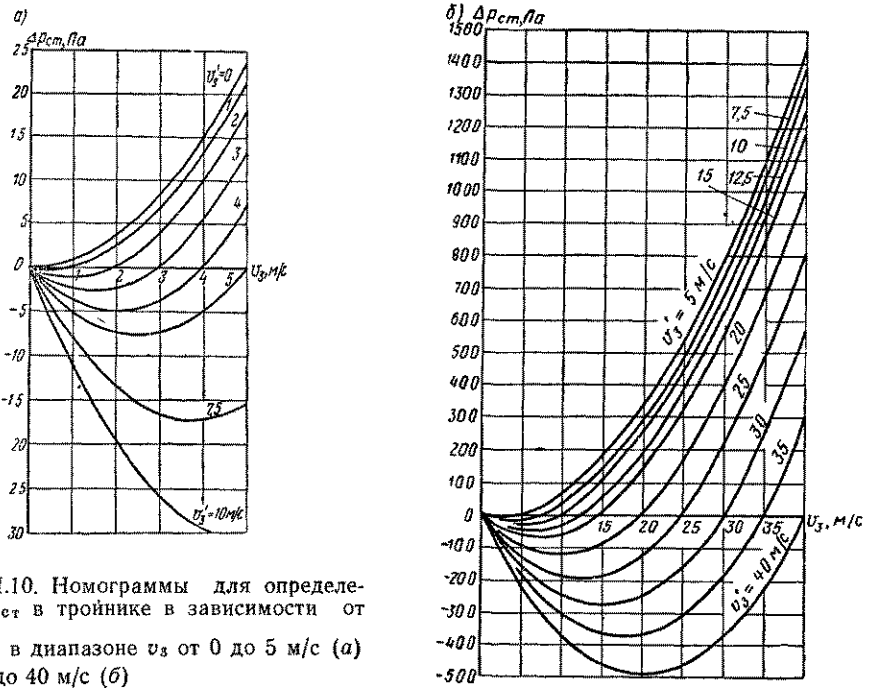


Рис XI.10. Номограммы для определения $\Delta p_{ст}$ в тройнике в зависимости от $v_з$ и $v'_з$ в диапазоне $v_з$ от 0 до 5 м/с (*а*) и от 0 до 40 м/с (*б*)

$$p_{ст} = R_i l_i + (\Sigma\zeta_i + 1) p_{дi}; \qquad (XI.68)$$

б) вместо потерь полного давления в тройнике определяют изменение статического давления в нем $\Delta p_{ст}$;

в) проводя расчет потерь давления в обычном порядке с учетом $\Delta p_{стi}$ всех тройников, получают значение статического давления в начале последнего N-го участка основной магистрали (перед вентилятором);

г) значение полного давления перед вентилятором определяют по формуле

$$p_{п.всас} = p_{ст\,N} + R_N\, l_N + (\Sigma\zeta_N - 1) p_{дN}, \qquad (XI.69)$$

где $p_{стN}$ — статическое давление в начале (сразу же после тройника) N-го участка; $\Sigma\zeta_N$ — сумма коэффициентов местного сопротивления N-го участка; $p_{дN}$ — динамическое давление на этом участке.

Увязку ответвлений удобней проводить по равенству значений статического давления в магистрали и ответвлении, вычисляя невязку, аналогичную той, которую вычисляют в обычном расчете.

В первом по ходу воздуха участке каждого ответвления статическое давление перед тройником определяют по формуле (XI.68).

Расчет вытяжных систем вентиляции с вертикальными каналами. Способ расчета по статическому давлению оказался очень удобным для вытяжных систем с вертикальными каналами в многоэтажных зданиях. Расчет в этом случае обычно сводится к определению дополнительных сопротивлений на входе в канал этажа (см. схему на рис. XI.5, *е*). Геометрические размеры сборного канала и каналов-ответвлений подбираются заранее по рекомендуемым скоростям.

Как правило, в таких системах расходы воздуха по ответвлениям одинаковы, а действующие давления различны.

Расчет проводится в два этапа.

1. Определяется распределение статического давления по высоте сборного канала.

В системе с естественным побуждением движения воздуха отправной точкой для расчета является избыточное давление на срезе шахты (обычно равно нулю); в системе с механическим побуждением — разрежение, создаваемое вентилятором:

$$p_к = p_{вент} - \Sigma (R\beta_ш l + z)_{в-вых}, \qquad (XI.70)$$

где $p_{вент}$ — давление, развиваемое вентилятором при расходе $L_{эт}N$ (здесь $L_{эт}$ — расход воздуха через одно ответвление; N — число ответвлений); $\Sigma(R\beta_ш l+z)_{в-вых}$ — потери на участках от вентилятора до выхода в атмосферу.

Последовательно по участкам сверху вниз рассчитывают статическое давление в местах присоединения ответвлений.

Избыточное статическое давление в сборном канале в месте присоединения верхнего N-го ответвления равно:

$$p_{стN} = p_к + (R\beta_ш l)_{кN} + (\Sigma\zeta_{кN} - 1)\, p_{дN} + \Delta p_{стN}, \qquad (XI.71)$$

где $p_к$ — избыточное давление на срезе шахты или разрежение, создаваемое вентилятором; $(R\beta_ш l)_{кN}$ — потери давления на трение в канале от точки с давлением $p_к$ до места присоединения верхнего ответвления; $\Sigma\zeta_{кN}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на том же участке канала; $p_{дN}$ — динамическое давление в канале выше точки присоединения N-го ответвления; $\Delta p_{стN}$ — изменение статического давления в тройнике N-го ответвления, определяемое по формуле (XI 58) или (XI.67) в зависимости от соотношения v_{3N} и v'_{3N}

Избыточное статическое давление в сборном канале в месте присоединения любого n-го ответвления (при нумерации снизу) равно:

$$p_{ст\,n} = p_{ст\,n+1} + (R\beta_ш l + z)_{кn} + \Delta p_{стn}, \qquad (XI.72)$$

где $p_{стn+1}$ — избыточное статическое давление в вышележащем узле; $(R\beta_ш l+z)_{кn}$ — потери давления в канале на участке выше n-го тройника; $\Delta p_{стn}$ — изменение статического давления в тройнике n-го ответвления, определяемое по формуле (XI.58) или (XI 67).

Формулы (XI.71) и (XI.72) аналогичны формуле (XI.62). Величина $\Delta p_{ст}$ учитывается с другим знаком, так как в этом случае расчет участков проводится в последовательности «навстречу» потоку воздуха и искомым является статическое давление в узле $p_{стn}$ — аналог p_{vacl} в формуле (IX.62).

Величина v'_{3n} определяется по формуле (XI.55), которая для рассматриваемой системы имеет вид

$$v'_{3n} = \frac{n-1}{n} v_{1n} + \frac{1}{n} v_{2n} \cos\alpha_2, \qquad (XI.73)$$

где α_2 — угол между осями канала и ответвления.

Скорости в ветвях тройника (см. рис. XI.7) можно определить так:

$$v_{1n} = \frac{L_{эт}(n-1)}{f_к}; \qquad (XI.74)$$

$$v_{2n} = \frac{L_{эт}}{f_{отв}}; \qquad (XI.75)$$

$$v_{3n} = \frac{L_{эт}\, n}{f_к}, \qquad (XI.76)$$

где $f_к$ и $f_{отв}$ — площади поперечного сечения канала и ответвления с этажа

Таблица XI.5

Расчет к примеру XI.3

№ этажа n	№ участка	L, м³/ч	l, м	d, мм	f, м²	$v_ф$, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$p_д$, Па	$v'_з$, м/с	$p'_д$, Па	$\Delta p_{ст}$, Па	$p_{сл}$, Па	$p_{рп}$, Па	$Rl+(\Sigma\zeta+1)_{отв}\times p_д$, Па	$\Delta p_{доп}$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
11	*1*	770	6	315	0,0775	2,75	0,3	1,8	4,54	2,36	3,34	1,54	6,06	11,03	2,6	2,37
10	*2*	700	3	315	0,0775	2,5	0,25	0,75	3,75	2,12	2,7	1,35	8,16	13,23	2,6	2,47
9	*3*	630	3	315	0,0775	2,25	0,2	0,6	3,04	1,88	2,13	1,193	9,96	15,44	2,6	2,88
8	*4*	560	3	315	0,0775	2	0,16	0,48	2,4	1,65	1,64	0,981	11,42	17,64	2,6	3,62
7	*5*	490	3	315	0,0775	1,75	0,13	0,39	1,84	1,42	1,21	0,812	12,62	19,85	2,6	4,63
6	*6*	420	3	315	0,0775	1,5	0,1	0,3	1,35	1,24	0,87	0,622	13,54	22,05	2,6	5,91
5	*7*	350	3	315	0,0775	1,25	0,07	0,21	0,94	0,99	0,59	0,453	14,21	24,26	2,6	7,45
4	*8*	280	3	315	0,0775	1	0,05	0,15	0,6	0,8	0,39	0,276	14,63	26,46	2,6	9,23
3	*9*	210	3	315	0,0775	0,75	0,03	0,09	0,34	0,65	0,26	0,104	14,83	28,67	2,6	11,24
2	*10*	140	3	315	0,0775	0,5	0,014	0,042	0,15	0,6	0,22	—0,063	14,8	30,87	2,6	13,39
1	*11*	70	3	315	0,0775	0,25	0,004	0,014	0,038	0,96	0,55	—0,213	14,6	33,1	2,6	15,9

Примечание. Значение v_1 для каждого этажа равно значению v_3 для вышележащего этажа; для тройника этажа 1 $v_1=0$.

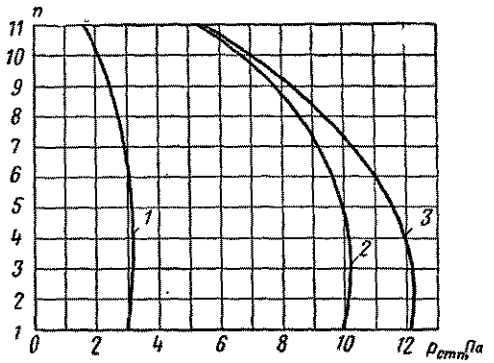


Рис. XI.11. Распределение статических давлений по высоте сборного канала 16-этажного здания с присоединением ответвлений через четыре этажа

1 — при $L_{эт}$ =50 м³/ч и α_2=6°; *2* — при $L_{эт}$ =90 м³/ч и α_2=6°; *3* — при $L_{эт}$ =90 м³/ч и α_2=90°

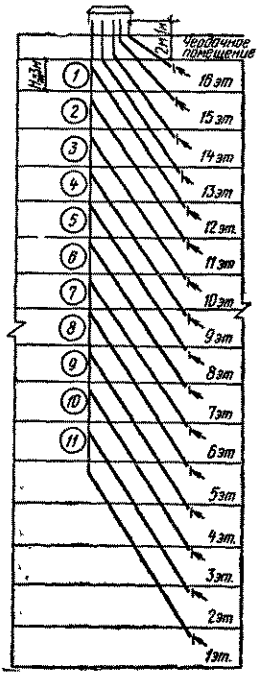


Рис. XI.12. Расчетная схема к примеру XI.3

2. Определяется дополнительное сопротивление на входе в ответвление (искомая величина) по формуле

$$\Delta p_{доп\,n} = p_{рn} - (R\beta_ш l)_{эт} - (\Sigma\zeta_{эт} + 1)\, p_{д\text{-}эт} - p_{стn}, \qquad (XI.77)$$

где $p_{рn}$ — расчетное давление на уровне n-го этажа [см. формулу (XI.38)]; $(R\beta_ш l)_{эт}$ — потери на трение в ответвлении с этажа; $\Sigma\zeta_{эт}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений ответвления с этажа (естественно, без учета тройника); $p_{д.эт}$ — динамическое давление в ответвлении, определяемое по скорости v_{2n}.

На рис. XI.11 показано распределение статического давления по высоте сборного канала 16-этажного здания. К каналу присоединено 11 ответвлений. При $\alpha_2 < 90°$ наблюдается снижение статического давления в нижней части канала. Это — следствие эжекции потоков ответвлений с нижних этажей. Подробнее расчет систем с вертикальными каналами изложен в сборнике [16].

Пример XI.3. Рассчитать вытяжную систему естественной вентиляции для 16-этажного здания (схема системы показана на рис. XI.12). Ответвления присоединяются к сборному каналу с перепуском в четыре этажа. Диаметр каналов этажей (ответвлений) d=160 мм, диаметр сборного канала 315 мм, длина ответвления $l_{отв}$ = =12 м.

Решение. Расчет проводится по формулам данного параграфа. Результаты расчета занесены в табл. XI.5. Принятые коэффициенты местных сопротивлений: для зонта при выходе в атмосферу ζ=1,6, для жалюзийной решетки ответвлений ζ=1,3. По формуле (XI.1) $p_{д.отв}$=0,56 Па. По номограмме на рис. XI.2, *а* $R_{отв}$=0,11 Па/м. Значение $\beta_ш$=1; $\Delta\rho$=0,075 кг/м³; α_2=6°.

§ 57. ВОЗДУХОВОДЫ РАВНОМЕРНОЙ РАЗДАЧИ И РАВНОМЕРНОГО ВСАСЫВАНИЯ

Воздуховоды равномерной по длине раздачи и равномерного по длине всасывания находят в технике широкое применение. Приточные воздуховоды, подающие воздух равномерно по длине, применяют в воз-

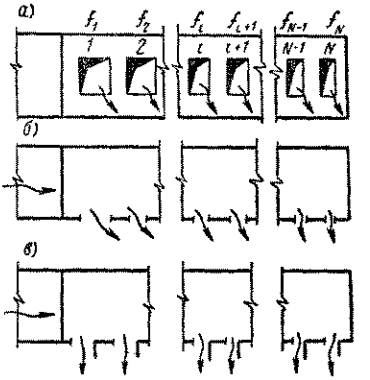


Рис. XI.13. Воздуховод равномерной раздачи постоянного поперечного сечения с переменными по длине размерами отверстий

а — общий вид воздуховода: *1* — *N* — номера отверстий; $1f - f_N$ — площади отверстий; *б* — направление движения воздуха из отверстий; *в* — направление движения воздуха при устройстве внешнего экрана

душных завесах, для сдувания вредных выделений с поверхности испарения, для раздачи воздуха в помещениях. Вытяжные воздуховоды, удаляющие воздух равномерно по длине, применяют в местных и бортовых отсосах и других вентиляционных и технологических устройствах. Термин «равномерность» предполагает линейную зависимость расхода воздуха в поперечном сечении воздуховода от его длины.

Равномерную раздачу воздуха можно осуществлять различными техническими приемами.

Наиболее часто применяют воздуховоды постоянного поперечного сечения с переменной по длине площадью отверстий или щелей в стенках для выхода воздуха (рис. XI.13, *а*). Другая разновидность — воздуховоды переменного сечения с одинаковыми по длине отверстиями или щелями для выхода воздуха.

Конструктивное оформление отверстий и щелей в стенках воздуховода весьма разнообразно. Самое простое устройство для выхода воздуха — это поперечная или продольная щель в стенке воздуховода либо отверстие с острыми краями. Недостатком такого устройства является неоднородность струй воздуха по скорости и направлению (рис. XI.13, *б*). Иногда возможно налипание струй, выходящих из щелей или отверстий, на наружную поверхность воздуховода. В этом случае воздуховод равномерной раздачи создает в помещении весьма неравномерные потоки. Простейшим устройством, направляющим струи и препятствующим налипанию их на воздуховод, является внешний экран (рис. XI.13, *в*). Для этой же цели служат различные направляющие решетки, козырьки и внутренние экраны. Хорошие результаты дает раздача воздуха через мелкие круглые или прямоугольные отверстия — перфорацию. Перфорированные воздуховоды широко применяют на практике.

При расчете воздуховодов равномерной раздачи принимают следующие допущения: коэффициенты местного сопротивления выхода для отверстий или щелей постоянны по длине воздуховода, сопротивление движению воздуха по воздуховоду создается трением (местное сопротивление при делении потока не учитывается).

Рассмотрим схему давлений в приточном воздуховоде равномерной раздачи при постоянном сечении его (рис. XI.14). Предположим, что число отверстий очень велико, и можно считать, что они составляют сплошное продольное отверстие высотой δ_x.

Статическое давление в конце воздуховода при $x=0$

$$p_{\text{ст.к}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{\rho v_{\text{вых}}^2}{2}. \qquad \text{(XI.78)}$$

Динамическое давление в этом сечении равно нулю, так как расход в направлении x отсутствует. Следовательно, полное давление $p_{\text{п.к}}$ в этом сечении равно статическому.

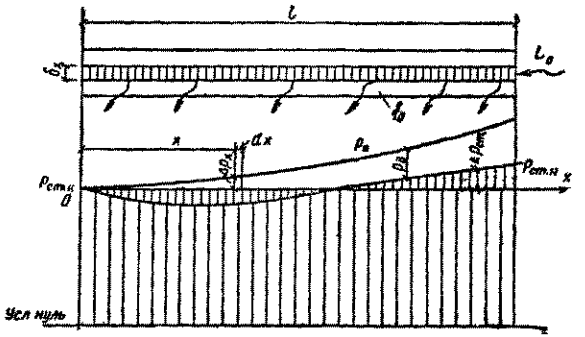


Рис. XI.14. Распределение давлений по длине воздуховода равномерной раздачи

$p_п$, $p_{ст}$, $p_д$ — соответственно полное, статическое и динамическое давление по длине воздуховода; l — длина воздуховода; f_0 — площадь воздуховода; L_0 — расход воздуха через воздуховод

В произвольном сечении x изменение полного давления определяется потерями давления на трение:

$$d(\Delta p_x) = \lambda_{тр} \frac{dx}{d} p_{дx}, \tag{XI.79}$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения; d — диаметр круглого воздуховода или эквивалентный по скорости диаметр прямоугольного воздуховода; $p_{дx}$ — динамическое давление в сечении x, определяемое по формуле

$$p_{дx} = \left(\frac{L_0}{f_0 l} x\right)^2 \frac{\rho}{2}$$

или

$$p_{дx} = \left(\frac{L_1}{f_0} x\right)^2 \frac{\rho}{2} = x^2 p_{д1}, \tag{XI.80}$$

где L_1 — расход воздуха на 1 м воздуховода; $p_{д1}$ — динамическое давление в сечении воздуховода при $x=1$ м.

Проинтегрируем выражение (XI.79), предположив режим движения соответствующим гидравлически шероховатым воздуховодам:

$$\Delta p_x = \lambda_{тр} \frac{x^3}{3d} p_{д1}. \tag{XI.81}$$

При этом постоянная интегрирования равна нулю.

Полное давление в воздуховоде в произвольном сечении x:

$$p_{пx} = p_{ст.к} + \Delta p_x. \tag{XI.82}$$

Количество воздуха, выходящего через отверстие в боковой стенке воздуховода, определяется значением статического давления:

$$p_{стx} = p_{пx} - p_{дx}, \tag{XI.83}$$

или

$$p_{стx} = p_{ст.к} + \frac{\lambda_{тр} x^3}{3d} p_{д1} - x^2 p_{д1}. \tag{XI.84}$$

Следовательно, величина $p_{стx}$ изменяется по длине воздуховода. Анализ этой функции при произвольных значениях аргумента $x/l>0$, в том числе при $x/l=1$, показал наличие экстремальной точки, в которой $p_{стx}$ принимает минимальное значение. Конфигурация кривой $p_{стx}$ показана на рис. XI.14.

Значение $p_{ст.к}$, которое определяется скоростью выхода воздуха и коэффициентом местного сопротивления отверстия [формула (XI.78)],

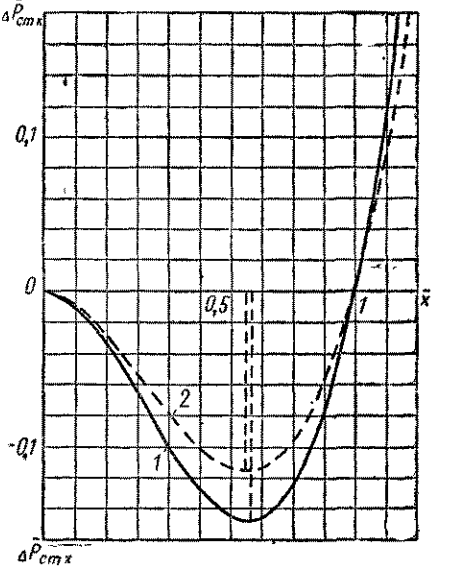


Рис XI.15. График изменения $\Delta\bar{p}_{ст\,x}$ по длине воздуховода равномерной раздачи при постоянном сечении его
1 — при $\lambda_{тр}$=const; *2* — при $\lambda_{тр}=f$ (Re)

можно принять за условный нуль. Тогда изменение статического давления по длине воздуховода будет определять величина

$$\Delta p_{ст\,x} = p_{ст\,x} - p_{ст.к} = p_{д1}\, x^2 \left(\frac{\lambda_{тр}}{3d}\, x - 1\right). \qquad \text{(XI.85)}$$

Эту формулу можно записать в обобщенном виде, если ввести аргумент $\bar{x}$:

$$\Delta\bar{p}_{ст\,x} = \bar{x}^3 - \bar{x}^2, \qquad \text{(XI.86)}$$

где $\Delta\bar{p}_{ст\,x}$ — обобщенное изменение статического давления по длине воздуховода, равное

$$\Delta\bar{p}_{ст\,x} = \frac{\Delta p_{ст\,x}}{p_{д1}} \left(\frac{\lambda_{тр}}{3d}\right)^2; \qquad \text{(XI.87)}$$

$\bar{x}$ — обобщенная абсцисса, равная

$$\bar{x} = \frac{x}{3d/\lambda_{тр}}. \qquad \text{(XI.88)}$$

На рис. XI.15 представлен график изменения $\Delta p_{ст\,x}$ по длине воздуховода равномерной раздачи при постоянном сечении его. Характерна конфигурация кривой.

Для «коротких» воздуховодов, когда $\bar{x}<1$ ($x<3d/\lambda_{тр}$), статическое давление в начале воздуховода меньше, чем в его конце (при $x=0$). При этом на расстоянии $\bar{x}=2/3$ от конца воздуховода наблюдается минимальное статическое давление ($\Delta\bar{p}_{ст}=-0{,}148$). Для «протяженных» воздуховодов, когда $\bar{x}>1$ ($x>3d/\lambda_{тр}$), статическое давление в начале воздуховода больше $p_{ст.к}$ и при увеличении его длины резко возрастает.

При выводе формул (XI.86) — (XI.88) не учитывалась зависимость $\lambda_{тр}$ от v и, следовательно, от x. Это справедливо лишь для режима движения, соответствующего гидравлически шероховатым воздуховодам.

Аналогичный результат можно получить для режима движения, соответствующего гидравлически гладким воздуховодам, с учетом известной зависимости, справедливой для $\mathrm{Re}\leqslant 11\, d/K$:

$$\lambda_г = \frac{A}{\mathrm{Re}^{0,25}}.$$

Формула (XI.84) для этого режима движения принимает вид

$$p_{ст\,x} = p_{ст.к} + \lambda_г \frac{x^{2,75}}{2{,}75d}\, p_{д1} - x^2\, p_{д1}, \qquad \text{(XI.89)}$$

а формулы (XI.86) — (XI.88) соответственно

$$\Delta\bar{p}_{\text{ст}x} = \bar{x}^{2,75} - \bar{x}^2; \tag{XI.90}$$

$$\Delta\bar{p}_{\text{ст}x} = \frac{\Delta p_{\text{ст}x}}{p_{\text{д1}}}\left(\frac{\lambda_{\text{т}}}{2,75d}\right)^2; \tag{XI.91}$$

$$\bar{x} = \frac{x}{2,75d/\lambda_{\text{т}}}. \tag{XI.92}$$

Здесь $\lambda_{\text{т}}$ — коэффициент сопротивления трения воздуховода

Зависимость (XI.90) представлена на рис. XI.15 пунктирной линией.

Расчет воздуховода равномерной раздачи при постоянном сечении его проводят в такой последовательности.

1. Определяют расход воздуха через одно отверстие или на 1 м длины воздуховода:

$$L_{\text{отв}} = \frac{L_0}{N} \quad \text{или} \quad L_1 = \frac{L_0}{l}.$$

Определяют величину $p_{\text{д1}}$.

2. Вычисляют статическое давление в конце воздуховода по формуле (XI.78) при заданном значении $v_{\text{вых}}$.

3. Определяют режим движения воздуха и распределение статического давления вдоль воздуховода по формуле (XI.84) (для области гидравлически шероховатых труб и переходной) или по формуле (XI.89) (для области гидравлически гладких труб).

Величину $p_{\text{ст}x}$ можно определить также по графику на рис. XI.15.

4. Определяют площадь отверстий по одной из следующих формул:

$$f_x = \frac{L_0}{N}\left(\frac{\zeta_{\text{вых}}\rho}{2p_{\text{ст}x}}\right)^{1/2}$$

или

$$f_x = \frac{L_0}{N\mu_{\text{вых}}}\left(\frac{\rho}{2p_{\text{ст}x}}\right)^{1/2} \tag{XI.93}$$

или ширину щели в сечении x:

$$\delta_x = \frac{L_0}{l}\left(\frac{\zeta_{\text{вых}}\rho}{2p_{\text{ст}x}}\right)^{1/2}. \tag{XI.94}$$

Примечание. Определение f можно проводить не для каждого отверстия, а для группы их, разбив воздуховод по длине на четыре — десять участков в зависимости от его протяженности.

Пример XI.4. Рассчитать воздуховод равномерной раздачи при постоянном поперечном сечении (200×600 мм) с выпуском воздуха через щель переменной по длине ширины.

Расход приточного воздуха $L_0 = 4000$ м³/ч, длина воздуховода $l = 5$ м. Абсолютная шероховатость стенок воздуховода $K = 0{,}1$ мм. Скорость на выходе $v_{\text{вых}} = 8$ м/с, коэффициент местного сопротивления выхода $\zeta_{\text{вых}} = 2{,}6$ ($\mu_{\text{вых}} = 0{,}62$)

Решение. 1. Расход воздуха на 1 м длины воздуховода

$$L_1 = \frac{4000}{3600 \cdot 5} = 0{,}222 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}).$$

Значение

$$p_{\text{д1}} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{L_1}{f}\right)^2 = \frac{1{,}2}{2}\left(\frac{0{,}222}{0{,}2\cdot 0{,}6}\right)^2 = 2{,}05 \text{ Па}$$

2. Статическое давление в конце воздуховода по формуле (XI.78):

$$p_{\text{ст к}} = 2{,}6\,\frac{1{,}2\cdot 8^2}{2} = 99{,}8 \text{ Па}.$$

3. Определяем режим движения:
средняя по длине воздуховода скорость движения воздуха

$$v_{ср} = \frac{4000 \cdot 2{,}5}{3600 \cdot 5 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}6} = 4{,}63 \text{ м/с};$$

эквивалентный диаметр

$$d_v = \frac{2 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}6}{0{,}2 + 0{,}6} = 0{,}3 \text{ м (300 мм)};$$

фактическое значение критерия Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{4{,}63 \cdot 0{,}3}{15{,}6 \cdot 10^{-6}} = 0{,}09 \cdot 10^6;$$

критическое значение

$$\mathrm{Re}_{кр} = 11 \frac{d}{K} = 11 \frac{300}{0{,}1} = 33\,000 < \mathrm{Re};$$

следовательно, режим движения соответствует переходной или гидравлически шероховатой области.

Коэффициент сопротивления трения для средней вдоль воздуховода скорости по формуле А. Д. Альтшуля.

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \left(\frac{68}{0{,}09 \cdot 10^6} + \frac{0{,}1}{300} \right)^{0{,}25} \approx 0{,}02.$$

Определяем $p_{ст\,x}$ по формуле (XI.84) при разных значениях x. Результаты заносим в табл. XI.6.

Таблица XI.6

Расчет к примеру XI.4

x, м	$p_{ст\,x}$, Па	δ_x, м	x, м	$p_{ст\,x}$, Па	δ_x, м
0	99,8	0,028	3	82,8	0,031
0,5	99,3	0,028	3,5	77	0,032
1	98,1	0,028	4	70	0,033
1,5	95,3	0,028	4,5	62,4	0,035
2	92	0,029	5	54,2	0,038
2,5	87,9	0,03			

4. Определяем δ_x по формуле (XI.94), результаты расчетов также заносим в табл. XI.6.

Расчет воздуховода с постоянным по длине статическим давлением впервые был проведен проф. К. К. Баулиным. Искомой величиной в этом расчете является площадь поперечного сечения воздуховода, соответствующая условию $dp_{дх} = d(\Delta p_x)$ (изменение динамического давления на участке воздуховода равно потерям давления на этом участке). Щель или отверстия для выпуска воздуха не изменяют своих размеров по длине, так как $p_{ст} = \mathrm{const}$.

Используя упомянутое выше условие, можно записать для воздуховода с произвольной формой поперечного сечения (при площади его f_x и периметре $П_x$):

$$\lambda_{тр} \frac{П_x}{4f_x} \frac{\rho}{2} \left(\frac{L_x}{f_x} \right)^2 dx = dp_{дх}. \qquad \text{(XI.95)}$$

При равномерной раздаче воздуха справедлива зависимость

$$L_x = \frac{L_0}{l} x. \qquad \text{(XI.96)}$$

Поэтому равенство (XI.95) можно преобразовать в выражение

$$\lambda_{тр}\frac{\Pi_x}{4f_x}\frac{x^2}{f_x^2}\,dx=\frac{2x\,dx}{f_x^2}-\frac{2x^2 f_x' dx}{f_x^3}, \qquad (XI.97)$$

из которого получим дифференциальное уравнение для определения f_x:

$$f_x'-\frac{f_x}{x}+\frac{\lambda_{тр}}{8}\Pi_x=0. \qquad (XI.98)$$

Это уравнение решено для частных случаев: воздуховод прямоугольного сечения (клинообразный) — К. К. Баулиным; воздуховод круглого сечения (конусообразный) — В. Н. Талиевым. Для клинообразного воздуховода (рис. XI.16) $\Pi_x=2(a_x+b)$; $f_x=a_x b$; $f_x'=a_x' b$, поэтому уравнение (XI.98) можно преобразовать так:

$$a_x'+a_x\left(\frac{\lambda_{тр}}{4b}-\frac{1}{x}\right)+\frac{\lambda_{тр}}{4}=0. \qquad (XI.99)$$

Интегрируя это уравнение и вводя вспомогательные функции, получим:

$$a_x=\varphi a_0+\psi b, \qquad (XI.100)$$

где $\varphi=\bar{x}e^{\frac{\lambda_{тр}\,l}{4b}(1-\bar{x})}$; $\psi=\frac{\lambda_{тр}\,l}{4b}\bar{x}e^{-\frac{\lambda_{тр}\,l}{4b}\bar{x}}\int_{\bar{x}}^{1}e^{\frac{\lambda_{тр}\,l}{4b}\bar{x}}\frac{d\bar{x}}{\bar{x}}$; $\qquad (XI.101)$

$\bar{x}=x/l$ (начало координат совпадает с конечным сечением воздуховода, в котором $a_x=0$).

На рис. XI.17 представлена номограмма для расчета значений φ и ψ при $b\geqslant\lambda_{тр}l/4$. Ширина щели в данном случае определяется по допустимой скорости воздуха на выходе $v_{доп}$:

$$\delta_{щ}=\frac{L_0}{lv_{доп}}. \qquad (XI.102)$$

Значение статического давления, постоянного по длине воздуховода:

$$p_{ст}=\zeta_{вых}\frac{\rho v_{доп}^2}{2}$$

или

$$p_{ст}=\zeta_{вых}\frac{\rho}{2}\left(\frac{L_0}{l\delta_{щ}}\right)^2. \qquad (XI.103)$$

Раздача воздуха может быть организована также через поперечные щели или через перфорированную стенку (имеющую ширину b). При этом метод расчета размеров остается таким же.

Значение полного давления в начальном сечении воздуховода равно:

$$p_{п0}=p_{ст}+p_{д0}=\zeta_{вых}\frac{\rho}{2}\left(\frac{L_0}{l\delta_{щ}}\right)^2+\frac{\rho}{2}\left(\frac{L_0}{a_0 b}\right)^2. \qquad (XI.104)$$

Пример XI.5. Рассчитать воздуховод с постоянным статическим давлением, если $L_0=8000$ м³/ч, размеры его в начальном сечении $a_0\times b=0{,}5\times0{,}7$ м, длина $l=3$ м. Раз-

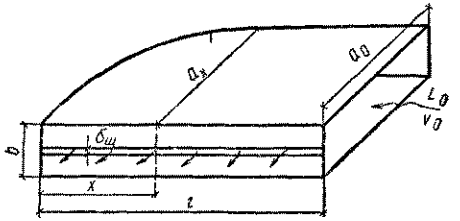


Рис. XI.16. Клинообразный воздуховод прямоугольного сечения с постоянным статическим давлением

l, b — длина и высота воздуховода; a_0 — начальная ширина воздуховода; L_0, v_0 — соответственно расход и скорость движения воздуха в начальном сечении воздуховода; $\delta_{щ}$ — ширина щели воздуховода

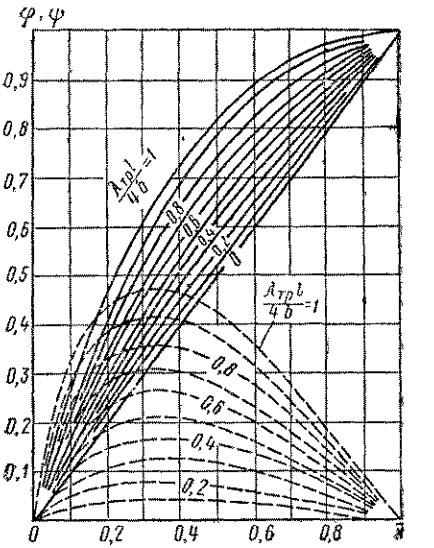


Рис. XI.17. Номограмма для определения коэффициентов φ (сплошные линии) и ψ (пунктирные линии)

дача воздуха осуществляется через продольную щель с отбортованными краями ($\mu_{вых}=0{,}81$; $\zeta_{вых}=1{,}5$). Скорость воздуха на выходе 6 м/с.

Решение. 1. Скорость воздуха в начальном сечении

$$v_0 = \frac{L_0}{3600\, a_0 b} = \frac{8000}{3600 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}7} = 6{,}35 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр в начальном сечении

$$d_v = \frac{2 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}7}{0{,}5 + 0{,}7} = 0{,}584 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{6{,}35 \cdot 0{,}584}{15{,}6 \cdot 10^{-6}} = 240\,000.$$

Коэффициент сопротивления трения по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \left(\frac{68}{240\,000} + \frac{0{,}1}{584} \right)^{0{,}25} = 0{,}016.$$

2. Вспомогательная величина

$$\frac{\lambda_{тр}\, l}{4b} = \frac{0{,}016 \cdot 3}{4 \cdot 0{,}7} = 0{,}017.$$

Результаты дальнейшего расчета сведены в табл. XI.7. Коэффициенты φ и ψ определены по номограмме на рис. XI.17. Искомая величина в сечениях через 0,5 м приведена в последней графе таблицы.

Таблица XI.7

Расчет к примеру XI.5

x, м	$\bar{x}$	φ	φa_0, м	ψ	ψb, м	a_x, м
0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,167	0,17	0,085	0,01	0,007	0,092
1	0,333	0,3	0,15	0,02	0,014	0,164
1,5	0,5	0,5	0,25	0,02	0,014	0,264
2	0,666	0,67	0,34	0,01	0,007	0,347
2,5	0,83	0,84	0,42	0,005	0,004	0,424
3	1	1	0,5	0	0	0,5

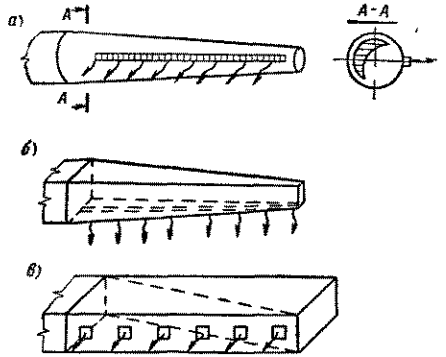


Рис. XI.18. Воздуховоды постоянного статического давления с линейно-изменяющейся площадью поперечного сечения

а — конусообразный; *б* — клинообразный; *в* — прямоугольный с разделительной стенкой

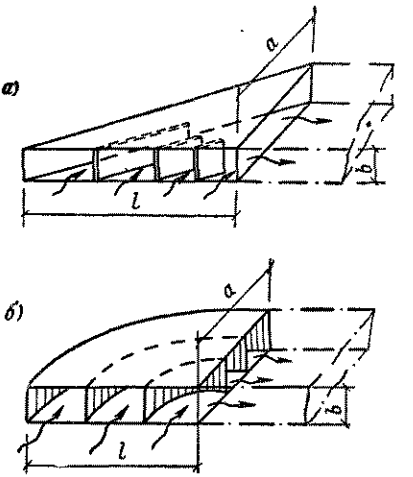


Рис XI.20. Конструкция воздуховодов равномерного всасывания с прямыми (*а*) и скругленными (*б*) рассечками

Рис. XI.19. Прямоугольный воздуховод равномерного всасывания постоянного поперечного сечения со щелью переменной ширины

В практике строительства находят широкое применение воздуховоды приблизительно равномерной раздачи воздуха, поскольку для упрощения заготовительных и монтажных работ целесообразно допустить некоторую неравномерность раздачи воздуха по длине. Это — воздуховоды с постоянным поперечным сечением и одинаковыми отверстиями для выпуска воздуха. Неравномерность раздачи можно оценить по кривым на рис. XI.15. Хорошие результаты дают клино- и конусообразные воздуховоды, у которых площадь поперечного сечения изменяется по длине линейно (рис. XI.18). Применяются также и ступенчатые воздуховоды, у которых размеры поперечного сечения отдельных участков изменяются по длине скачкообразно или плавно (с использованием конфузоров).

Равномерное всасывание воздуха может осуществляться воздуховодами различного конструктивного исполнения. Например, прямоугольными (рис. XI.19) или круглыми воздуховодами постоянного поперечного сечения со щелью переменной ширины. Эти воздуховоды обеспечивают постоянство расхода воздуха по их длине, однако скорость входа воздуха непостоянна по длине щели. При необходимости обеспечения постоянства по длине и расхода и скорости применяют воздуховоды переменного поперечного сечения с отверстием (щелью) постоянной ширины (рис. XI.20). Для выравнивания потока в эти воздуховоды встраивают рассечки разных конструкций. Назначение рассечек — выравнять сопротивления входу воздуха на различных участках воздуховода, сохранив постоянство ширины отверстия для входа воздуха.

Рассмотрим принцип расчета воздуховода равномерного всасыва-

ния при постоянном прямоугольном сечении (см. рис. XI.19). Выделим сечение x, в котором статическое давление (разрежение) равно $p_{стх}$, а динамическое давление

$$p_{дх} = \left(\frac{L_0}{lf_0}x\right)^2 \frac{\rho}{2}.$$

Потери давления на трение до сечения x (потери на смешение потоков не учитываются) равны:

$$\Delta p_{тр} = \int_0^x \lambda_{тр} \frac{\Pi_0}{4f_0} p_{дх}\, dx. \qquad (XI.105)$$

Подставив значения периметра Π_0, площади поперечного сечения f_0 и динамического давления $p_{дх}$, выраженные через a, b и x, и проинтегрировав равенство (XI.105) при условии $\lambda_{тр}=\text{const}$, получим:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр}\left(\frac{L_0}{f_0}\right)^2 \frac{\rho}{2}\frac{x^3}{3l^2}\frac{a+b}{2ab}. \qquad (XI.106)$$

Постоянная интегрирования равна нулю, так как при $x=0$ потери $\Delta p_{тр}=0$. Статическое давление в сечении x можно определить, во-первых, как сумму $\Delta p_{вхx=0}$, $\Delta p_{тр}$ и $p_{дх}$: во-вторых, через потери давления на входе в воздуховод через щель шириной δ_x:

$$p_{стх} = \Delta p_{вхx=0} + \Delta p_{тр} + p_{дх}; \qquad (XI.107)$$

$$p_{стх} = \zeta_{вх}\frac{\rho v_{вхx}^2}{2}. \qquad (XI.108)$$

С учетом выражений (XI.106), (XI.107) и (XI.108) можно записать уравнение

$$\zeta_{вх}\frac{\rho v_{вхx}^2}{2} = \zeta_{вх}\frac{\rho v_{вх\,x=0}^2}{2} + \frac{\lambda_{тр}}{6}\left(\frac{L_0}{f_0}\right)^2\frac{\rho}{2}\frac{x^3}{l^2}\frac{a+b}{ab} + \left(\frac{L_0}{f_0}\right)^2\frac{x^2}{l^2}\frac{\rho}{2}. \qquad (XI.109)$$

Если учесть, что

$$v_{вхx} = \left(\frac{L_0}{f_0}\right)\frac{f_0}{l\delta_x}, \quad \text{а} \quad v_{вхx=0} = \left(\frac{L_0}{f_0}\right)\frac{f_0}{l\delta_0},$$

то уравнение (XI.109), связывающее δ_x с x, можно записать в упрощенном виде:

$$\zeta_{вх}\frac{a^2b^2}{\delta_x^2} = \zeta_{вх}\frac{a^2b^2}{\delta_0^2} + \frac{\lambda_{тр}}{6}\frac{x^3}{b} + \frac{\lambda_{тр}}{6}\frac{x^3}{a} + x^2. \qquad (XI.110)$$

Решение уравнения относительно δ_x дает

$$\delta_x = \frac{b}{\sqrt{\dfrac{b^2}{\delta_0^2} + \dfrac{\lambda_{тр}x^3}{6\zeta_{вх}a^2b} + \dfrac{\lambda_{тр}x^3}{6\zeta_{вх}a^3} + \dfrac{x^2}{\zeta_{вх}a^2}}}. \qquad (XI.111)$$

Здесь δ_0 — начальный размер щели для входа воздуха в воздуховод; как правило, принимается $\delta_0=b$. Коэффициент местного сопротивле-

ния $\zeta_{вх}$ обычно равен 1,5. При этих условиях выражение (XI.111) можно преобразовать так:

$$\delta_x = \frac{1{,}22b}{\sqrt{1{,}5 + \frac{\lambda_{тр} x^3}{6a^2}\left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a}\right) + \frac{x^2}{a^2}}}. \qquad (XI.112)$$

Максимальная скорость в щели при $x=l$ равна $v_{вхl}=L_0/(l\delta_l)$. Эта скорость не должна превышать допустимую для данного помещения скорость в щели. Полное давление (разрежение) в сечении $x=l$ для учета в аэродинамическом расчете всей системы равно $p_п=p_{стl}-p_{дl}$.

Пример XI.6. Рассчитать воздуховод равномерного всасывания при постоянном по длине поперечном сечении и переменной по длине ширине щели. Сечение воздуховода 800×800 мм, длина $l=5$ м, расход удаляемого воздуха $L=10\,000$ м³/ч, материал воздуховода — сталь ($K=0{,}1$ мм), $\zeta_{вх}=1{,}5$.

Решение. 1. Средняя по длине воздуховода скорость

$$v_{ср} = \frac{0{,}5 \cdot 10\,000}{0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 3600} = 2{,}2 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный по скорости диаметр

$$d_v = \frac{2 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8}{0{,}8 + 0{,}8} = 0{,}8 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{2{,}2 \cdot 0{,}8}{15{,}6 \cdot 10^{-6}} = 110\,000.$$

Коэффициент сопротивления трения по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11\left(\frac{68}{110\,000} + \frac{0{,}1}{800}\right)^{0{,}25} = 0{,}018.$$

2. Ширина щели определяется по формуле (XI.112) с занесением результатов расчета в табл. XI.8.

Таблица XI.8

Расчет к примеру XI.6

x, м	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
δ_x, м	0,8	0,712	0,559	0,436	0,35	0,289	0,246	0,213	0,188	0,167	0,151

3. Максимальная скорость в щели

$$v_{вхl} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 5 \cdot 0{,}151} = 3{,}7 \text{ м/с}.$$

4. Полное давление (разрежение) в сечении $x=l$:

$$p_п = \frac{1{,}5 \cdot 3{,}7^2 \cdot 1{,}2}{2} - \frac{4{,}34^2 \cdot 1{,}2}{2} = 12{,}2 - 11{,}3 = 0{,}9 \text{ Па}.$$

Расчет воздуховодов равномерного всасывания при постоянных скоростях и расходах в щели постоянной ширины (см. рис. XI.20, *а, б*) сводится к обычному аэродинамическому расчету разветвленных систем. Специфика заключается в том, что целью расчета является подбор длины и шага рассечек, устанавливаемых в этих воздуховодах. Для расчета таких воздуховодов имеются инженерные способы, приведенные в справочных пособиях [44].

Глава XII
УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 58. КЛАССИФИКАЦИЯ КАЛОРИФЕРОВ

Калориферы — приборы, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции, системах кондиционирования воздуха, воздушного отопления, а также в сушильных установках.

По виду теплоносителя калориферы могут быть *огневыми, водяными, паровыми и электрическими.*

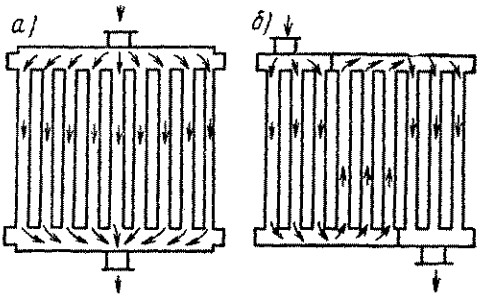


Рис XII 1 Схема движения теплоносителя в калориферах
а — одноходовых; *б* — многоходовых

Наибольшее распространение в настоящее время имеют водяные и паровые калориферы, которые подразделяют на *гладкотрубные и ребристые*; последние, в свою очередь, подразделяют на *пластинчатые и спирально-навивные.*

Различают *одноходовые* и *многоходовые* калориферы. В одноходовых теплоноситель движется по трубкам в одном направлении, а в многоходовых несколько раз меняет направление движения вследствие наличия в коллекторных крышках перегородок (рис. XII.1).

Калориферы выполняют двух моделей: *средней* (С) и *большой* (Б).

§ 59 УСТРОЙСТВО КАЛОРИФЕРОВ

Гладкотрубные калориферы (рис. XII.2) выполнены из стальных трубок диаметром 20—32 мм. Трубки калорифера *1* могут быть расположены в коридорном или в шахматном порядке. Концы их вварены в трубные доски *2*, к которым присоединены распределительная *3* и сборная *4* коробки. Теплоноситель — вода или пар — поступает через штуцер *5* в распределительную коробку, а затем, проходя по трубкам, нагревает их и через штуцер *6* удаляется из сборной коробки *4* в виде охлажденной воды или конденсата.

Холодный воздух подогревается, проходя в просветах между трубками. Ширина просветов составляет около 0,5 мм. Гладкотрубные калориферы применяют при малых количествах подогреваемого воздуха и малой степени его нагрева.

Пластинчатые калориферы (рис. XII.3) состоят из трубок *1*, на которые насажены пластинки *2* прямоугольной или круглой формы. Прямоугольные пластинки насажены на группу трубок. Теплоноситель поступает в калорифер через штуцер *3* в распределительную коробку *4*, а затем, отдав тепло нагреваемому воздуху, который проходит с большой скоростью через узкие каналы, удаляется через штуцер *5* из сборной коробки *6*. Для лучшего кантакта между пластинками и трубками наружная поверхность нагрева калориферов оцинковывается.

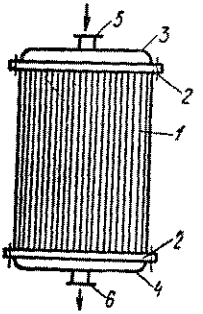


Рис. XII.2. Гладкотрубный калорифер

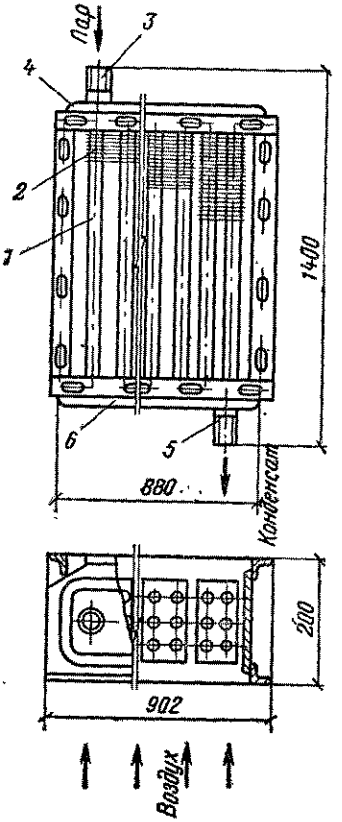


Рис. XII.3. Калорифер стальной пластинчатый

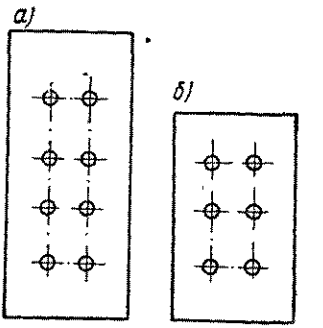


Рис. XII.4. Модели калориферов

а — большая; *б* — средняя

Пластинчатые калориферы имеют в настоящее время наибольшее распространение благодаря компактности, удобству монтажа и обслуживания. Они изготовляются различных марок, размеров и теплопроизводительности. Пластинчатые калориферы бывают двух моделей — большой и средней, имеющих по направлению движения воздуха соответственно четыре и три ряда трубок (рис. XII.4). Применяются калориферы следующих марок: одноходовые — КФС, КФБ, КВБ, К3ПП, К4ПП и СТД3009В; многоходовые — КМС, КМБ, К3ВП, К4ВП, КВС, КВБ и СТД3010Г.

Калориферы КФС и КФБ (КФС — средняя модель, КФБ — большая модель) имеют соответственно три и четыре ряда трубок, расположенных в коридорном порядке. Стальные пластинки толщиной 0,5 мм прямоугольной формы размером 117×136 мм (КФС) и 117×175 мм (КФБ) насажены соответственно на шесть и восемь трубок по всей их длине. Расстояние между пластинками в свету («живое сечение») 5 мм. Калориферы могут применяться при теплоносителях паре и воде. Штуцер для входа теплоносителя расположен наверху, а штуцер для выхода теплоносителя — внизу (по диагонали). Эти калориферы выпускаются десяти номеров — со второго по одиннадцатый — для работы при давлении теплоносителя до 0,8 МПа (8 кгс/см^2).

На рис. XII.5 показан одноходовой калорифер КВБ, отличие которого от калорифера КФС состоит в зигзагообразном вместо коридорного расположении трубок. Смещение осей трубок в поперечном направлении равно половине их наружного диаметра. Такое расположение

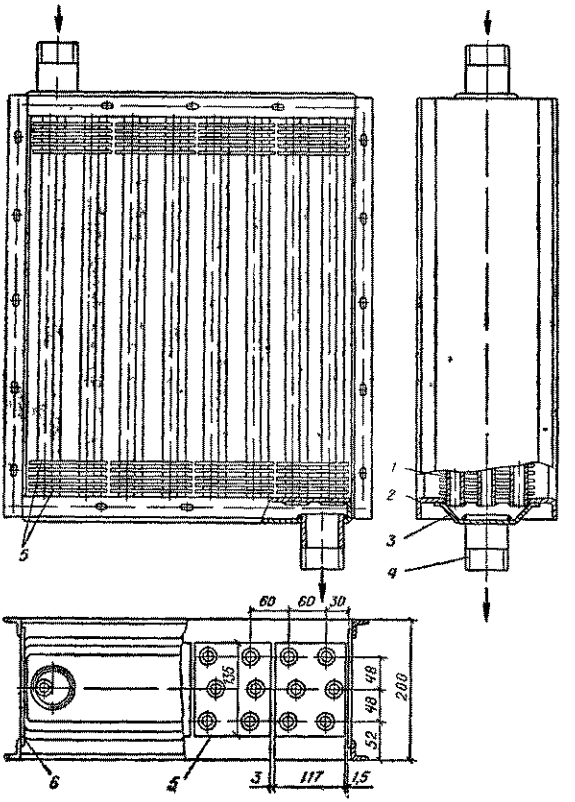


Рис. XII.5. Калорифер КВБ

1 — трубка для прохода теплоносителя; *2* — трубная решетка; *3* — коллекторная крышка; *4* — присоединительный штуцер; 5 — пластинки оребрения по всей длине трубок; *6* — боковой щиток

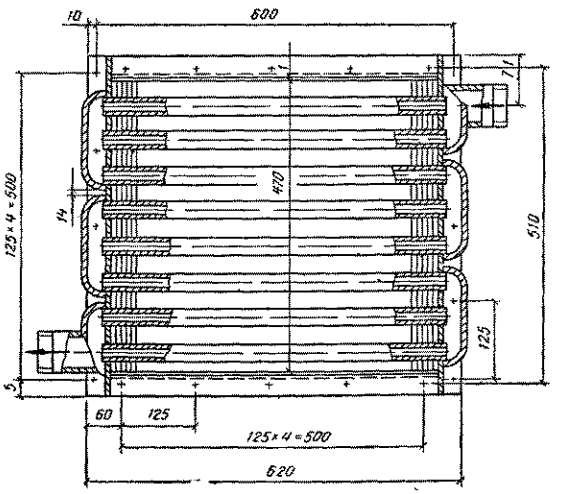


Рис. XII.6. Калорифер КМБ

на рисунке показано диагональное расположение штуцеров; как правило, оно должно быть одностороннim

трубок способствует турбулизации воздушного потока и увеличению коэффициента теплопередачи калориферов. Увеличение шага трубок в глубину снижает аэродинамическое сопротивление.

Калорифер КВБ по температурному режиму работы соответствует большой модели. При обогреве водой повышению теплоотдачи калориферов КВБ способствует их относительно небольшое живое сечение по теплоносителю.

Калориферы К3ПП и К4ПП (К3ПП — средняя модель, К4ПП — большая модель) по конструкции аналогичны калориферам КФС и КФБ. Цифра в обозначении марок указывает число рядов трубок по ходу движения воздуха, последняя буква П — что калорифер пластинчатый, буква П в середине — что калорифер в паровом исполнении.

Калориферы КМС и КМБ (КМС — средняя модель, КМБ, рис. XII.6, — большая модель) отличаются друг от друга габаритными размерами и площадью поверхности нагрева. Пластинки размером 117×136 мм (КМС) и 117×175 мм (КМБ) надеты соответственно на шесть и восемь трубок с шагом 5 мм. Толщина пластинок 0,5 мм. В коробках калориферов сделаны поперечные перегородки, с помощью которых создается последовательное движение воды по трубкам, приводящее к увеличению скорости ее движения и повышению теплоотдачи калориферов. Эти калориферы устанавливают горизонтально; при установке их в вертикальном положении необходимо предусматривать в камерах отверстия для спуска воды и удаления воздуха из отсеков.

Калориферы К3ВП и К4ВП (К3ВП — средняя модель, К4ВП — большая модель) по конструкции аналогичны калориферам КФС и КФБ, но они многоходовые и выпускаются для теплоносителя воды, на что указывает буква В в середине обозначения марок — водяные.

Калориферы КВС и КВБ многоходовые (КВС — средняя модель, КВБ — большая модель) имеют пластинки, выполненные с диагональными гофрами для турбулизации потока воздуха, что способствует увеличению коэффициента теплопередачи калориферов. Толщина пластинок 0,5 мм. Пластинки насажены на трубки с шагом 5,5 мм. Внутренний диаметр трубок 12,8 мм, наружный диаметр 16 мм. Трубки расположены со смещением по ходу движения воздуха на половину диаметра, т е. на 8 мм. Теплоноситель 4 раза меняет направление своего движения. Калориферы имеют съемные боковые щитки, что позволяет образовывать сплошную поверхность нагрева.

Эти калориферы предназначены для теплоносителя воды; их устанавливают с горизонтальным расположением трубок и входных патрубков, обеспечивая возможность удаления из них воздуха и спуска воды.

Калориферы СТД3009В и СТД3010Г (рис. XII.7) имеют плоскоовальные трубки размером 75×10 мм. Глубина пластинок калориферов 90 мм, а шаг 3,7 мм. Калориферы СТД изготовляют пяти номеров (№ 5, 7, 8, 9, 14). Калориферы СТД3009В применяют как паровые и устанавливают с вертикальным расположением трубок, а калориферы СТД3010Г применяют как водяные и устанавливают с горизонтальным расположением трубок.

Спирально-навивные калориферы (оребренные) изготовляют двух моделей: средней КФСО и большой КФБО. Поверхность нагрева оребренных калориферов создается навивкой стальной гофрированной ленты толщиной 0,4 мм и шириной 10 мм на трубки, по которым циркулирует теплоноситель; шаг ребер 4 мм (рис. XII.8). Трубки калориферов расположены в шахматном порядке. Эти калориферы выпускаются од-

ноходовыми и могут применяться при теплоносителях паре и воде при вертикальном расположении трубок.

Электрические калориферы. Промышленность выпускает электрические калориферы (рис. XII.9), разработанные применительно к кондиционерам типа Кт-10, Кт-20 и Кт-40 производительностью по воздуху 10, 20 и 40 тыс. м³/ч. Тепловая мощность электрокалориферов 10, 50,

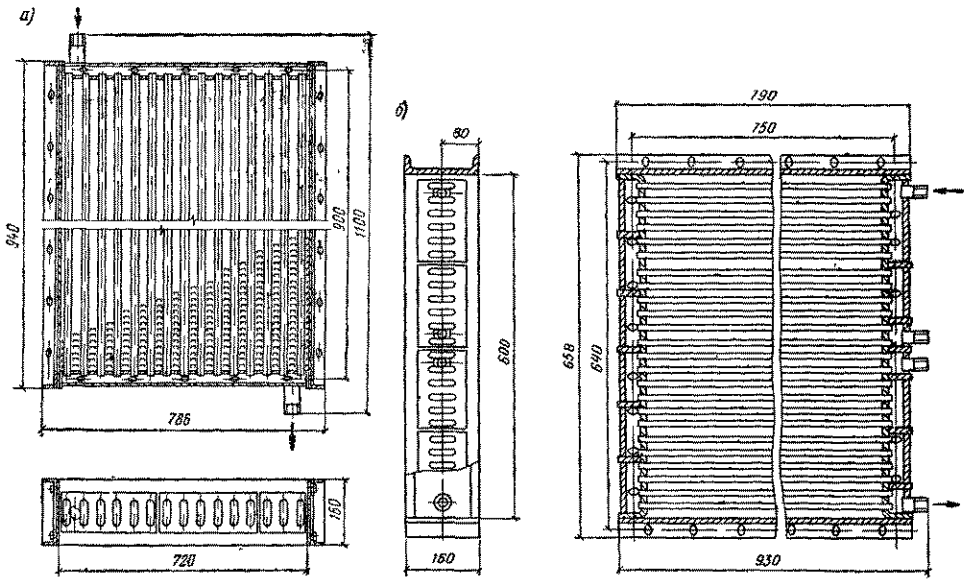


Рис. XII.7. Калорифер СТД

а — одноходовой СТД3009В № 7; *б* — многоходовой СТД3010 Г № 5

150 и 200 кВт. Электрокалориферы могут переключаться для питания током напряжением 220 и 380 В.

Электрокалорифер состоит из кожуха и трубчатых нагревательных элементов. Трубки нагревательных элементов оребрены алюминием для увеличения площади поверхности нагрева. Нагревательные элементы установлены внутри кожуха в несколько рядов и разделены на самостоятельно регулируемые секции, с помощью которых можно регулировать степень нагрева воздуха.

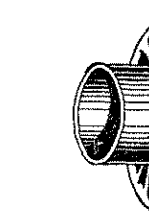


Рис. XII.8. Трубка калорифера со спирально-навивным оребрением

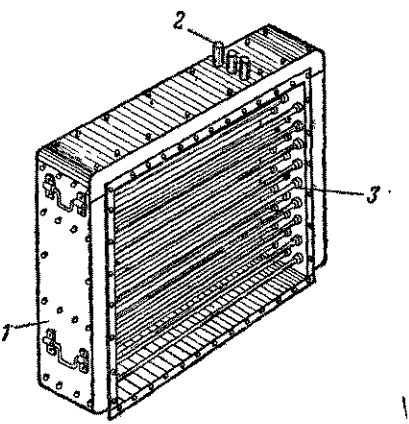


Рис. XII.9. Электрокалорифер

1 — корпус; *2* — подвод электропроводов; *3* — нагревательные элементы

Достоинство электрокалориферов — отсутствие промежуточных теплоносителей, таких, как пар или вода, в связи с чем отпадает необходимость в устройстве громоздкой системы теплоснабжения.

Стоимость производства 1 Вт тепла в электрокалориферах выше, чем в калориферах, использующих в качестве теплоносителя пар или воду. Однако в связи с быстрым ростом производства электроэнергии в нашей стране стоимость получения тепла в электрокалориферах будет постоянно снижаться.

Расчет электрокалориферов сводится к определению их установочной мощности для получения требуемой теплоотдачи, а также необходимого их числа.

§ 60. УСТАНОВКА КАЛОРИФЕРОВ

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной (рис. XII.10). В первом случае воздух встречает на своем пути сопротивление только одного калорифера при сравнительно небольшой скорости, а во втором он преодолевает сопротивление нескольких последовательно установленных калориферов при значительно большей скорости, чем в первом случае, в связи с чем сопротивление проходу воздуха при последовательной установке значительно больше, чем при параллельной.

Параллельная установка калориферов по воздуху применяется тогда, когда требуется нагреть большое количество воздуха на небольшую разность температур, а *последовательная* установка калориферов по воздуху необходима при большой степени нагрева воздуха, т. е. при большой разности конечной и начальной температур $t_к$ и $t_н$.

При выборе схемы установки калориферов по воздуху следует обращать внимание на то, чтобы массовая скорость $v\rho$ движения воздуха в живом сечении калориферов находилась в пределах 4—12 кг/(с·м^2).

В калориферной установке все калориферы должны быть одинаковыми по типу, модели и номеру.

Для регулирования теплоотдачи калорифера и изменения степени нагрева воздуха предусматривают установку обводного клапана (рис. XII.11). Регулирование температуры приточного воздуха осуществляют путем открытия обводного клапана и пропуска через него некоторого количества холодного воздуха, минуя калориферы. При теплоносителе паре установка обводного клапана обязательна, так как пар не поддается качественному регулированию, а температура его слишком высока ($\geqslant 100°$ С). Количественное регулирование пара не может быть применено, так как в малом количестве он быстро отдает тепло и калориферы могут замерзнуть. При теплоносителе воде установка обводного клапана возможна, но не обязательна.

Обвязку калориферов трубопроводами осуществляют по двум схемам — параллельной и последовательной (рис XII.12).

Если в качестве теплоносителя применяется вода, то обвязка калориферов трубопроводами возможна как по параллельной, так и по последовательной схемам. При теплоносителе воде для увеличения теплоотдачи калориферов и уменьшения площади их поверхности нагрева предпочтение следует отдавать последовательной схеме движения воды по трубкам, при которой скорость движения воды увеличивается до 0,2 — 0,4 м/с. Однако не следует стремиться увеличивать скорость воды более 0,5 м/с, так как в этом случае не наблюдается значительного увеличения теплоотдачи, а гидравлическое сопротивление калориферов возрастает значительно.

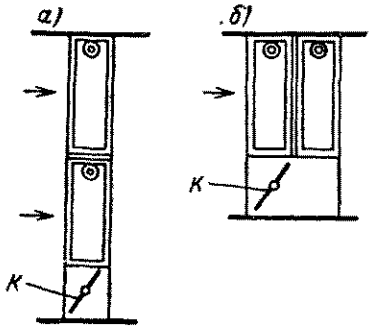


Рис. XII.10. Схемы установки калориферов по воздуху

а — параллельно; *б* — последовательно; *К* — обводной клапан

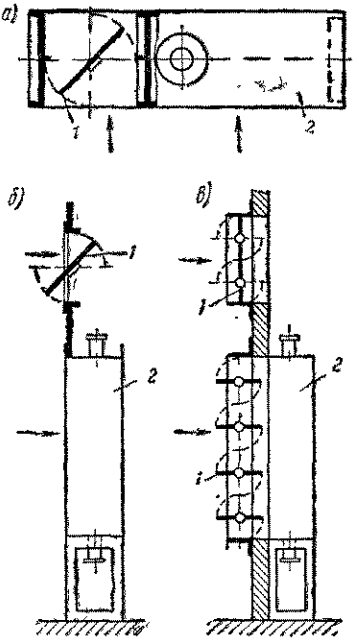


Рис. XII.11. Обводные клапаны *1* калориферов *2*

а — вертикальный; *б* — горизонтальный; *в* — двойной многостворчатый

При теплоносителе паре применяется только параллельная схема обвязки калориферов трубопроводами.

Приведенные на рис. XII.12 схемы *III* обвязки многоходовых калориферов применяются только при теплоносителе воде и горизонтальном расположении трубок.

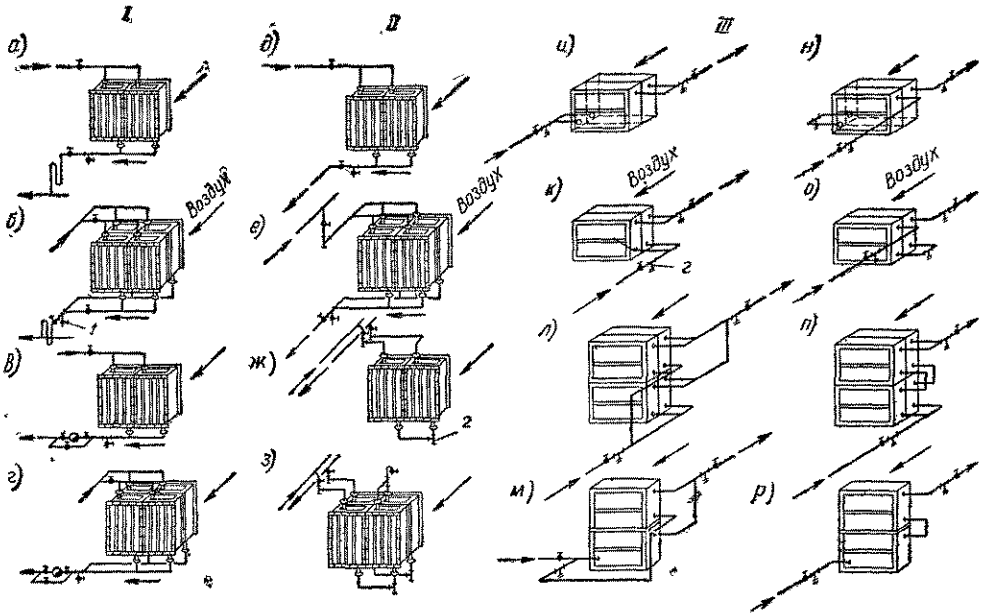


Рис XII.12. Схемы присоединения калориферов к трубопроводам

I — паровых, *II* — водяных одноходовых; *III* — водяных многоходовых; *а* и *б* — при $p<0{,}3$ МПа (ат); *в* и *г* — при $p>0{,}3$ МПа (ат), *д*, *е*, *и*, *к*, *л* и *м* — параллельное присоединение к трубопроводам; *ж*, *з*, *н*, *о*, *п* и *р* — последовательное присоединение к трубопроводам

Одноходовые калориферы на паре и на воде можно устанавливать с вертикальным и горизонтальным расположением трубок.

§ 61 РАСЧЕТ КАЛОРИФЕРОВ

Расход тепла для нагревания воздуха определяется по формулам:

$$\left.\begin{aligned} Q' &= Gc\,(t_к - t_н);\\ Q &= 0{,}278Q', \end{aligned}\right\} \qquad (XII.1)$$

где Q' — расход тепла для нагревания воздуха, кДж/ч (ккал/ч); Q — то же, Вт; 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт; G — массовое количество нагреваемого воздуха, кг/ч, равное $L\rho$ [здесь L — объемное количество нагреваемого воздуха, м³/ч; ρ — плотность воздуха (при температуре $t_к$), кг/м³]; c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К) [0,24 ккал/(кг·°С)]; $t_к$ — температура воздуха после калорифера, °С; $t_н$ — температура воздуха до калорифера, °С.

Для калориферов первой ступени подогрева температура $t_н$ равна температуре наружного воздуха.

Температура наружного воздуха принимается равной расчетной вентиляционной $t_н^в$ (параметры климата категории А) при проектировании общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с избытками влаги, тепла и газами, ПДК которых больше 100 мг/м³. При проектировании общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газами, ПДК которых меньше 100 мг/м³, а также при проектировании приточной вентиляции для компенсации воздуха, удаляемого через местные отсосы, технологические вытяжки или системы пневматического транспорта, температура наружного воздуха принимается равной расчетной наружной температуре $t_н$ для проектирования отопления (параметры климата категории Б).

В помещение без теплоизбытков следует подавать приточный воздух с температурой, равной температуре внутреннего воздуха $t_в$ для данного помещения. При наличии теплоизбытков приточный воздух подают с пониженной температурой (на 5—8° С). Приточный воздух с температурой ниже 10° С не рекомендуется подавать в помещение даже при наличии значительных тепловыделений из-за возможности возникновения простудных заболеваний. Исключение составляют случаи применения специальных анемостатов.

Необходимая площадь поверхности нагрева калориферов $F_к$, м², определяется по формуле

$$F_к = \frac{(1{,}1 - 1{,}2)\,Q}{K\,(t_{ср.т} - t_{ср.в})}, \qquad (XII.2)$$

где Q — расход тепла для нагревания воздуха, Вт (ккал/ч); K — коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)]; $t_{ср.т}$ — средняя температура теплоносителя, °С; $t_{ср.в}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер, °С, равная $(t_н + t_к)/2$.

Если теплоносителем служит пар, то средняя температура теплоносителя $t_{ср.т}$ равна температуре насыщения при соответствующем давлении пара.

Для воды температура $t_{ср.т}$ определяется как среднее арифметическое температуры горячей и обратной воды:

$$t_{ср.т} = \frac{t_г + t_о}{2}.$$

Коэффициент запаса 1,1—1,2 учитывает потери тепла на охлаждение воздуха в воздуховодах.

Коэффициент теплопередачи калориферов K зависит от вида теплоносителя, массовой скорости движения воздуха $v\rho$ через калорифер, геометрических размеров и конструктивных особенностей калориферов, скорости движения воды по трубкам калорифера.

Под массовой скоростью понимают массу воздуха, кг, проходящего за 1 с через 1 м² живого сечения калорифера. Массовая скорость $v\rho$, кг/(с·м²), определяется по формуле

$$v\rho = \frac{G}{3600 f_{ж}}. \qquad \text{(XII.3)}$$

Введение массовой скорости упрощает расчет, так как в отличие от линейной массовая скорость в процессе нагревания воздуха остается постоянной вследствие неизменности его массы при нагреве.

Требуемую площадь живого сечения калорифера определяют, предварительно задавшись массовой скоростью $v\rho$:

$$f_{ж} = \frac{G}{3600 v\rho}. \qquad \text{(XII.4)}$$

По площади живого сечения $f_{ж}$ и поверхности нагрева $F_{к}$ подбирают модель, марку и число калориферов. После выбора калориферов уточняют по действительной площади живого сечения калорифера $f_{д}$ данной модели массовую скорость движения воздуха:

$$v\rho = \frac{G}{3600 f_{д}}. \qquad \text{(XII.5)}$$

Коэффициент теплопередачи калориферов, определяемый опытным путем, приводится в таблицах или на графиках.

При теплоносителе паре коэффициент K выражается формулой

$$K = A (v\rho)^{n}, \qquad \text{(XII.6)}$$

а при теплоносителе воде — формулой

$$K = A_1 (v\rho)^{n_1} w^{m}, \qquad \text{(XII.7)}$$

где A, A_1, n, n_1 и m — коэффициенты и показатели степеней, зависящие от конструкции калорифера; числовые значения их даны в табл. XII.1.

Скорость движения воды в трубках калорифера w, м/с, определяется по формуле

$$w = \frac{Q'}{3600 \rho_{в} c_{в} f_{тр} (t_{г} - t_{о})}, \qquad \text{(XII.8)}$$

где Q' — расход тепла для нагревания воздуха, кДж/ч (ккал/ч); $\rho_{в}$ — плотность воды, равная 1000 кг/м³, $c_{в}$ — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К) [1 ккал/(кг·°С)]; $f_{тр}$ — площадь живого сечения для прохода теплоносителя, м², $t_{г}$ — температура горячей воды в подающей магистрали, °С; $t_{о}$ — температура обратной воды, °С.

На теплоотдачу калориферов влияет схема обвязки их трубопроводами. При параллельной схеме присоединения трубопроводов через отдельный калорифер проходит только часть теплоносителя, а при последовательной схеме через каждый калорифер проходит весь расход теплоносителя.

Сопротивление калориферов проходу воздуха p, Па, выражается следующей формулой:

$$p = B (v\rho)^{z}, \qquad \text{(XII.9)}$$

где B и z — коэффициент и показатель степени, которые зависят от конструкции калорифера.

Таблица XII.1

Расчетные формулы для коэффициента теплопередачи и сопротивления калориферов

Марка калорифера	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м² · К)			Сопротивление одного ряда калориферов проходу воздуха p, Па
	при теплоносителе паре	при теплоносителе воде, движущейся в трубках калорифера со скоростью w, м/с		
		0,02—0,25	0,25—1	
КФС	$14,07(v\rho)^{0,566}$	$15,24(v\rho)^{0,331}w^{0,166}$	$12,91(v\rho)^{0,393}w^{0,106}$	$1,197(v\rho)^{1,76}$
КФБ	$11,63(v\rho)^{0,42}$	$15,24(v\rho)^{0,331}w^{0,166}$	$11,05(v\rho)^{0,446}w^{0,094}$	$1,715(v\rho)^{1,72}$
КВБ (одноходовой)	$17,75(v\rho)^{0,351}$	$21,22(v\rho)^{0,257}w^{0,192}$	$17,75(v\rho)^{0,343}w^{0,149}$	$1,485(v\rho)^{1,69}$
КФСО	$18,55(v\rho)^{0,44}$	$22,23(v\rho)^{0,384}w^{0,201}$	$16,55(v\rho)^{0,501}w^{0,122}$	$3,29(v\rho)^{2,01}$
КФБО	$16,5(v\rho)^{0,456}$	$20,75(v\rho)^{0,381}w^{0,178}$	$14,75(v\rho)^{0,517}w^{0,133}$	$4,23(v\rho)^{1,94}$
СТД3009В, СТД3010Г	$17,18(v\rho)^{0,339}$	$18,8(v\rho)^{0,302}w^{0,149}$	$15,35(v\rho)^{0,371}w^{0,081}$	$1,53(v\rho)^{1,73}$
КВС (многоходовой)	—	$19,72\,(v\rho)^{0,32}\,w^{0,13}$		$2,72\,(v\rho)^{1,65}$
КВБ (многоходовой)	—	$20,81\,(v\rho)^{0,32}\,w^{0,132}$		$2,16\,(v\rho)^{1,62}$

Формулы для определения сопротивления калориферов приведены в табл. XII.1.

Сопротивление последовательно расположенных калориферов равно:

$$\Delta p = pm, \qquad \text{(XII.10)}$$

где m — число последовательно расположенных калориферов.

Расчет заканчивается проверкой теплопроизводительности (теплоотдачи) калориферов по формуле

$$\left.\begin{aligned} Q_к &= F_к K (t_{ср.т} - t_{ср\,в}); \\ Q_к' &= 3,6 Q_к, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XII.11)}$$

где $Q_к$ — теплоотдача калориферов, Вт (ккал/ч); $Q_к'$ — то же, кДж/ч, 3,6 — коэффициент перевода Вт в кДж/ч $F_к$ — площадь поверхности нагрева калориферов, м², принятая в результате расчета калориферов данного типа; K — коэффициент теплопередачи калориферов, Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)]; $t_{ср\,в}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер, °С; $t_{ср\,т}$ — средняя температура теплоносителя, °С.

При расчете калориферов для нагревания воздуха в приточной системе общеобменной вентиляции, когда температура наружного воздуха зимой принимается по параметрам климата категории А, температура воды в горячей и обратной магистралях берется по графику температуры воды в тепловой сети в зависимости от температуры наружного воздуха.

При подборе калориферов запас на расчетную площадь поверхности нагрева принимается в пределах 15—20%, на сопротивление проходу воздуха — 10% и на сопротивление движению воды — 20%.

§ 62. ЗАЩИТА КАЛОРИФЕРОВ ОТ ЗАМЕРЗАНИЯ

Причинами замерзания калориферов, работающих на паре, могут быть недостаточная производительность или неправильная установка конденсатоотводчиков, падение давления пара, неисправность запорной арматуры на паропроводах перед калориферами. Все это

приводит к скапливанию конденсата в нижней части калориферов и замерзанию их при низких температурах.

При теплоносителе воде калориферы могут замерзать при малых скоростях теплоносителя, особенно при движении воды снизу вверх. Поэтому наибольшей опасности замерзания подвергаются калориферы с последовательным соединением по теплоносителю (при движении воды снизу вверх), и в этом случае необходимо стремиться к повышению скорости движения воды в трубках калорифера. С этой целью при последовательном соединении калориферов по теплоносителю следует применять многоходовые калориферы с горизонтальным расположением трубок. Снижение запаса площади поверхности нагрева и организация подачи воды сверху вниз уменьшают опасность замерзания калориферов. Для предотвращения замерзания калориферов, а также для поддержания нормальной их работы необходимо соблюдение установленных параметров теплоносителя и расчетных объемов и температур нагреваемого воздуха, проходящего через калориферы. В местах поступления в приточную вентиляционную камеру наружного воздуха обязательна установка утепленного, легко и плотно закрывающегося клапана. Очистка горячей воды в фильтре-грязевике перед ее поступлением в калориферы способствует нормальной эксплуатации трубок калориферов (предотвращает их засорение) и является существенной мерой против их замерзания. С этой же целью необходимо промывать трубки калориферов 1 раз в 2—3 года.

Пример XII.1. Подобрать калориферную установку из калориферов КФБ для нагревания 59 250 кг/ч воздуха при следующих условиях: расчетная наружная температура для отопления $t_н = -35°$ С (параметры климата категории Б); расчетная наружная температура для проектирования вентиляции $t_н^в = -23°$ С (параметры климата категории А); температура нагретого (приточного) воздуха $t_к = 25°$ С; теплоноситель — перегретая вода с $t_г = 150°$ С и $t_о = 70°$ С.

Решение. 1. Определяем по формуле (XII.1) расход тепла на подогрев приточного воздуха:

$$Q' = 59\,250 \cdot 1\,[25 - (-23)] = 2\,850\,000 \text{ кДж/ч};$$

$$Q = 0{,}278 \cdot 2\,850\,000 = 793\,000 \text{ Вт}.$$

2. Задаваясь массовой скоростью $vp = 9$ кг/(с·м²), определяем по формуле (XII.4) необходимую площадь живого сечения калориферной установки:

$$f_ж = \frac{59\,250}{3600 \cdot 9} = 1{,}815 \text{ м}^2.$$

Калориферов с такой площадью живого сечения по воздуху не имеется, и приходится ставить параллельно три калорифера марки КФБ-11 сечением по 0,638 м²:

$$f_д = 3 \cdot 0{,}638 = 1{,}914 \text{ м}^2.$$

3. Определяем по формуле (XII.5) действительную массовую скорость движения воздуха:

$$vp = \frac{59\,250}{3600 \cdot 1{,}914} = 8{,}65 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}.$$

4. Принимаем последовательную установку калориферов по воде, поэтому вся вода должна пройти через площадь сечения трубок каждого калорифера.

Площадь сечения трубок одного калорифера КФБ-11 составляет $f_{тр} = 0{,}0163$ м².

5. Определяем параметры воды при входе в калорифер и при выходе из него $t'_г$ и $t'_о$ по температурному графику (построение которого известно из курсов отопления и теплоснабжения) в зависимости от $t_н$. При $t_н = -23°$ С температуры $t'_г = 126°$ С и $t'_о = 60°$ С.

6. Определяем по формуле (XII.8) скорость воды в трубках калорифера:

$$w = \frac{2\,850\,000}{3600 \cdot 1000 \cdot 4{,}19 \cdot 0{,}0163(126-60)} = 0{,}175 \text{ м/с}.$$

Таблица XII 2

Теплотехнические характеристики калориферов

Марка калорифера	Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя, м/с	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·К), при массовой скорости движения воздуха $\upsilon\rho$, кг/(с·м²)								
			4	5	6	7	8	9	10	11	12
КФС	Пар	—	23,8	25,4	27,1	28,8	30	31,9	32,7	34,2	34,9
	Вода	0,06	15,1	16,2	16,9	17,7	18,5	19	19,6	20,3	20,8
		0,08	15,3	16,9	17,8	18,7	19,5	20,5	21	21,6	22,2
		0,1	16,6	17,8	18,7	19,8	20,7	21,6	22,2	22,9	23,5
		0,2	19,1	20,5	21,7	23,1	24,3	25,2	26,2	27,1	27,9
		0,3	20,1	21,7	23	24,6	25,8	27	27,9	28,9	29,9
		0,5	21,1	23	24,4	26	27,5	29	30,2	31,4	32,6
		0,8	21,9	24	25,7	27,3	29	30,3	31,9	32,8	34,5
КФБ	Пар	—	20,8	22,7	24,6	26,2	27,9	29,3	30,6	31,5	33
	Вода	0,06	14,5	15,6	16,5	17,3	18	18,7	19,4	20	20,7
		0,08	15,1	16,4	17,3	18,2	19,2	19,8	20,6	21,3	22,1
		0,1	15,8	17,1	18,1	19,2	20,1	20,9	21,9	22,6	23,5
		0,2	17,7	19,5	20,9	22,2	23,6	24,5	25,7	26,7	27,9
		0,3	18,8	20,6	22,2	23,6	25	26,2	27,4	28,5	29,9
		0,5	19,8	21,9	23,4	25,2	26,6	27,1	29,5	30,8	32,1
		0,8	20,2	22,4	24,2	25,8	27,7	29,2	30,7	31,9	33,5
КФБО	Пар	—	31	34,4	37,3	40	42,7	44,9	47,2	49,3	52,3
	Вода	0,06	20,5	22,3	23,7	25	26,3	27,4	28,6	29,6	30,7
		0,08	21,6	23,5	25,1	26,6	28,1	29,5	30,7	31,8	33,1
		0,1	22,7	24,6	26,5	28,3	29,9	31,4	32,8	33,9	35,2
		0,2	25,6	28,4	30,7	32,9	34,9	36,7	38,7	40,5	42
		0,3	27,1	30,1	32,9	35,5	37,9	40,3	42,4	44,3	46,3
		0,5	28,6	32,1	35,3	38,4	41	43,7	46,2	48,6	50,8
		0,8	29,5	33,3	36,9	40,1	43,3	46	48,8	51,3	54,2
СТД	Пар	—	27,3	29,3	31	32,8	34,3	35,6	36,9	37,8	38,8
	Вода	0,06	18,1	19,3	20,3	21,3	22,1	22,9	23,5	24,2	24,9
		0,08	19,1	20,5	21,5	22,5	23,5	24,3	25,1	25,7	26,4
		0,1	19,8	21,1	22,4	23,6	24,4	25,5	26,3	27	27,9
		0,2	22,3	24,1	25,6	27,1	28,4	29,5	30,6	31,6	32,7
		0,3	23,5	25,3	27,1	28,6	30	31,3	32,6	33,6	34,5
		0,5	24,4	26,5	28,4	30,1	31,5	32,9	34,2	35,3	36,6
		0,8	25,1	27,2	29,2	31,2	32,7	34,2	35,7	36,9	38
КВБ (одноходовой)	Пар	—	28,9	31,4	33,3	34	35,6	38,4	39,8	41	42,7
	Вода	0,06	18,5	19,6	20,5	21,4	22,1	23	23,4	24,1	24,4
		0,08	19,6	20,9	22	22,9	23,5	24,3	25	25,6	26,2
		0,1	20,7	22	23,1	23,9	24,6	25,6	26,4	27,2	27,9
		0,2	23,4	24,8	26,3	27,7	28,8	29,9	30,9	31,7	32,6
		0,3	24,8	26,6	28,4	29,3	31	31,7	33,5	34,5	35,3
		0,5	26,5	28,6	31,2	32,1	33,9	35	36,7	38	39,3
		0,8	27,8	30	32,2	33,5	35,8	37,1	38,9	39,8	41,6

Продолжение табл. XII.2

Марка калорифера	Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя, м/с	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·К), при массовой скорости движения воздуха $v\rho$, кг/(с·м²)								
			4	5	6	7	8	9	10	11	12
КВС (многоходовой)	Вода	0,2	25,6	27,5	29,1	30,6	31,8	33,2	34,2	35,4	36,4
		0,3	26,3	28,2	29,9	31,4	32,8	34	35,2	36,3	37,4
		0,5	28,2	30,3	31,9	33,5	35	36,4	37,6	38,8	40
		0,8	29,8	32,2	33,9	35,7	37,2	38,6	40	41,2	42,5
КВБ (многоходовой)	»	0,2	26,2	28,2	29,8	31,3	32,7	33,8	36,1	36,2	37,2
		0,3	27,7	29,6	31,4	33	34,5	35,8	37	38,2	39,3
		0,5	29,6	31,8	33,6	35,4	36,9	38,3	39,7	40,8	42,1
		0,8	31,5	33,8	35,8	37,6	39,3	40,8	42,4	43,5	44,8

7. По табл. XII.2 находим при $w=0{,}175$ м/с и $v\rho=8{,}65$ кг/(с·м²) коэффициент теплопередачи $K=23{,}7$ Вт/(м²·К).

8. Определяем суммарную теплопроизводительность трех калориферов КФБ-11 с площадью поверхности нагрева каждого $F_к=69{,}9$ м². Тогда по формуле (XII.11) при $\Sigma F_к=69{,}9\cdot 3=209{,}7$ м²:

$$Q_к = 209{,}7\cdot 23{,}7\left(\frac{126+60}{2}-\frac{-23+25}{2}\right)=460\,000\text{ Вт}.$$

Из расчета видно, что в одном ряду калориферов нагреть воздух от —23° до +25° С, т. е. на 48° С, нельзя. Тогда принимаем к установке не три, а шесть таких же калориферов, группируя их в два ряда последовательно, по три в ряду. Подключение калориферов производим так, чтобы вода проходила через все шесть калориферов последовательно. В этом случае скорость воды в трубках калориферов останется прежней и будет равна 0,175 м/с, а $v\rho=8{,}65$ кг/(с·м²), чему соответствует $K=23{,}7$ Вт/(м²·К).

9. Теплопроизводительность в этом случае составит:

$$Q_к = 69{,}9\cdot 6\cdot 23{,}7\left(\frac{126+60}{2}-\frac{-23+25}{2}\right)=920\,000\text{ Вт}.$$

10. Запас будет равен:

$$\frac{920\,000-793\,000}{793\,000}100=16{,}1\%.$$

11. Потери давления по воздуху для двух рядов калориферов по табл. XII.3 составят:

$$\Delta p = 70{,}3\cdot 2=140{,}6\text{ Па}.$$

12. Сопротивление движению воды определяют по таблицам или по графикам, приведенным в справочной литературе.

Сопротивление одного калорифера $p_1=505$ Па, а всех шести калориферов

$$p=505\cdot 6=3030\text{ Па}.$$

Таблица XII.3

Аэродинамические характеристики калориферов

Марка калорифера	Сопротивление одного ряда калориферов проходу воздуха p, Па, при массовой скорости $v\rho$, кг/(с·м²)								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
КФС и КМС	13,7	20,6	28,4	37,2	47	56,8	68,6	81,3	95,1
КФБ и КМБ	18,6	27,4	37,2	49	60,8	75,5	90,2	105,8	124,5
КФСО	52,9	83,3	113,7	164,6	214,6	269,5	335,2	403,8	485,1
КФБО	64,7	98,9	140,1	190,1	244	307,7	380,2	451,8	540,9
СТД	16,7	24,5	34,3	44,1	55,9	68,6	82,3	97	114,7
КВБ (одноходовой)	15,7	22,5	31,6	40,2	50	61,7	73,5	86,2	99,9
КВС (многоходовой)	27,6	39,8	53,8	69,5	86,5	105,1	125,1	146,4	169
КВБ (многоходовой)	20,3	29,8	40,1	51,5	63,9	77,3	91,7	107	120

Пример XII.2. Подобрать калориферную установку из калориферов КВБ (одноходовых) для нагревания 18000 кг/ч воздуха при следующих условиях: расчетная наружная температура для отопления $t_н = -25°$ С; расчетная наружная температура для проектирования вентиляции $t_н^в = -15°$ С; температура нагретого (приточного) воздуха $t_к = 12°$ С; теплоноситель пар давлением 0,14 МПа (1.4 кгс/см²).

Решение. 1. Определяем по формуле (XII.1) расход тепла на нагревание воздуха:

$$Q' = 18\,000 \cdot 1\,(12 + 15) = 486\,000 \text{ кДж/ч};$$

$$Q = 0{,}278 \cdot 486\,000 = 135\,000 \text{ Вт}.$$

2. Задаваясь массовой скоростью $v\rho = 8$ кг/(с·м²), определяем по формуле (XII.4) необходимую площадь живого сечения калориферной установки:

$$f_ж = \frac{18\,000}{3600 \cdot 8} = 0{,}625 \text{ м}^2.$$

3. Подбираем по каталогу больший размер калорифера, исходя из площади живого сечения по воздуху. Принимаем калорифер КВБ-11, у которого $f_ж = 0{,}638$ м².

4. Определяем по формуле (XII.5) действительную массовую скорость:

$$v\rho = \frac{18\,000}{3600 \cdot 0{,}638} = 7{,}8 \text{ кг/(с·м²)}$$

5. Определяем коэффициент теплопередачи K по табл XII.2 при $v\rho = 7{,}8$ кг/(с·м²) значение $K = 35{,}5$ Вт/(м²·К).

6. Определяем температуру теплоносителя (пара) при $p = 0{,}14$ МПа (см. ч. I учебника): $t_{пар} = 108{,}7°$ С.

7. Разность температур составит:

$$\Delta t = t_{пар} - \frac{t_н + t_к}{2} = 108{,}7 - \frac{-15+12}{2} = 107{,}2° \text{ С}.$$

8. Определяем по формуле (XII.2) необходимую площадь поверхности нагрева калорифера без учета коэффициента запаса:

$$F_к = \frac{135\,0\,00}{35{,}5 \cdot 107{,}2} = 36{,}6 \text{ м}^2.$$

Принятый нами калорифер КВБ-11 имеет поверхность нагрева площадью 54,6 м².

9. Определяем запас площади поверхности нагрева калорифера:

$$\frac{54{,}6 - 36{,}6}{36{,}6} 100 = 49{,}3\%.$$

Запас велик. Обычно для калориферов, работающих на паре, принимают запас до 20%.

Принимаем к установке вместо марки КВБ-11 марку КВБ-8.

10. Площадь живого сечения по воздуху калорифера КВБ-8 составляет 0,416 м²; площадь поверхности нагрева 35,7 м².

11. Определяем по формуле (XII.5) массовую скорость в живом сечении калорифера КВБ-8:

$$v\rho = \frac{18\,000}{3600 \cdot 0{,}416} = 12 \text{ кг/(с·м²)}.$$

12. Определяем по табл. XII.2 коэффициент теплопередачи K, соответствующий этой массовой скорости при $v\rho = 12$ кг/(с·м²) значение $K = 42{,}7$ Вт/(м²·К).

13. Теплопроизводительность калорифера по формуле (XII.11) составит:

$$Q_к = F_к K \Delta t = 35{,}7 \cdot 42{,}7 \cdot 107{,}2 = 164\,000 \text{ Вт}.$$

14. Проверяем запас к заданной теплопроизводительности

$$\frac{164\,000 - 135\,000}{135\,000} 100 = 21{,}5\%.$$

15. Определяем сопротивление калорифера проходу воздуха по табл XII.3, значение $p = 99{,}9$ Па, затем проверяем его значение по формуле табл. XII.1:

$$p = 1{,}485 \cdot 12^{1{,}69} = 100 \text{ Па}.$$

Глава XIII
ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

§ 63. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Количество пыли в наружном воздухе зависит от характера технологических процессов на промышленных предприятиях, степени благоустройства городов, интенсивности транспортного движения, состояния дорожных покрытий и т. п. и может колебаться в широких пределах.

Выбросы вентиляционного воздуха на промышленных предприятиях различны по количеству, разнообразны по содержащимся в них вредным веществам и рассредоточены по территории промышленного предприятия.

Загрязнение воздушной среды в районах размещения промышленных предприятий обусловливает необходимость очистки наружного воздуха перед подачей его в помещения приточными системами вентиляции и системами кондиционирования воздуха. В очистке приточного воздуха нуждаются помещения производств с повышенными требованиями к чистоте воздуха, например, отдельные помещения предприятий радиоэлектроники, приборостроения, точной механики, оптических и часовых заводов и др., а также помещения лечебно-профилактических учреждений, научно-исследовательских институтов, картинных галерей, музеев, некоторых общественных зданий (кинотеатров, театров, концертных залов) и т. п. Очистка приточного воздуха необходима также во всех случаях, когда запыленность наружного воздуха превышает 30% допустимой концентрации пыли в рабочей зоне помещения. Очистка приточного воздуха позволяет удовлетворить как санитарно-гигиенические, так и технологические требования к чистоте воздуха в помещениях различного назначения.

Запыленный воздух, удаляемый из помещений, может содержать пыль, представляющую собой ценные продукты производства (цементная, мучная, сахарная пыль и т. п.), улавливание которых наряду с удовлетворением требований охраны чистоты наружного воздуха имеет экономическое значение.

Санитарные нормы регламентируют степень очистки вентиляционных выбросов, содержащих пыль, в зависимости от предельно допустимой концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений:

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны помещений, мг/м³	⩽2	2—4	4—6	6—10
Допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, мг/м³	30	60	80	100

Если количество пыли в вентиляционных выбросах не превышает приведенных значений, их можно не подвергать очистке.

В зависимости от начального и конечного содержания пыли, ее дисперсности, физико-химических свойств и целесообразности возврата в производство различают три степени очистки воздуха: грубую, среднюю и тонкую.

При *грубой* очистке (используемой только как первая ступень) улавливается лишь крупная пыль (размером более 100 мкм).

При *средней* очистке задерживаются не только крупные частицы

(более 100 мкм), но и значительная часть мелких пылевых частиц. Остаточная концентрация пыли при средней очистке 30—50 мг/м³.

При *тонкой* очистке улавливается мелкая пыль, в которой фракции мельче 10 мкм составляют 60—100%. Остаточная концентрация пыли при тонкой очистке 1—3 мг/м³ и даже менее.

§ 64 КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЕСПЫЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ И ХАРАКТЕРИСТИКА ИХ ДЕЙСТВИЯ

По назначению обеспыливающие устройства можно подразделить на пылеуловители и воздушные фильтры.

Пылеуловители — устройства, предназначенные для очистки от пыли вентиляционного воздуха, выбрасываемого в атмосферу.

Воздушные фильтры — устройства, предназначенные для очистки от пыли приточного или рециркуляционного воздуха в приточных системах вентиляции и системах кондиционирования воздуха.

По принципу действия обеспыливающие устройства можно разделить на четыре группы: гравитационные пылеуловители, инерционные пылеуловители (сухие и мокрые), пылеуловители и фильтры контактного действия и электрические пылеуловители и фильтры.

Гравитационные пылеуловители действуют на принципе использования гравитационных сил, или сил тяжести, обусловливающих оседание из воздуха пылевых частиц. На этом принципе основано устройство пылеосадочных камер.

Инерционные пылеуловители (сухие и мокрые) действуют на принципе использования инерционных сил, возникающих при изменении направления движения запыленного воздушного потока. К таким устройствам относятся циклоны разнообразной конструкции, центробежные скрубберы и циклоны-промыватели, струйные пылеуловители типа ротоклон и пылеуловители Вентури.

Пылеуловители и фильтры контактного действия задерживают пылевые частицы при пропускании запыленного воздуха через сухие или смоченные пористые материалы: ткань, слой синтетических волокон, бумагу, проволочную сетку, слои зернистых материалов, керамических и металлических колец и т. п.

Электрические пылеуловители и фильтры очищают воздух (или газ) от взвешенных в нем частиц (пыль, туман, дым) путем ионизации их при прохождении через электрическое поле.

Действие пылеуловителей и фильтров характеризуется следующими показателями: степенью очистки, пропускной способностью или удельной воздушной нагрузкой, пылеемкостью, аэродинамическим сопротивлением, расходом энергии и стоимостью очистки.

Степень, или эффективность очистки (коэффициент очистки) представляет собой отношение разности массового расхода пыли, содержащейся в воздухе или газе до и после пылеуловителя или фильтра, к массовому расходу пыли до пылеуловителя или фильтра:

$$\eta = \frac{G_н - G_к}{G_н}, \qquad \text{(XIII.1)}$$

где $G_н$ и $G_к$ — массовый расход пыли, содержащейся в воздухе или газе соответственно до и после пылеуловителя или фильтра, кг/ч.

Степень очистки может быть выражена и в процентах:

$$\eta = \frac{G_н - G_к}{G_н} 100. \qquad \text{(XIII.2)}$$

Степень очистки может быть выражена также в процентах и как отношение разности концентраций — начальной и конечной (до и после очистки) — к начальной концентрации:

$$\eta = \frac{C_н - C_к}{C_н} 100. \qquad (XIII.3)$$

При оценке двух пылеуловителей целесообразнее сравнивать их по процентам неуловленной пыли (100—η). Например, если один пылеуловитель имеет $\eta_1 = 85\%$, а другой — $\eta_2 = 95\%$, то второй пылеуловитель эффективнее первого в 3 раза, так как

$$\frac{100 - \eta_1}{100 - \eta_2} = \frac{15}{5} = 3.$$

Общая степень очистки воздуха в нескольких фильтрах, установленных последовательно, определяется по формуле

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n), \qquad (XIII.4)$$

где $\eta_1, \eta_2, \ldots, \eta_n$ — степень очистки соответственно в первом, втором и n-м фильтрах

Удельная воздушная нагрузка характеризуется отношением объемного расхода воздуха или газов, проходящих через пылеуловитель или фильтр, к площади фильтрующей поверхности, и выражается в м³/ч на 1 м².

Пылеемкость представляет собой количество пыли, г или кг, которую удерживает пылеуловитель или фильтр за период непрерывной работы между двумя очередными операциями регенерации фильтрующего слоя или до достижения определенной величины сопротивления пылеуловителя или фильтра. Поскольку пылеемкость зависит от размера частиц пыли, ее следует относить к пыли определенной дисперсности.

Аэродинамическое сопротивление пылеуловителя или фильтра представляет собой разность давлений на входе и выходе, измеренную в Па (кгс/м²).

Расход энергии характеризуется затратой электроэнергии в кВт·ч на очистку 1000 м³ воздуха или газа.

Стоимость очистки воздуха или газов слагается из капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

§ 65. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

Классификация пылеуловителей по их эффективности в зависимости от физико-химических свойств пыли или очищаемых газов представлена в табл. XIII.1. Здесь эффективность оценивает остаточное содержание только тех пылевых частиц, размер которых соответствует размерам эффективно улавливаемых частиц.

Группа дисперсности пыли может быть определена на основании данных анализов дисперсности по классификационной номограмме в Справочнике проектировщика [44].

Характеристика видов пылеуловителей, применяемых в аспирационных системах вентиляции, приведена в табл. XIII.2.

Таблица XIII.1

Классификация пылеуловителей по их эффективности

Класс пылеуловителя	Размеры эффективно улавливаемых пылевых частиц, мкм	Низшие пределы эффективности в зависимости от дисперсности пыли	
		группа дисперсности пыли	эффективность, %
I	Более 0,3—0,5	V	<80
		IV	99,9—80
II	» 2	IV	92—85
		III	99,9—92
III	» 4	III	99—80
		II	99,9—99
IV	» 8	II	99,9—95
		I	>99,9
V	» 20	I	>99

Таблица XIII.2

Характеристика видов пылеуловителей

Вид пылеуловителя	Тип пылеуловителя	Класс пылеуловителя по эффективности	Область наиболее целесообразного применения по группам дисперсности пыли					Сопротивление, Па (кгс/м²)
			I	II	III	IV	V	
Гравитационные	Пылеосадочные камеры	V	+	+	—	—	—	$2 \cdot 10^2$(20)
Инерционные	Циклоны большой производительности (одиночные и групповые)	V	+	+	—	—	—	$6 \cdot 10^2$(60)
	Циклоны высокой эффективности	IV	—	+	+	—	—	$2 \cdot 10^3$(200)
	Батарейные циклоны	IV	—	+	+	—	—	$2 \cdot 10^3$(200)
	Центробежные скрубберы и циклоны-промыватели	IV	—	+	+	—	—	$1 \cdot 10^3$(100)
	Струйные типа ротоклон	III	—	—	+	—	—	$1{,}2 \cdot 10^3$(120)
		II	—	—	+	+	—	$3{,}4 \cdot 10^3$(350)
	Вентури	III	—	—	+	—	—	$1{,}3 \cdot 10^3$(135)
		II	—	—	+	+	—	$3{,}4 \cdot 10^3$(350)
		I	—	—	—	+	+	$\geqslant 10 \cdot 10^3$(1000)
Промыватели	Пенные	II	—	—	+	+	—	$2 \cdot 10^3$(200)
Тканевые	Сетчатые (для улавливания волокнистой пыли)	V	+	—	—	—	—	$(4—8) \cdot 10^2$(40—80)
	Матерчатые (рукавные)	III	+	+	—	—	—	$6 \cdot 10^2$(60)
		II	—	—	+	+	—	$1{,}5 \cdot 10^3$(150)
		I	—	—	—	+	+	$2{,}5 \cdot 10^3$(250)
Электрические	Электрические пластинчатые	II	—	—	+	—	—	$\leqslant 3 \cdot 10^2$(30)
		I	—	—	—	+	+	$6 \cdot 10^2$(60)

§ 66. СУХИЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Гравитационные пылеуловители. Простейшим типом пылеуловителей являются пылеосадочные камеры, относящиеся к гравитационным пылеуловителям. Их действие основано на том, что скорость потока запыленного воздуха, поступающего в камеру и расширяющегося в ней, уменьшается, вследствие чего находящиеся в нем твердые частицы осаждаются под влиянием собственного веса На рис. XIII.1 представлены *простая* и *лабиринтовая* пылеосадочные камеры.

Если в камере на расстоянии $l_{нач}$ устанавливается ламинарный режим движения с плоским параллельным течением воздуха, то может быть получена зависимость, определяющая условия для осаждения пыли:

$$\frac{H}{v_в} \leqslant \frac{l_{осн}}{v}, \qquad (XIII.5)$$

где H — высота камеры, м, $v_в$ — скорость витания, м/с; $l_{осн}$ — длина основного участка камеры, м, v — скорость движения воздуха, м/с

Скорость витания, м/с, может быть определена как

$$v_в = \frac{\rho_п g}{18\mu_в} d^2,$$

где $\rho_п$ — плотность пылевой частицы, кг/м^3; d — диаметр (размер) частицы, м; $\mu_в$ — динамическая вязкость воздуха, Па с (кгс·с/м^2).

Для повышения эффективности очистки и сокращения времени осаждения пылевых частиц, т. е. сокращения длины камеры, ее разбивают на ряд каналов или устраивают лабиринты (рис. XIII.1, *б*).

Из-за своей громоздкости все эти камеры широкого распространения не получили. Эффективность очистки в лабиринтовых камерах доходит до 55—60%.

Инерционные пылеуловители. К сухим инерционным пылеуловителям относятся циклоны, струйные ротационные пылеуловители типа ротоклон и др.

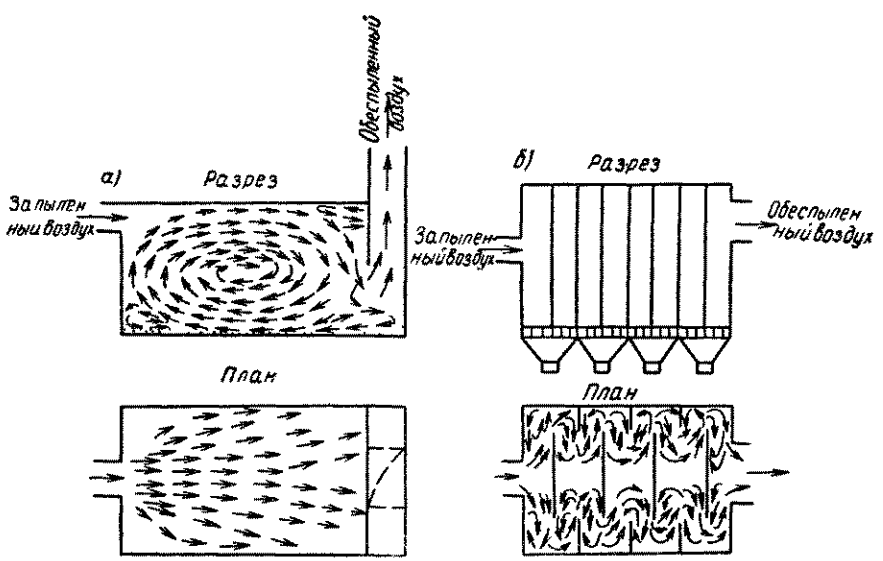


Рис XIII 1 Пылеосадочные камеры
а — простая, *б* — лабиринтовая

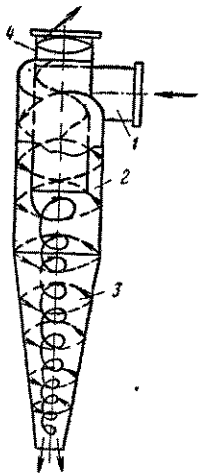


Рис. XIII.2. Схема циклона
1 — входной патрубок; *2* — цилиндрическая часть; *3* — коническая часть; *4* — выхлопная труба

Ц и к л о н ы. Циклоны представляют собой пылеулавливающие аппараты, в которых улавливание пыли происходит в результате инерционной сепарации (рис. XIII.2).

Очищаемый воздух, поступая в верхнюю цилиндрическую часть циклона тангенциально и вращаясь, опускается из кольцевого пространства, образуемого корпусом циклона и выхлопной трубой, в конусную часть и, продолжая вращаться, поднимается, выходя через выхлопную трубу. При этом как в нисходящем, так и в восходящем вихревом течении циклона происходит непрерывное изменение направления скорости потока, а поэтому скорость частиц, движущихся в потоке, в каждый данный момент времени не совпадает со скоростью потока. Аэродинамические силы, которые возникают под влиянием разности скоростей движения воздуха и частиц пыли, искривляют траектории частиц. Достигают же стенок циклона, т. е. сепарируются из потока, те частицы, вес которых достаточно велик.

Под влиянием силы тяжести, радиального стока, турбулентности, уменьшения угла конусности циклона и других гидродинамических факторов отделившиеся частицы опускаются в коническую часть циклона или в присоединенный к нему бункер.

Циклоны широко применяются для очистки от пыли вентиляционных выбросов, а также находят большое распространение во многих отраслях промышленности (горнорудной, керамической, энергетической и др.).

Особенно широкое распространение получили циклоны НИИОГаза, СИОТ и ЛИОТ.

Исследования изменения давления в циклоне с помощью уравнения Эйлера позволили А. И. Пирумову получить более полную картину циклонного течения и формулу для определения действующего по его оси разрежения:

$$p_0 = p + \rho \frac{v^2}{2} - \rho v^2 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2, \qquad \text{(XIII.6)}$$

где p и v — соответственно давление и средняя скорость во входном патрубке циклона; R_1 и R_2 — соответственно радиус выхлопной трубы и наружный радиус циклона.

Для расчета фракционной эффективности циклона может быть использовано уравнение, полученное на основании учета существующего в циклонах радиального стока:

$$\frac{d^2R}{dt^2} + \frac{1}{\tau}\frac{dR}{dt} - \frac{(k + c_0 e^{-\frac{t}{\tau}})^2}{R^3} + \frac{\Phi}{\tau R} = 0, \qquad \text{(XIII.7)}$$

где t — время; k — постоянная, характеризующая течение в циклоне, м²/с; Φ — сток на единице высоты циклона H, т. е. $\Phi = L/(2\pi H)$ (здесь L — объемный расход воздуха).

Под влиянием стока радиальная скорость частицы убывает и становится равной нулю на расстоянии R_x. В дальнейшем частица, вращаясь на стационарной орбите, опускается вниз. За время пребывания

частицы в циклоне расстояние R_x может достигать значения, большего и меньшего R_1 в зависимости от ее инерции и условий входа в циклон. Частицы, для которых $R_x > R_1$, улавливаются циклонами.

Из рассмотрения качественной картины изменения производной радиуса по времени и дифференциального уравнения (XIII.7) получена формула для определения R_x:

$$R_x^2 = \frac{\tau}{\Phi}\left(k + c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right)\left(k + 3c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right). \qquad \text{(XIII.8)}$$

При $t_x/\tau > 7$ из уравнения (XIII.8) имеем:

$$R_x = k\left(\frac{\tau}{\Phi}\right)^{1/2}. \qquad \text{(XIII.9)}$$

Если принять $R_x = R_2$, т. е. ввести условие достижения частицей стенок циклона, то уравнение (XIII.8) дает связь между аэродинамическими и геометрическими параметрами циклона и размерами улавливаемых частиц:

$$\frac{d}{D} = c\left(\frac{\Phi}{k_x}\right)^{1/2}, \qquad \text{(XIII.10)}$$

где

$$c = \left(\frac{9}{2}\,\frac{\mu_в}{\rho}\right)^{1/2};$$

$$k_x = \left(k + c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right)\left(k + 3c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right);$$

$$c_0 = v_0 R_0 - k.$$

В этих уравнениях величина τ выражает время «релаксации» движущейся частицы и характеризует особенности неравномерного движения пылевых частиц:

$$\tau = \frac{m}{3\pi\mu_в d},$$

где m — масса пылевой частицы; $\mu_в$ — динамическая вязкость воздуха; d — диаметр (размер) пылевой частицы.

Фракционная эффективность циклонов может быть выражена формулой

$$E_ф = \frac{R_x - R_1}{b}, \qquad \text{(XIII.11)}$$

где b — ширина входного патрубка циклона.

Эффективность очистки воздуха в циклоне зависит от дисперсного состава пыли, массы отдельных пылевых частиц, скорости движения воздуха в подводящем патрубке, от конструкции и размеров циклона (чем меньше диаметр циклона, тем выше его эффективность).

Циклоны могут устанавливаться как на всасывании, так и на нагнетании.

Циклоны, в которых очищается воздух, содержащий влажную пыль (например, в литейных цехах), должны устанавливаться в отапливаемых помещениях, так как в противном случае возможны смерзание пыли и выход циклонов из строя.

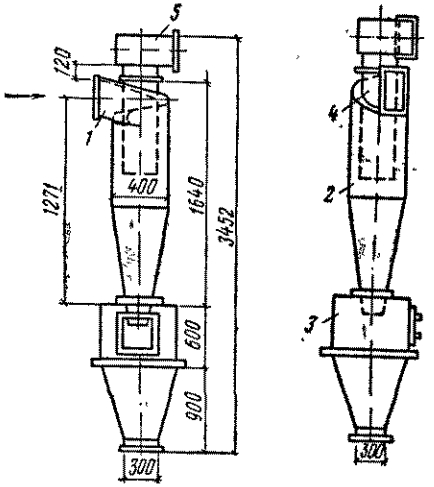


Рис. XIII.3. Циклон НИИОГаз-11 (ЦН-11)

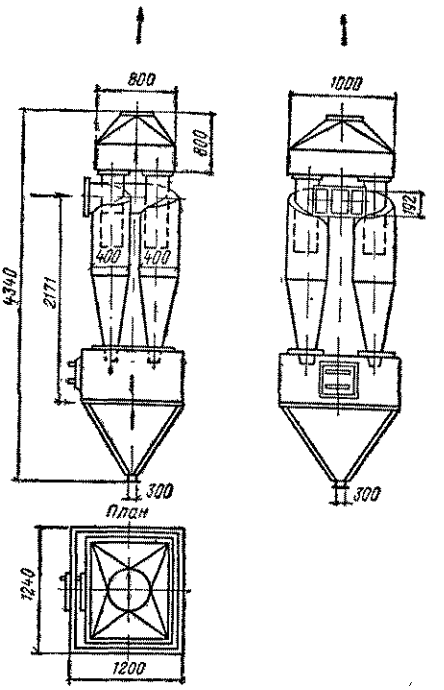


Рис. XIII.4. Группа из четырех циклонов ЦН-11

При содержании в воздухе большого количества пыли для уменьшения износа вентилятора его целесообразно устанавливать после циклона.

Из различных конструкций циклонов наибольшее распространение получили циклоны ЦН (ЦН-11, ЦН-15, ЦН-15у, ЦН-24), СИОТ и ВЦНИИОТ.

На основе оценки показателей действия циклонов — эффективности, экономичности и удобства компоновки — циклон ЦН-11 утвержден Госстроем СССР* в качестве унифицированного пылеуловителя. Относительные характеристики других циклонов представлены в табл. XIII.3.

В циклоне ЦН-11 НИИОГаза повышенной эффективности (рис. XIII.3) запыленный воздух поступает в тангенциально расположенный входной патрубок *1*. Вращаясь в цилиндрической части корпуса *2*, частицы пыли, выделившиеся из воздуха, опускаются в бункер *3*. Пыль удаляется из бункера через его нижнее отверстие. Очищенный воздух по выхлопной трубе поступает в улитку *5* и удаляется из циклона в атмосферу. Циклон ЦН-11 НИИОГаза выпускается с улиткой и без нее.

При необходимости очистки значительного количества запыленного воздуха рекомендуется вместо одного циклона большого размера устанавливать несколько циклонов меньших размеров. Так, при расходе воздуха более 5500 м^3/ч рекомендуется компоновать циклоны ЦН-11 в группы по 2, 4, 6, 8, 10, 12 и 14 циклонов. На рис. XIII.4 показана группа из четырех циклонов ЦН-11.

* Работа выполнена Ленинградским институтом охраны труда ЛИОТ (д-р техн. наук П. А. Коузов) при участии ГПИ Сантехпроект (инж. Ф. М. Гулишамбаров) под редакцией инж. А. Я. Мозгова.

Таблица XIII.3

Относительные характеристики циклонов при аэродинамическом сопротивлении 981 Па (100 кгс/м²) и одинаковой пропускной способности

Марка циклона	Степень выноса пыли	Площадь поверхности	Диаметр	Высота	Металлоемкость на 1000 м³/ч, м²
ЦН-11	1	1	1	1	1,96
ЦН-15	1,05	0,85	0,9	0,93	1,67
ЦН-15у	1,26	0,86	0,92	0,7	1,29
ЦН-24	1,35	0,55	0,75	0,72	1,09
СИОТ	1,05	0,92	1,62	0,7	1,82
ВЦНИИОТ	1,05	1,05	1,25	1,91	2,22

Циклоны конструкции НИИОГаза серии ЦН можно применять для улавливания золы из дымовых газов котельных, работающих на твердом топливе, сухой пыли из воздуха в системах аспирации помольных установок, пыли из сушилок и из воздуха пневматических транспортных систем при начальной запыленности от 0,3 до 400 г/м³. Циклоны НИИОГаза не следует устанавливать для очистки слипающейся, взрывоопасной и волокнистой пыли.

Циклон СИОТ (рис. XIII.5) состоит из корпуса *1*, крышки корпуса *2* с расположенным на ней входным патрубком *3*, раскручивателя *4*, который заканчивается выходным патрубком *5*, и пылеотводящего пат-

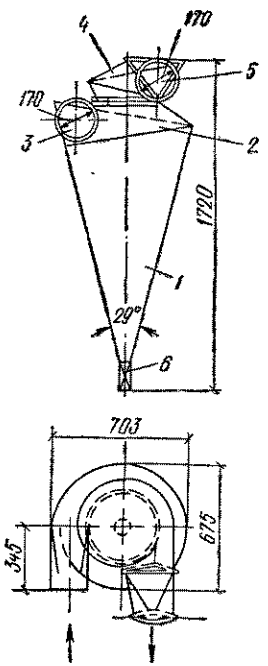


Рис. XIII.5. Циклон СИОТ № 1

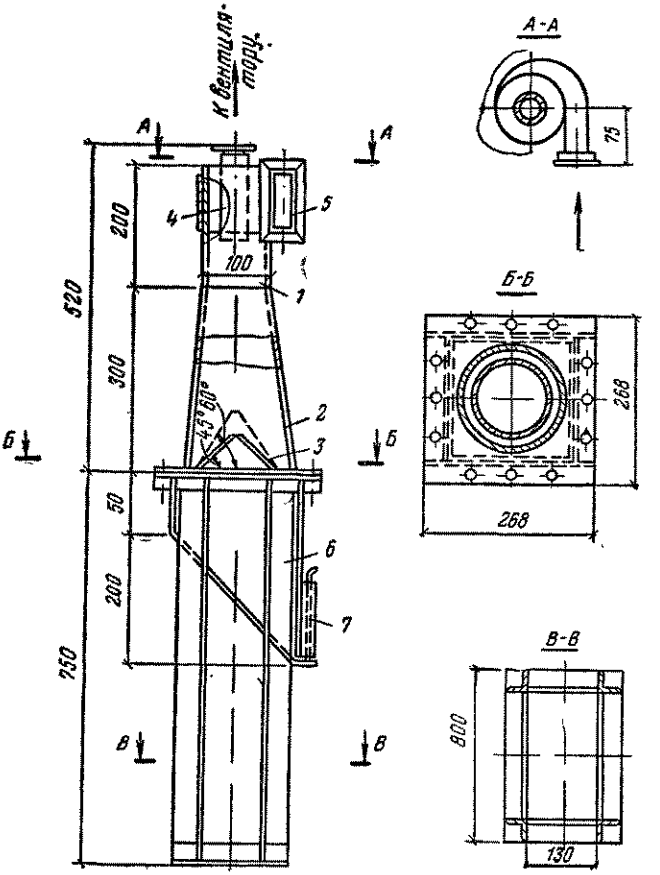


Рис. XIII.6. Циклон ВЦНИИОТ № 1 с обратным конусом

рубка *6*, находящегося в нижней части циклона. Конструкция циклона СИОТ характеризуется отсутствием цилиндрической части и треугольной формой входного патрубка.

Циклоны СИОТ можно применять для очистки воздуха от сухой неслипающейся неволокнистой пыли. Эти циклоны выпускают семи номеров (№ 1—7) пропускной способностью от 1500 до 10 000 м³/ч.

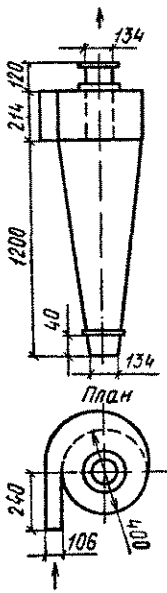


Рис. XIII.7. Циклон СДК-ЦН-33

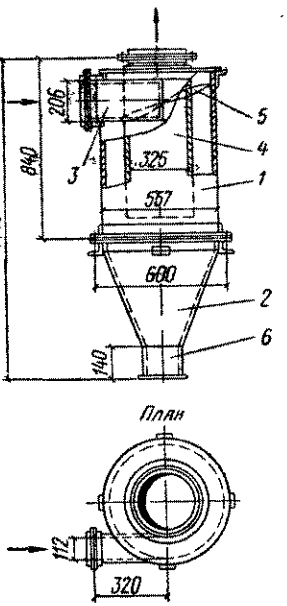


Рис. XIII.8. Циклон ЛИОТ № 1

Циклон ВЦНИИОТ (с обратным конусом, рис. XIII.6) состоит из цилиндра *1*, обратного конуса *2*, внутреннего конуса *3*, выхлопной трубы *4*, входного патрубка *5*, бункера для приема пыли *6* и шибера *7*.

Циклоны ВЦНИИОТ применяют для средней очистки воздуха от сухой неслипающейся неволокнистой пыли и для очистки воздуха от абразивной пыли. Их можно применять также при слипающихся пылях типа сажи и талька. Для повышения эффективности пылеосаждения и предохранения пыли от взмучивания и уноса из пылеприемного бункера в нижней части циклона имеется внутренний конус.

Спирально-конусные циклоны НИИОГаза СДК-ЦН-33 (рис. XIII.7) и *СК-ЦН-34* относятся к аппаратам с высоким аэродинамическим сопротивлением и могут устанавливаться только в тех случаях, когда при максимальной степени очистки аэродинамическое сопротивление не нормируется.

Циклон ЛИОТ № 1 (рис. XIII.8) состоит из корпуса *1*, конуса *2*, входного патрубка *3*, выхлопной трубы *4*, спирали *5* и патрубка для выхода пыли *6*. Циклоны изготовляются как правого, так и левого исполнения. У циклона правого исполнения воздух движется

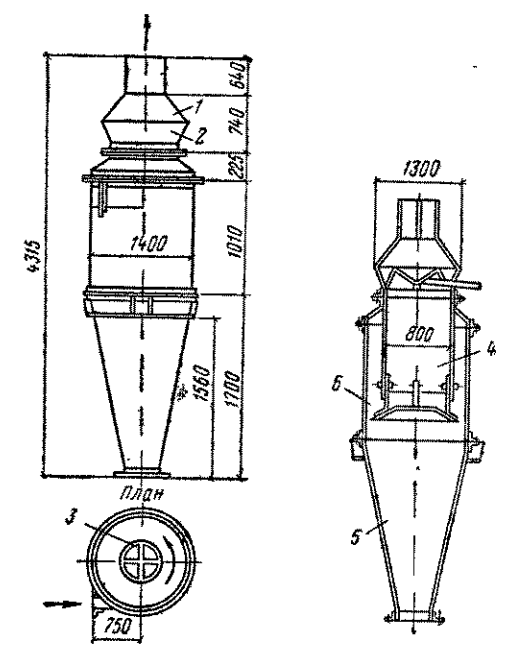


Рис. XIII.9. Циклон Клайпедского ОЭКДМ

1 — верхний конус; *2* — нижний конус; *3* — рассекатель; *4* — внутренний стакан; *5* — конус циклона; *6* — корпус циклона

по часовой стрелке (если смотреть на циклон сверху), а у циклона левого исполнения — против часовой стрелки (см. рис. XIII.8). Циклоны ЛИОТ могут устанавливаться как на всасывании, так и на нагнетании.

В деревообрабатывающей промышленности для улавливания древесных отходов применяют *циклоны Гипродрева, Гипродревпрома и циклоны типа Клайпедского ОЭКДМ* (рис. XIII.9). Циклон Клайпедского ОЭКДМ можно применять для улавливания стружки, опилок, пыли и древесных отходов на деревообрабатывающих заводах и в цехах производства древесностружечных плит. Циклон, устанавливаемый на нагнетании, может быть как правого, так и левого исполнения. Все циклоны для улавливания древесных отходов при установке следует заземлять.

Подбор циклонов. Аэродинамическое сопротивление циклонов, Па (кгс/см^2), определяется по формуле

$$p = \zeta_0 \frac{\rho v_0^2}{2} = \zeta_{вх} \frac{\rho v_{вх}^2}{2}, \qquad \text{(XIII.12)}$$

где ζ_0 и $\zeta_{вх}$ — коэффициент местного сопротивления циклона, вычисленный соответственно по скоростному давлению $p_{ск\,0}$ в горизонтальном сечении корпуса циклона и по скоростному давлению $p_{ск\,вх}$ во входном отверстии циклона; коэффициенты местного сопротивления циклонов наиболее распространенных марок приведены в табл. XIII.4; ρ — плотность воздуха, кг/м^3 (кгс·с^2/м^4); v_0 и $v_{вх}$ — скорость движения воздуха соответственно в корпусе циклона и во входном отверстии циклона, м/с.

Таблица XIII.4

Коэффициенты местного сопротивления циклонов

Марка циклона	Коэффициенты местного сопротивления циклонов				Марка циклона	Коэффициенты местного сопротивления циклонов			
	без улитки		с улиткой на выхлопной трубе			без улитки		с улиткой на выхлопной трубе	
	$\zeta_{вх}$	ζ_0	$\zeta_{вх}$	ζ_0		$\zeta_{вх}$	ζ_0	$\zeta_{вх}$	ζ_0
ЦН-11	6 1	250	5,2	210	ВЦНИИОТ	10,5	—	10,4	—
ЦН-15	7,8	160	6,7	140	ЛИОТ	4,2	460	3,7	411
ЦН-15у	8 2	170	7,5	160	СДК ЦН-33	20,3	600	31,3	920
ЦН-24	10,9	80	12,5	90	СК-ЦН-34	24,9	1270	30,3	1540
СИОТ	6	—	4,2	—					

Коэффициент местного сопротивления группы циклонов ЦН-11 при прямоугольной их компоновке и расположении в одной плоскости с отводом очищенного воздуха через общую камеру определяют как

$$\zeta_0^{гр} = \zeta_0 + 35 \text{ или } \zeta_{вх}^{гр} = \zeta_{вх} + 1,$$

а с отводом очищенного воздуха через улитку — как

$$\zeta_0^{гр} = \zeta_0 + 28 \text{ или } \zeta_{вх}^{гр} = \zeta_{вх} + 0,8.$$

Пропускная способность циклонов по воздуху, м^3/ч, определяется в зависимости от скорости движения воздуха во входном отверстии или в сечении корпуса, от аэродинамического сопротивления и размера циклона по формуле

$$L = 3600 F_{вх} v_{вх} = 3600 F_{вх} \sqrt{\frac{2p}{\rho \zeta_{вх}}} \qquad \text{(XIII.13)}$$

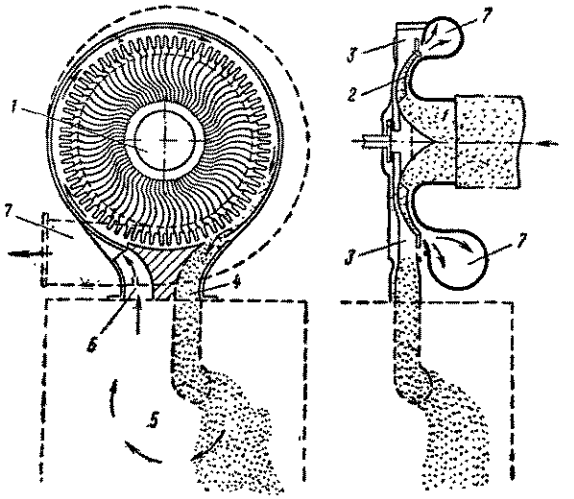


Рис. XIII.10. Ротационный пылеуловитель (ротоклон)

или

$$L = 3600 F_0 v_0 = 3600 \times$$

$$\times \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2p}{\rho \zeta_0}}, \quad \text{(XIII.14)}$$

где D — диаметр корпуса циклона, мм.

Для расчета эффективности выбранного циклона необходимо иметь данные о дисперсном составе пыли и плотности пылевых частиц. Необходимо также знать диаметр корпуса циклона, принятое в проекте аэродинамическое сопротивление, температуру воздуха, фракционный состав и размер частиц пыли.

Струйные ротационные пылеуловители типа ротоклон. Ротационный пылеуловитель представляет собой вентилятор, который одновременно с перемещением воздуха очищает его от пыли. Очистка воздуха происходит под действием центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса.

В ротационный пылеуловитель типа ротоклон (рис. XIII.10) запыленный воздух поступает через всасывающее отверстие *1*. При вращении центробежного колеса пылевоздушная смесь движется по межлопаточным каналам и под действием сил инерции и сил Кориолиса пылевые частицы прижимаются к поверхности диска колеса и к поверхностям набегающих лопаток. Пыль с небольшим количеством воздуха (3—5%) поступает через зазор *2* между корпусом и диском колеса в кольцеобразный приемник *3*. Из приемника пыль через патрубок *4* направляется в бункер *5*, где оседает. Воздух из бункера через отверстие *6* вновь возвращается в пылеприемник *3*. Очищенный воздух поступает в улитку кожуха и через нагнетательное отверстие *7* покидает пылеуловитель.

Ротационные пылеуловители имеют высокую эффективность при улавливании пылевых частиц размером не менее 8 мкм (83%), а при улавливании частиц пыли размером более 20 мкм эффективность их достигает 97%.

При ротационном методе пылеотделения эффект пылезадержания может быть увеличен с помощью водяной пленки. В этом случае для очистки воздуха может быть использован центробежный вентилятор.

§ 67. МОКРЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Инерционные пылеуловители. К мокрым инерционным пылеуловителям относятся центробежные скрубберы, циклоны-промыватели, пылеуловители Вентури и др.

Принцип действия *центробежного скруббера ВТИ* (рис. XIII.11) состоит в следующем. Запыленный воздух вводится в скруббер наклонно расположенным патрубком *1*, в котором находится смывное приспособление *2*. Воздушный поток со смоченными и укрупненными частица-

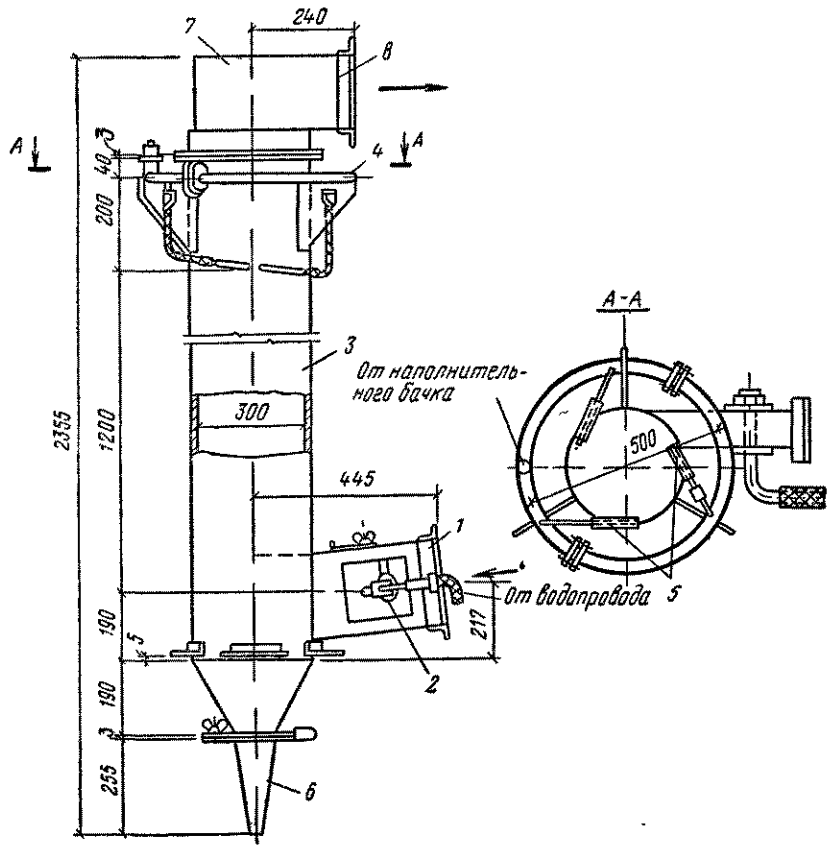


Рис. XIII.11. Скруббер ВТИ Промстройпроекта ЦС-3

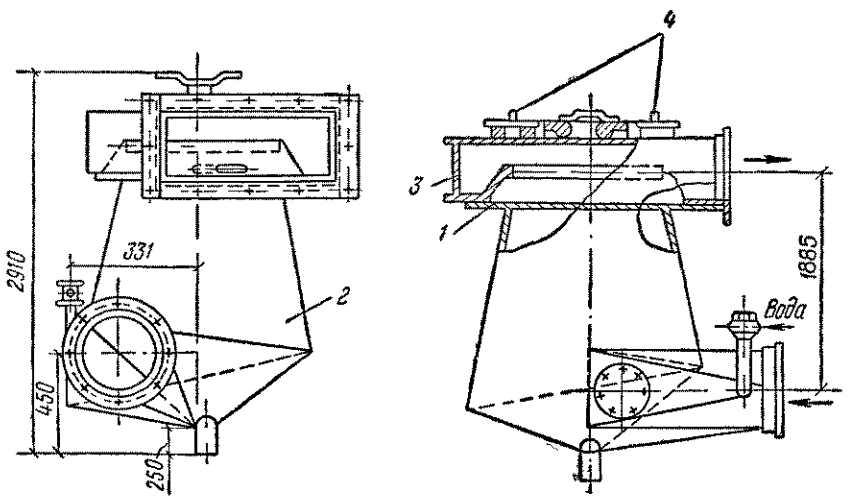


Рис. XIII.12. Циклон-промыватель СИОТ

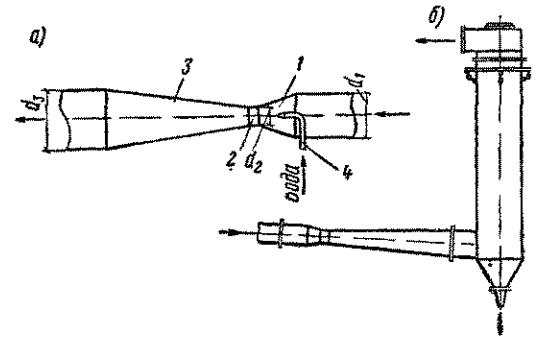


Рис XIII.13 Схемы большой трубы Вентури (*а*) и присоединения к трубе Вентури каплеуловителя мокрого типа (*б*)

ми пыли со скоростью 15—23 м/с входит тангенциально в корпус *3*. По стенкам корпуса сверху вниз винтообразно стекает водяная пленка, подаваемая оросительной трубкой *4* через форсунки *5*, установленные касательно к внутренней поверхности цилиндра. Эта пленка смывает отделяющуюся пыль со стенок вниз. Шлам собирается в конусе и через конусный патрубок (гидрозатвор) *6* поступает в шламоотстойник.

Очищенный воздух через улитку *7* и выходной патрубок *8* удаляется в атмосферу. Коэффициент местного сопротивления скруббера, отнесенный к скорости потока во входном патрубке, составляет $\zeta_{вх}=2{,}5$.

Степень очистки в скруббере колеблется от 86 до 99% и повышается с увеличением удельного веса пыли, скорости движения воздуха во входном патрубке и с уменьшением диаметра корпуса.

Центробежный скруббер ВТИ применяют в вытяжных системах вентиляции для очистки воздуха от кварцевой, коксовой, угольной, известковой, абразивной пыли и т. п.

В *циклоне-промывателе СИОТ* (рис. XIII.12) улавливание пыли происходит в результате осаждения ее на смоченную внутреннюю поверхность стенок корпуса под действием сил инерции и благодаря промывки воздуха водой, распыляемой во входном патрубке воздушным потоком. Вода подается в циклон во входной патрубок и на днище водораспределителя *1*, которое расположено в верхней части циклона. Циклон-промыватель состоит из корпуса *2*, входного и выходного патрубков, а также из раскручивателя *3*. Для поддержания постоянного давления воды, необходимой для промывки воздуха, циклон-промыватель снабжается водонапорным бачком с шаровым клапаном.

У циклона, изображенного на рис. XIII.12, входной и выходной патрубки могут располагаться под углом в пределах от 0 до 225°. В верхней горизонтальной части циклона имеется два люка *4* для наблюдения за работой водоподводящих насадков. Степень очистки в циклонах-промывателях может достигать 95%.

Циклоны-промыватели применяют для очистки воздуха от различных видов пыли, кроме цементирующихся и волокнистых. Их следует устанавливать на всасывании.

Действие *пылеуловителя Вентури* (турбулентного промывателя) основано на использовании энергии газового потока для распыления впрыскиваемой воды. Газовый поток, имеющий высокую степень турбулентности, способствует коагуляции частиц. Крупные капли жидкости, содержащие частицы пыли, легко улавливаются в устанавливаемых вслед за трубой Вентури мокрых циклонах, циклонах-каплеуловителях и т. п.

Принципиальная схема большой трубы Вентури представлена на рис. XIII.13, *а*. Для разгона газового потока используется конфузор *1*, переходящий в короткий цилиндрический участок — горловину *2*, в которой скорость газа достигает наибольшей величины (80—200 м/с). Горловина переходит в диффузор *3*, где происходит расширение газов и

снижение их скорости (до 10—20 м/с). Вода впрыскивается через насадок *4* или форсунки перед горловиной. Трубы Вентури устанавливают горизонтально или вертикально. Они могут быть круглого или прямоугольного сечения.

Достоинство трубы Вентури с подачей воды к горловине состоит в возможности укрупнения пылевых частиц до размера 10 мкм в результате соударений их с каплями жидкости, чем и объясняется высокая степень очистки, достигающая 99,9%.

Капли жидкости после трубы Вентури могут улавливаться в пылеуловителе мокрого типа (рис. XIII.13, *б*) или в мощных электрических фильтрах. Агрегаты пылеуловителя Вентури могут содержать одну или несколько труб. На рис. XIII.13, *а* показана принципиальная схема системы очистки газа с одной большой трубой Вентури, установленной горизонтально. Укрупнение частиц пыли в трубе Вентури в результате коагуляции происходит под воздействием сил инерции движения частиц, броуновского движения, турбулентной и поляризационной диффузии, электростатических сил и в большой степени под влиянием конденсации водяных паров, возникающей при адиабатическом расширении газа. Средний диаметр капли, мкм, при распылении воды газовым потоком может быть определен по эмпирической формуле

$$d_к = \frac{4870}{v} + 28{,}18q^{1{,}5}, \qquad \text{(XIII.15)}$$

где v — скорость движения газа в горловине, м/с; q — расход воды на 1 м³ газа, дм³.

Как видно из формулы, средний диаметр капли уменьшается с увеличением скорости и возрастает с увеличением удельного расхода воды.

От скорости движения газа в большой степени зависит также эффективность очистки. Увеличение диаметра капель с увеличением удельного расхода воды приводит к увеличению сопротивления труб Вентури и повышению эффективности их работы. Расход воды в больших трубах может достигать 0,5—1 кг/м³.

При всех своих достоинствах трубы Вентури имеют существенный недостаток — большое аэродинамическое сопротивление пылегазового тракта — 10 000 Па (1000 кгс/м² и больше), а следовательно, и большой расход энергии.

Расчет трубы Вентури может быть проведен по методике, разработанной институтами Гипрогазочистка и НИИОГаз.

Диаметры конфузора d_1 (входного сечения трубы Вентури), горловины d_2 и диффузора d_3 можно определить по формуле

$$d = 1{,}88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{L}{v}}, \qquad \text{(XIII.16)}$$

где d — диаметр, м; L — объемный расход газа при условиях, соответствующих рассматриваемому сечению, м³/ч; v — скорость газового потока в рассматриваемом сечении, м/с

Длина конфузорной части трубы Вентури, м, определяется по формуле

$$l_1 = \frac{d_1 - d_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}}, \qquad \text{(XIII.17)}$$

где d_1 — начальный диаметр конфузора, м; d_2 — диаметр горловины, м; α_1 — угол сужения конфузора, принимаемый равным 25—30°.

Длина горловины трубы, м:

$$l_2 = 0{,}15d_2, \qquad \text{(XIII.18)}$$

где d_2 — диаметр горловины, м.

Длина диффузорной части трубы Вентури, м:

$$l_3 = \frac{d_3 - d_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}}, \qquad \text{(XIII.19)}$$

где d_3 — конечный диаметр диффузора, м; d_2 — диаметр горловины трубы, м; α_2 — угол раскрытия диффузора, принимаемый по данным НИИОГаза равным 7°.

Секундный расход орошающей жидкости, кг/с:

$$V_ж = \frac{Lm_1}{3600}, \qquad \text{(XIII.20)}$$

где L — общий объемный расход газов, м³/ч; m_1 — удельный расход жидкости, кг/м³, определяемый из уравнения

$$\zeta m_1 = \frac{\rho_1}{\rho_ж}\left[\frac{2g(\Delta p_{тр})_{ор}}{\rho_1 v_2} - 0{,}2\right]. \qquad \text{(XIII.21)}$$

В уравнении (XIII.21) приняты следующие обозначения:

ζ — коэффициент местного сопротивления трубы Вентури; ρ_1 — плотность газа при условиях на входе в трубу, кг/м³ (кгс·с²/м⁴); $\rho_ж$ — плотность жидкости, кг/м³ (кгс·с²/м⁴); g — ускорение свободного падения, м/с²; $(\Delta p_{тр})_{ор}$ — ориентировочное значение аэродинамического сопротивления трубы Вентури, Па (кгс/м²); v_2 — скорость движения газов в горловине трубы Вентури, м/с, 0,2 — коэффициент, учитывающий качество изготовления трубы Вентури.

Диаметр выходного сечения насадка (форсунки) определяется по формуле

$$d_ф = \sqrt{\frac{4V_ж}{\mu\pi\sqrt{2gp}}}, \qquad \text{(XIII.22)}$$

где μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с (кгс·с/м²).

Для обеспечения равномерного перекрытия сечения трубы Вентури орошающей жидкостью форсунку ВТИ (насадок) следует располагать в газоходе перед конфузором на расстоянии 1—1,5 d_1 (d_1 — входной диаметр конфузора).

Диаметр каплеуловителя (циклона с водяной пленкой) определяется по формуле

$$d_к = 0{,}0188\sqrt{\frac{L}{v_ц}}, \qquad \text{(XIII.23)}$$

где L — объемный расход газов на входе в аппарат, м³/ч; $v_ц$ — скорость движения газов в цилиндрической части аппарата, м/с

Пылеуловители Вентури используют главным образом для очистки газов на предприятиях металлургической, химической и других отраслей промышленности, а также для улавливания пыли из вентиляционных выбросов.

Пенные пылеуловители. В качестве пенных пылеуловителей используют *пенные газоочистители ПГС-ЛТИ* (рис. XIII.14) и *ПГП-ЛТИ*. Пенные газоочистители применяют для очистки от пыли нейтральных газов с температурой до 100° С, которые не образуют в процессе промывки водой кристаллизующихся солей, забивающих отверстия решеток или отлагающихся на поверхностях аппарата. Очищаемые газы должны иметь плотность не менее 0,6 кг/м³ и высокую начальную запыленность. Сте-

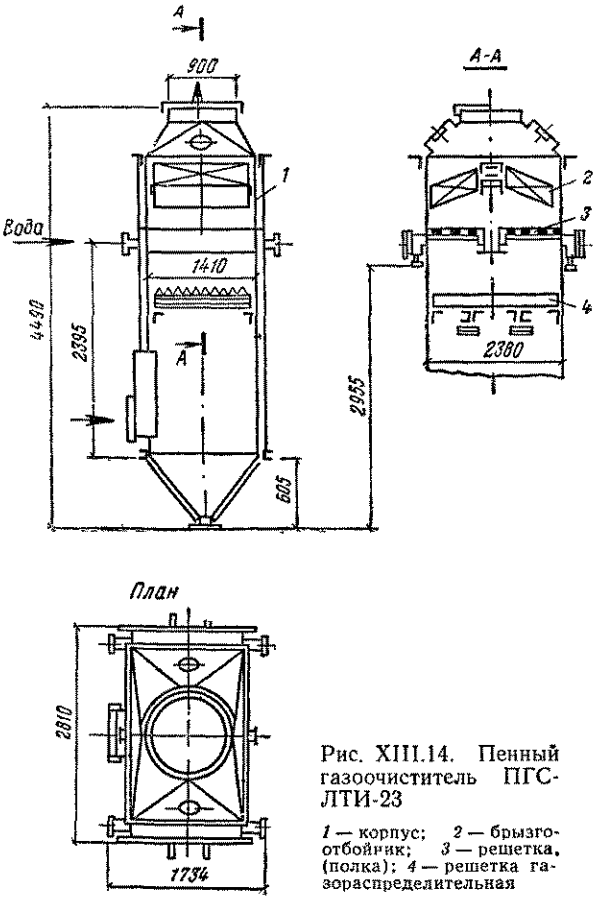


Рис. XIII.14. Пенный газоочиститель ПГС-ЛТИ-23

1 — корпус; *2* — брызгоотбойник; *3* — решетка, (полка); *4* — решетка газораспределительная

пень очистки при размерах частиц 15—20 мкм составляет 96—90%, при размерах частиц 3—5 мкм падает до 80%.

Мокрые пылеуловители следует устанавливать в отапливаемых помещениях во избежание выхода их из строя в зимнее время года. Необходимо периодически проверять соответствие расхода и распределения воды по отдельным насадкам или форсункам по паспортным данным.

§ 68. ТКАНЕВЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

При применении тканевых пылеуловителей степень очистки воздуха может составлять 99% и более. При пропускании запыленного воздуха через ткань содержащаяся в нем пыль задерживается в порах фильтрующего материала или на слое пыли, накапливающейся на его поверхности.

Тканевые пылеуловители по форме фильтрующей поверхности выполняют рукавными и рамочными. В качестве фильтрующего материала применяют хлопчатобумажные ткани, фильтр-сукно, капрон, шерсть, нитрон, лавсан, стеклоткань и различные сетки.

Тканевые рукавные пылеуловители получили большое распространение для улавливания тонких и грубых фракций пыли.

На рис. XIII.15 показана конструкция рукавного пылеуловителя — фильтра РФГ-УМС-4, который служит для улавливания пыли из техно-

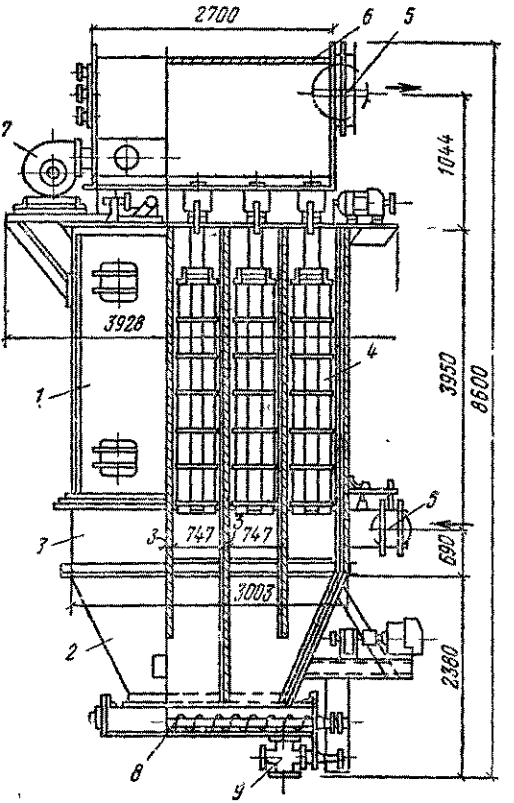


Рис. XIII.15. Рукавный пылеуловитель — фильтр РФГ-УМС-4

логических газов и вентиляционного воздуха. Изготовляются рукавные пылеуловители одинарными и сдвоенными. Одинарные рукавные пылеуловители состоят из четырех, шести, восьми или десяти секций, а сдвоенные — из удвоенного числа секций. В каждой секции в шахматном порядке установлено по 14 матерчатых рукавов в три ряда. Площадь фильтрующей поверхности каждого рукава составляет 2 м^2, а одной секции — 28 м^2.

Во избежание конденсации влаги на ткани и стенках рукавов при установке пылеуловителей следует учитывать температуру и влажность очищаемого воздуха.

Рукавный пылеуловитель РФГ состоит из корпуса *1*, бункера *2*, газораспределительного короба *3*, фильтровальных рукавов *4*, крышки с механизмом встряхивания рукавов и переключения дроссель-клапанов *5*, коллектора очищенного воздуха *6*, вентилятора для продувки рукавов *7*, шнека для выгрузки пыли *8* и шлюзового затвора *9*.

Очищаемый воздух подводится воздуховодом к входному фланцу газораспределительного короба бункера (с передней или задней торцовой стороны пылеуловителя) и опускается под влиянием направляющей перегородки в нижнюю часть бункера, где поворачивается на 180° и поступает в рукава. Проходя через ткань рукавов, воздух очищается от пыли, которая оседает на внутренней поверхности рукавов. Очищенный воздух поступает в межрукавное пространство секций и далее в предназначенный для него коллектор.

Регенерация ткани осуществляется одновременным встряхиванием рукавов и их обратной продувкой. В этом случае регенерируемая секция отключается от коллектора очищенного воздуха.

Каждая половина сдвоенного пылеуловителя имеет свой механизм встряхивания и переключения клапанов. Встряхивание и переключение клапанов на продувку осуществляется электродвигателем через редуктор. Продолжительность встряхивания одной секции составляет 1 мин при длительности процесса фильтрования 9 мин, а весь рабочий цикл составляет 10 мин.

Для продувки рукавов используется вентилятор, установленный на одном валу с электродвигателем. Одновременно продувают только одну секцию. Продувочный воздух поступает в секцию из коллектора продувочного воздуха, проходит через ткань рукавов в направлении, обратном потоку очищаемого воздуха, и поступает во внутреннюю полость рукавов. В процессе регенерации ткани пыль с поверхности рукавов сбрасы-

вается в бункер, а из последнего транспортируется шнеком к шлюзовому затвору, через который и удаляется.

Допускаемая нагрузка запыленного воздуха на 1 м² фильтрующего материала и общая пропускная способность пылеуловителя зависят от дисперсного состава пыли и первоначальной запыленности воздуха и могут быть определены по данным ГПИ Сантехпроекта.

Средняя скорость фильтрования 1—1,5 м/мин.

Сопротивление пылеуловителя зависит от материала рукавов, типа пыли, влажности воздуха и других факторов и в среднем может составлять 981 Па (100 кгс/м²).

Из других тканевых пылеуловителей в настоящее время применяют фильтры рукавные всасывающие ФВК-30, ФВК-60, ФВК-90, ФВ-30, ФВ-45, ФВ-60, ФВ-90; фильтры рукавные ФР-10, ФРМІ-6, ФРМІ-8, ФРМІ-10 и т. д.

§ 69 ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Эффективность электрического пылеуловителя зависит от свойств очищаемого газа (воздуха) и улавливаемой пыли, загрязнения пылью осадительных и коронирующих электродов, электрических параметров пылеуловителя, скорости движения газа и равномерности его распределения в электрическом поле.

На рис. XIII.16, *а* показана схема электропылеуловителя, действие которого основано на осаждении из запыленного воздушного потока частиц пыли под влиянием создаваемого электрического поля.

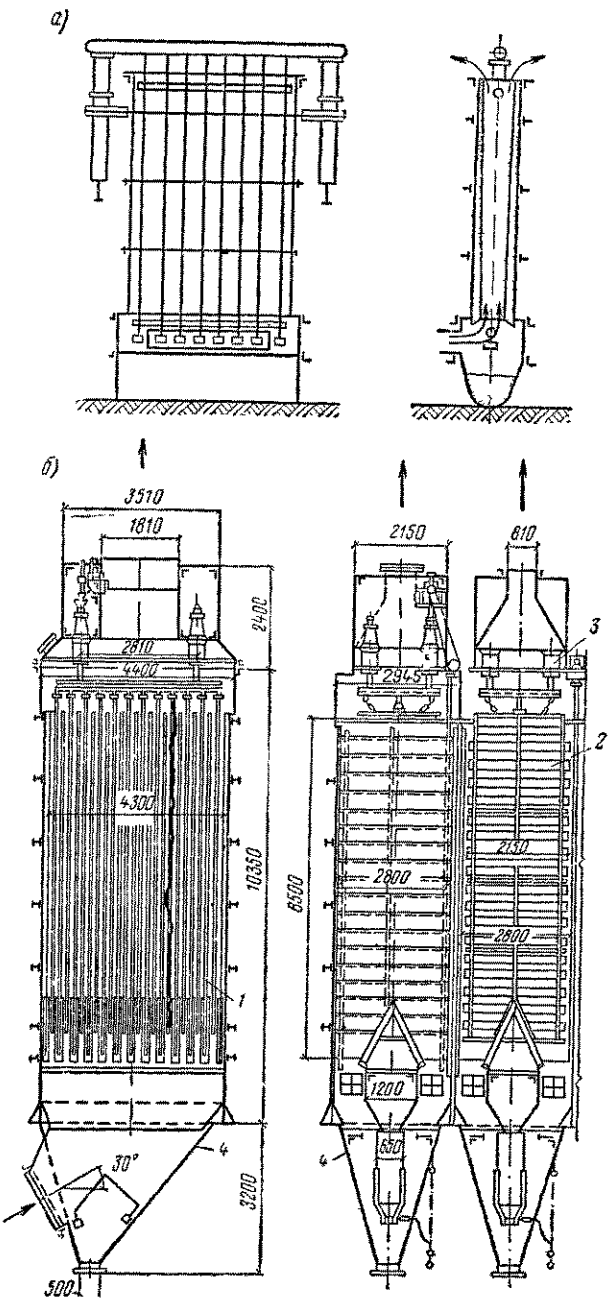


Рис. XIII.16. Электропылеуловитель ДВП

а — схема; *б* — конструкция

В электропылеуловителях содержащиеся в воздухе частицы пыли приобретают заряд и осаждаются на осадительных электродах. Эти процессы происходят в электрическом поле, образованном двумя электродами с разноименными зарядами. Один из электродов является одновременно и осадителем. Схема такого пластинчатого электропылеуловителя показана на рис. XIII.16, *а*.

Приобретение частицами пыли электрического заряда в электропылеуловителе вызвано как их бомбардировкой ионами под действием электрического поля — частицы пыли размером более 1 мкм, так и тем, что с ними приходят в соприкосновение ионы (тепловое — броуновское движение молекул) — частицы пыли размером менее 1 мкм.

Предельный заряд частиц размером более 1 мкм пропорционален напряженности электрического поля и квадрату радиуса частицы:

$$q_{\text{пред}} = ne = 0{,}19 \cdot 10^{-9} r^2 E_э, \qquad \text{(XIII.24)}$$

где $q_{\text{пред}}$ — предельный заряд, при котором прекращается процесс ионизации частицы, Кл; n — число элементарных зарядов; e — величина элементарного заряда, равная $1{,}6 \cdot 10^{-19}$ Кл; r — радиус частицы, м; $E_э$ — напряженность электрического поля, В/м.

Формула (XIII.24) справедлива для значения диэлектрической проницаемости вещества частиц пыли $\varepsilon = 2{,}5$.

Предельный заряд частиц размером менее 1 мкм может быть найден по формуле

$$q'_{\text{пред}} = ne = 2 \cdot 10^8 re. \qquad \text{(XIII.25)}$$

Сила, действующая на заряженную частицу и заставляющая ее двигаться в направлении осадительного электрода, равна:

для частиц размером более 1 мкм (для значения $\varepsilon = 2{,}5$)

$$P = q_{\text{пред}} E_x = ne E_x = 0{,}19 \cdot 10^{-9} r^2 E_э E_x; \qquad \text{(XIII.26)}$$

для частиц размером менее 1 мкм

$$P = q'_{\text{пред}} E_x = 2 \cdot 10^8 re E_x, \qquad \text{(XIII.27)}$$

где E_x — напряженность поля (осаждения), В/м.

По закону Стокса сила сопротивления газа (среды)

$$P = 6\pi r \mu v_ч, \qquad \text{(XIII.28)}$$

где $v_ч$ — скорость движения заряженных частиц к осадительному электроду в направлении, перпендикулярном потоку запыленного воздуха, м/с.

Приравняв уравнения (XIII.27) и (XIII.28), найдем:

$$v_ч = \frac{2 \cdot 10^8 re E_x}{6\pi r \mu}. \qquad \text{(XIII.29)}$$

Для частиц размером более 1 мкм

$$v_ч = \frac{0{,}19 \cdot 10^{-9} r^2 E_э E_x}{6\pi r \mu}.$$

При $E_э = E_x = E$ в случае $\varepsilon = 2{,}5$ скорость движения заряженных частиц пыли размером более 1 мкм в электрическом поле

$$v_ч = \frac{10^{-11} E^2 r}{\mu}. \qquad \text{(XIII.30)}$$

Скорость движения заряженных частиц пыли размером менее 1 мкм

$$v_{\text{ч}} = \frac{0{,}17 \cdot 10^{-11} E}{\mu}. \qquad \text{(XIII.31)}$$

Из формул (XIII.30) и (XIII.31) следует, что скорость движения к осадительному электроду частиц размером более 1 мкм прямо пропорциональна их размеру и квадрату напряженности поля, а частиц размером менее 1 мкм не зависит от их размера и определяется только напряженностью поля.

На рис. XIII.16, *б* показана конструкция вертикального четырехсекционного электропылеуловителя ДВП.

Каждая секция электропылеуловителя имеет электрическое поле высотой 8,5 м с поперечным сечением 2,8×4,3 м. Скорость вертикального перемещения запыленного воздуха составляет 1,75—2 м/с. Пропускная способность одной секции 75 000—100 000 м³/ч очищаемого воздуха.

Осадительные электроды. выполненные в виде металлических пластин *1*, опираются на балки корпуса. Система коронирующих электродов представляет собой раму из труб с натянутыми между ними горизонтальными проводами *2* из проволоки сечением 4×4 мм. Тяги, на которых подвешены рамы коронирующих электродов, проходят через изоляторы *3*.

Для удаления пыли с осадительных и коронирующих электродов предусмотрены механизмы встряхивания. При встряхивании электродов пыль осыпается по пылевым желобам в сборные бункера *4*, откуда и удаляется.

Расход электроэнергии данным пылеуловителем 0,2 кВт на 1000 м³/ч очищаемого воздуха. Сопротивление 98 Па (10 кгс/м²). При комбинации пылеуловителя ДВП с батарейными циклонами эффективность его достигает 98%.

§ 70. КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ ФИЛЬТРОВ

Воздушные фильтры могут быть разделены на три класса, из которых фильтры I класса задерживают пылевые частицы всех размеров (при низшем пределе эффективности очистки атмосферного воздуха 99%), фильтры II класса — частицы размером более 1 мкм (при эффективности 85%), а фильтры III класса — частицы размером от 10 до 50 мкм (при эффективности 60%).

Фильтры I класса (волокнистые) задерживают пылевые частицы всех размеров в результате диффузии и соприкасания, а также крупные частицы в результате их зацепления волокнами, заполняющими фильтр.

В фильтрах II класса (волокнистых с более толстыми волокнами) частицы мельче 1 мкм задерживаются неполностью. Более крупные частицы эффективно задерживаются в результате механического зацепления и инерции. Задержание частиц крупнее 4—5 мкм в сухих фильтрах этого класса малоэффективно.

В фильтрах III класса, заполненных более толстыми волокнами, проволокой, перфорированными и зигзагообразными листами и т. п., в основном действует инерционный эффект. Для уменьшения пор и каналов в заполнении фильтров последние смачиваются.

Эффективность и сопротивление фильтров внутри каждого из классов неодинаковы.

Характеристика различных видов воздушных фильтров приведена в табл. XIII.5.

Таблица XIII.5

Характеристика видов воздушных фильтров

Вид фильтра	Тип фильтра	Наименование фильтра	Класс фильтра по эффективности	Способ регенерации
Сухие пористые	Волокнистые	Ячейковые ФяЛ	I	Смена фильтрующего материала
		Ячейковые ЛАИК	I	Смена фильтра
		Рулонные ФРУ	III	Смена фильтрующего материала
		Рулонные ФРП	III	Пневматическая очистка фильтрующего материала
	Сетчатые	Ячейковые ФяВ	III	То же или промывка в воде
	Губчатые	Ячейковые ФяП	III	То же
Смоченные пористые	Волокнистые	Рулонные ФРУ	III	Смена фильтрующего материала
		Ячейковые ФяУ	III	То же
	Масляные	Самоочищающиеся Кд, КдМ, и Кт	III	Непрерывная промывка фильтрующего материала в масле с периодической заменой масла
		Самоочищающиеся ФШ	III	То же
		Ячейковые ФяР	III	Промывка фильтрующих элементов в содовом растворе с последующим замасливанием
		Ячейковые ФяВ	III	То же
Электрические	Электрические двухзональные промывные	Агрегатные ФЭ	II	Промывка фильтра водой
		Тумбочные ЭФ-2	II	То же

§ 71. СУХИЕ ПОРИСТЫЕ ФИЛЬТРЫ

Рулонный волокнистый фильтр ФРУ (рис. XIII.17) выполнен в виде коробчатого каркаса *1*, через сечение которого протекает очищаемый воздух. Каркас в верхней и нижней частях имеет катушки-барабаны *2*. На верхнюю катушку наматывается в виде рулона фильтрующий материал, полотнище которого пропускается через живое сечение фильтра и закрепляется на нижней катушке. Воздух, проходя через полотнище, оставляет в нем пыль.

Рулонные фильтры ФРУ снаряжаются фильтрующим материалом ФСВУ из упругого стекловолокна в виде матов длиной 15—25 м.

На одной из боковых стенок каркаса фильтра установлен механический привод *3* с электродвигателем (N=0,27 кВт), обеспечивающий работу механизмов фильтра.

Сопротивление фильтра возрастает с накоплением в фильтрующем материале пыли. При достижении расчетной величины сопротивления

материал перематывается с верхней катушки на нижнюю, в результате чего в воздушный поток вводится чистый материал и сопротивление фильтра падает. Предусмотрена ручная и автоматизированная перемотка фильтра

Для обслуживания верхней катушки должна быть устроена рабочая площадка с лестницей. Рулонные фильтры устанавливают в приточных системах вентиляции и в системах кондиционирования воздуха при запыленности атмосферного воздуха до 1 мг/м³.

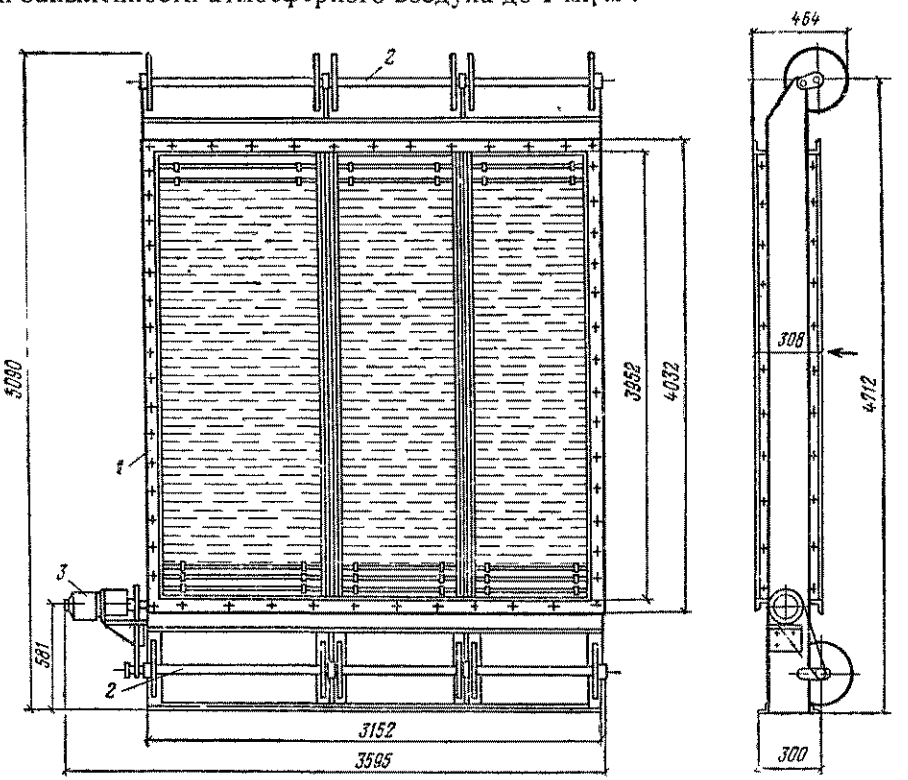


Рис XIII 17. Рулонный волокнистый фильтр ФРУ

Фильтры ФРУ выпускаются пропускной способностью от 20 000 до 120 000 м³/ч с начальным сопротивлением 39—49 Па (4—5 кгс/м²) при удельной воздушной нагрузке 10 000 м³/ч на 1 м². Удельная пылеемкость при увеличении сопротивления с 39 до 137 Па (с 4 до 14 кгс/м²) может доходить до 300 г/м². Фильтры ФРУ могут устанавливаться секциями шириной 800, 1050 и 1600 мм в зависимости от ширины кондиционера или камеры

Фильтры ФРУ можно использовать как сухими, так и смоченными.

Кроме фильтров ФРУ, имеются *рулонные волокнистые фильтры ФРП*, в которых в качестве фильтрующего материала принят нетканый фильтрующий материал ФВН.

Ячейковый губчатый фильтр ФяП представляет собой плоскую (коробчатую) ячейку (рис. XIII.18) высотой 85 мм, заполненную слоем модифицированного пенополиуретана толщиной 20—25 мм. Пенополиуретан обработан раствором щелочи для повышения его воздухопроницаемости.

Регенерацию фильтра осуществляют промывкой ячеек в холодной воде при сухой пыли или в теплой воде при липкой пыли. Пропускная

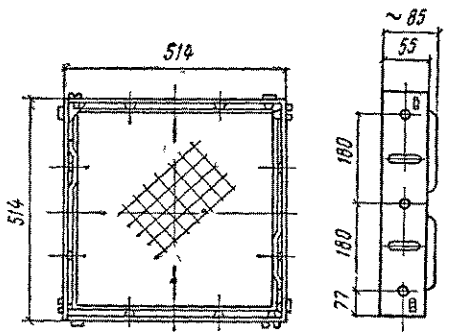


Рис. XIII.18. Ячейка фильтров ФяП и ФяР

способность фильтра при удельной воздушной нагрузке 7000 м³/ч на 1 м² составляет 1540 м³/ч. Начальное сопротивление фильтра 59 Па (6 кгс/м²). Удельная пылеемкость при увеличении сопротивления с 59 до 118 Па (с 6 до 12 кгс/м²) составляет 200 г/м². Эффективность очистки 80%.

Путем установки ячеек фильтров в каркасы из них образуют фильтрующие панели различной площади.

Предназначен фильтр ФяП для сухой очистки воздуха от пыли в приточных системах вентиляции при начальной запыленности воздуха не более 5—10 мг/м³.

§ 72. СМОЧЕННЫЕ ПОРИСТЫЕ ФИЛЬТРЫ

Смачивание фильтров малоиспаряющимися вязкими жидкостями повышает их эффективность.

Для смачивания фильтров рекомендуется применять следующие сорта масел:

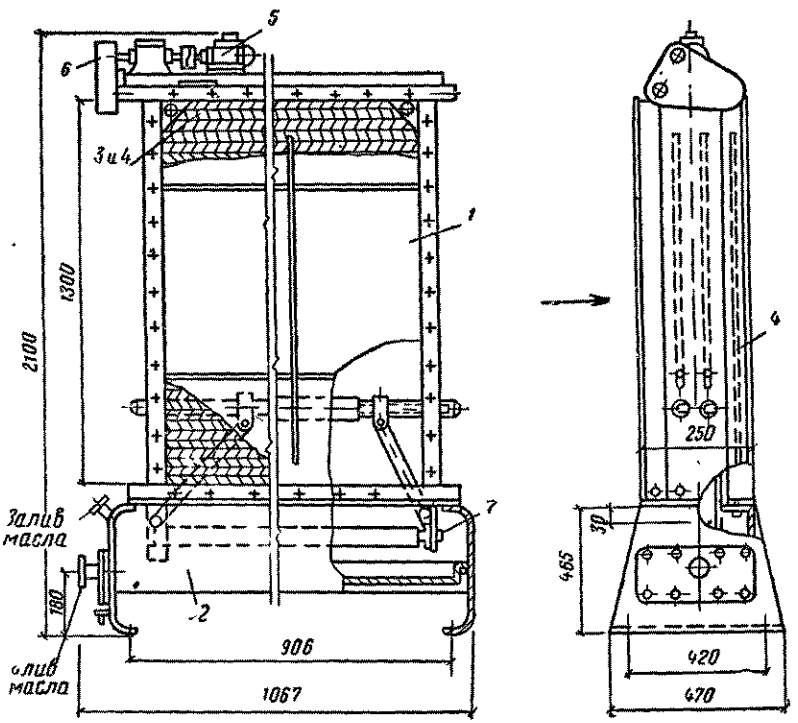


Рис. XIII.19. Самоочищающийся фильтр Кд-10006

в холодный период года — висциновое (при минимальной температуре —15 °С), индустриальное 12 или веретенное 2 (при —20 °С), трансформаторное (при —35 °С), приборное МВП (при —50 °С), водно-глицериновый раствор; парфюмерное;

в теплый период года — висциновое, индустриальное 20 или веретенное 3, водно-глицериновый раствор; парфюмерное.

Все эти масла обладают большой вязкостью, хорошо удерживаются на смоченных ими поверхностях, мало испаряются и не замерзают.

В самоочищающихся масляных фильтрах Кд-10006 (рис. XIII.19) и *Кд-20006* воздух очищается от пыли в процессе его прохождения через две бесконечные непрерывно движущиеся сетки, смоченные маслом. Скорость первой по ходу воздуха сетки 16 см/мин, второй — 7 см/мин.

Фильтр состоит из металлического корпуса *1*, бака для масла с ручной мешалкой для взмучивания осадка при сливе отработанного масла *2* и двух бесконечных проволочных сеток *3* и *4*. Каждая сетка натянута между двумя валиками. Верхний валик — ведущий — закреплен в подшипниках и приводится во вращение электродвигателем *5* через двухступенчатый червячный редуктор и зубчатую передачу *6*, а нижний — натяжной *7* — установлен в подшипниках, которые перемещаются при помощи натяжных винтов. При движении сетки проходят через масляную ванну, где смывается осевшая на них пыль.

Для нормальной работы фильтра очищаемый воздух должен поступать равномерно по всему сечению фильтрующей поверхности со скоростью, не превышающей 3 м/с.

Фильтры Кд-10006 и Кд-20006 имеют соответственно номинальную пропускную способность 10 000 и 20 000 м³/ч при удельной нагрузке 10 000 м³/ч на 1 м² и сопротивлении по воздуху 98 Па (10 кгс/м²). Эффективность улавливания частиц размером более 10 мкм составляет 95%.

Эти фильтры устанавливают для очистки воздуха от пыли в приточных системах вентиляции и системах кондиционирования воздуха.

Кроме перечисленных фильтров, промышленность выпускает масляные самоочищающиеся сетчатые фильтры для кондиционеров Кт 04.2000.0, Кт 06.2000.0, Кт 08.2000.0, Кт 16.2000.0 и Кт 25.2000.0 производительностью соответственно от 40 000 до 250 000 м³/ч.

Фильтры ячейковые масляные ФяР системы инж. Е. В. Рекка выполнены в виде ячейки коробчатого типа (см. рис. XIII.18), заполненной 12 гофрированными металлическими сетками. Из ячеек могут быть собраны фильтрующие панели различной площади.

Перед применением фильтры промасливают висциновым маслом № 2 или 3 путем погружения их в ванну с маслом. Затем, после стекания излишков масла, фильтры устанавливают на место. Регенерацию фильтров осуществляют промывкой ячеек в горячем (60 °С) 5%-ном содовом растворе, а затем в горячей чистой воде. После сушки ячейки фильтров снова смачивают маслом.

Наряду с фильтрами ФяР применяются *фильтры ФяВ*, которые при той же конструкции и размерах заполняются гофрированными винипластовыми «сетками» (пленками) и двумя металлическими сетками. Фильтры ФяВ можно использовать как в замасленном, так и в сухом виде.

При удельной воздушной нагрузке 7000 м³/ч на 1 м² пропускная способность фильтров ФяР и ФяВ составляет 1540 м³/ч. Начальное сопротивление их соответственно равно 39 Па (4 кгс/м²) и 49 Па (5 кгс/м²), а удельная пылеемкость у фильтра ФяР при увеличении сопротивления с 39 до 78,5 Па (с 4 до 8 кгс/м²) составляет 1500 г/м², у фильтра ФяВ при увеличении сопротивления с 49 до 98 Па (с 5 до

10 кгс/м²) — 2000 г/м². Эффективность очистки 80—95% (частицы размером более 10 мкм).

Эти фильтры применяют в приточных системах вентиляции для очистки атмосферного воздуха с начальной запыленностью более 5—10 мг/м³.

В практике очистки воздуха в приточных системах вентиляции находит применение и *ячейковый масляный фильтр с кольцами Рашига*, заполнителем в котором являются керамические кольца (4400 шт. на одну ячейку размером 520×520×140 мм), смоченные маслом. Пропускная способность ячейки 1000 м³/ч при начальном сопротивлении 78,5 Па (8 кгс/м²), а удельная пылеемкость при увеличении сопротивления вдвое — 2000 г/м². Степень очистки 95—98%.

Пример XIII.1. Подобрать для очистки 25 000 м³/ч приточного воздуха с начальной запыленностью 5 мг/м³ ячейковый воздушный фильтр ФяР.

Решение. При удельной воздушной нагрузке 7000 м³/ч на 1 м² необходимая площадь фильтрующей поверхности будет равна:

$$F = \frac{25\,000}{7000} = 3{,}57 \text{ м}^2.$$

Так как площадь рабочего сечения фильтра ФяР равна 0,22 м², то число необходимых ячеек составит:

$$n = \frac{3{,}57}{0{,}22} = 16{,}2.$$

Принимаем панель из 16 ячейковых фильтров ФяР.

При степени очистки фильтра 90% в нем за 1 ч должно оседать количество пыли

$$q = \frac{25\,000 \cdot 0{,}005 \cdot 90}{16 \cdot 100} = 7 \text{ г/ч}.$$

При удельной пылеемкости фильтра 1500 г/м² пылеемкость ячейки составит:

$$1500 \cdot 0{,}22 = 330 \text{ г},$$

время службы фильтра до регенерации будет равно:

$$t = \frac{330}{7} \approx 47 \text{ ч}.$$

§ 73. ФИЛЬТРУЮЩИЙ МАТЕРИАЛ ФП

Фильтрующий материал ФП (ткань акад. И. В. Петрянова) предназначен для тонкой и сверхтонкой очистки воздуха и газов от твердых сухих частиц радиоактивных, токсичных, бактериальных и других высокодисперсных аэрозолей с начальной концентрацией не более 0,5 мг/м³. Этот материал представляет собой слой ультратонких волокон, нанесенных на подложку (перхлорвинил, ацетилцеллюлоза). Материал при прохождении через него воздуха приобретает электрический заряд, что улучшает его фильтрующие свойства.

Движение воздуха в процессе фильтрования через слой тонковолокнистой ткани имеет ламинарный характер и поэтому зависимость аэродинамического сопротивления Δp, Па, от скорости фильтрования $v_ф$, см/с, может быть выражена формулой

$$\Delta p = \Delta p_{ст} \frac{v_ф}{v_ф^{ст}}, \qquad \text{(XIII.32)}$$

где $\Delta p_{ст}$ — так называемое стандартное сопротивление ткани, определяемое при скорости фильтрования $v_ф^{ст} = 1$ см/с.

Фильтрующее действие тканей ФП со степенью очистки 99,9% оценивают более точным показателем — коэффициентом проскока, который представляет собой отношение числа частиц аэрозоля ΔN, прошедших через фильтр, к начальному числу частиц N_0:

$$K = \frac{\Delta N}{N_0} 100. \qquad \text{(XIII.33)}$$

Коэффициент проскока через ткань зависит от плотности и толщины фильтрующего слоя, диаметра волокон, скорости фильтрования и размера частиц аэрозоля.

При скорости фильтрования 10 м/с и воздушной нагрузке до 360 м³/ч на 1 м² коэффициент проскока по наиболее проникающим частицам может быть определен как

$$\lg K = -\frac{\alpha \Delta p_{ст}}{\sqrt{v_ф}},$$

где α — коэффициент фильтрующего действия для данной марки ткани.

Для тканей с устойчивым электрическим зарядом коэффициент фильтрующего действия представляет собой сумму двух коэффициентов:

$$\alpha = \alpha_м + \alpha_э, \qquad \text{(XIII.34)}$$

где $\alpha_м$ — коэффициент фильтрующего действия для ткани, не имеющей электрического заряда; $\alpha_э$ — коэффициент фильтрующего действия, вызванный электрическим зарядом.

Коэффициент α можно определять по табл. XIII.6.

Таблица XIII.6

Коэффициенты $\alpha_м$ и $\alpha_э$

Марка ткани	$\alpha_м$	$\alpha_э$	Марка ткани	$\alpha_м$	$\alpha_э$
ФПП-15	1	1,5	ФПМ-15	1	1
ФПП-25	1	1,5	ФПА-15	1	0
ФПС-15	1	3			

Скорость фильтрования, см/с, при заданном сопротивлении чистого фильтра Δp, Па (кгс/м²), может быть определена по формуле

$$v_ф = \left[\frac{\alpha \Delta p}{-2(\lg K - 0{,}7)}\right]^{2/3}. \qquad \text{(XIII.35)}$$

Сопротивление загрязненного фильтра рекомендуется принимать в 2 раза больше сопротивления чистого фильтра, но не более 400—600 Па (40—60 кгс/м²).

§ 74. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ТОНКОЙ И СВЕРХТОНКОЙ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ, МИКРООРГАНИЗМОВ И ЧАСТИЦ РАДИОАКТИВНЫХ АЭРОЗОЛЕЙ

Фильтры с материалом ФП обеспечивают практически абсолютную очистку воздуха. Эти фильтры имеют рамочную конструкцию в виде набора П-образных рамок, между которыми уложен фильтрующий материал ФП (рис. XIII.20, *а*).

Для увеличения продолжительности эксплуатации фильтров с фильтрующим материалом ФП перед ними могут устанавливаться

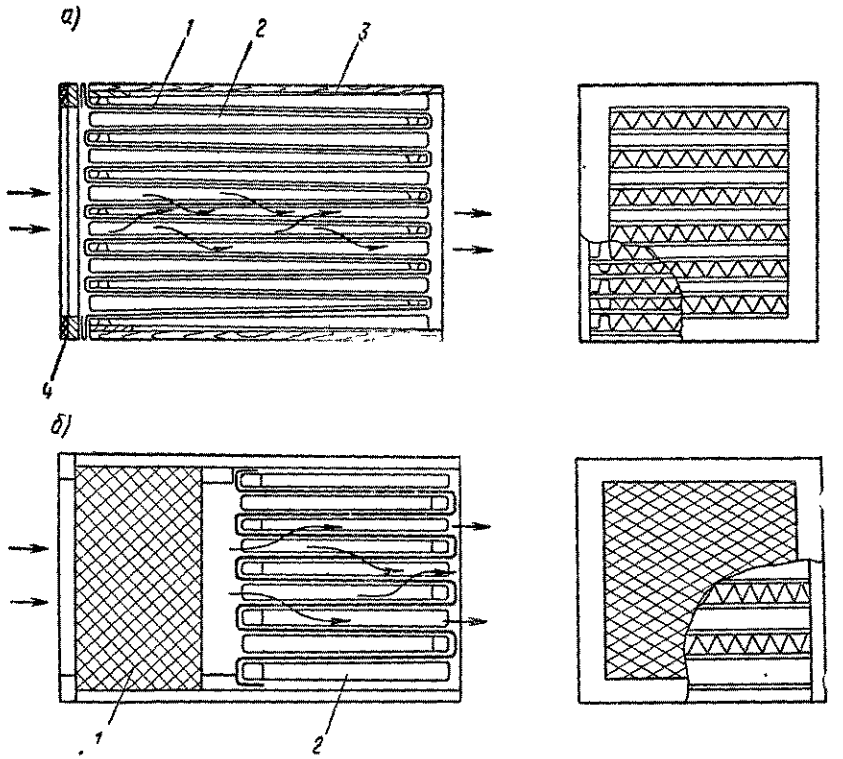


Рис. XIII.20. Схема конструкции фильтра с фильтрующим материалом ФП

а — рамочного. *1* — винипластовая пленка; *2* — фильтрующий материал; *3* — фанерные листы; *4* — прокладка из резины; *б* — комбинированного: *1* — фильтрующий элемент насадочного типа с насадкой из распушенного штапельного волокна — лавсана для первой ступени очистки (грубой); *2* — рамочный фильтр для второй ступени очистки (тонкой)

фильтры грубой очистки (рис. XIII. 20, *б*), в которых в качестве фильтрующего элемента используется слой штапельного волокна — лавсана.

Фильтры с фильтрующим материалом ФП рассчитаны на разовое использование и регенерации или перезаряжению не подлежат. Фильтры собираются в виде панелей или устанавливаются одиночно с горизонтальным либо вертикальным подводом очищаемого воздуха.

Фильтр ЛАИК (рис. XIII.21) выполнен из фильтрующей насадки, помещенной в корпусе — коробе прямоугольной формы, открытом со стороны входа и выхода воздуха. Внутри короба уложены рамки, огибаемые фильтрующим материалом ФП-15 (ткань Петрянова), между двумя слоями которого прокладывается сепаратор из алюминиевой фольги. Короб выполнен из 10-миллиметровой фанеры.

Фильтр обеспечнвает полную очистку от микроорганизмов воздуха, подаваемого в помещение, а также воздуха, удаляемого из помещений, в которых проводятся работы с болезнетворными микробами.

Эффективность очистки воздуха при нагрузке 36—50 м³/ч на 1 м² составляет: для фильтров, снаряженных фильтрующим материалом ФПП-15-1,5, до 99,9%, ФПП-15-3 до 99,99% и ФПП-15-6 до 99,995%. Цифры 1,5; 3 и 6 в обозначении материала соответствуют сопротивлению при нагрузке 36 м³/ч: 15, 30 и 60 Па (1,5; 3 и 6 кгс/м²).

Нагнетаемый воздух до фильтра с фильтрующим материалом ФП должен обязательно пройти предварительную очистку в масляных фильтрах или фильтрах другой конструкции.

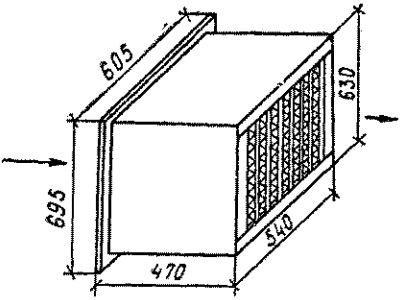


Рис XIII 21 Фильтр ЛАИК

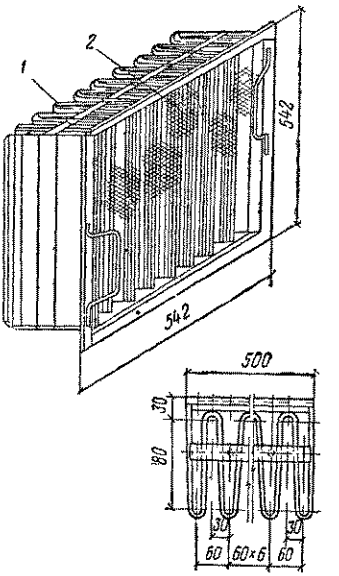


Рис XIII 22 Бумажный фильтр рамочный

1 — фильтрующий слой, *2* — металлическая сетка с 9—15 ячейками на 1 см²

Фильтры рамочные бумажные ВЦНИИОТ-К-53 (рис. XIII.22) предназначены для тонкой очистки воздуха с начальной запыленностью не более 1—3 мг/м³. Фильтрующим материалом является алигнин, который в шесть слоев укладывается на поверхность поддерживающего зигзагообразного каркаса — сетки При заполнении фильтра шестью слоями алигнина и двумя слоями шелковки его эффективность при сопротивлении 98 Па (10 кгс/м²) составляет 95—96%, а при сопротивлении 147 Па (15 кгс/м²) —94—95%. Тот же фильтр, заполненный только шестью слоями алигнина, при тех же сопротивлениях имеет эффективность соответственно 86—87 и 84—86%.

Воздушная нагрузка фильтра равна 600 м³/ч на 1 м², а пропускная способность одной кассеты —1140 м³/ч. Фильтрующий слой не регенерируется, а после накопления предельного количества пыли заменяется новым.

§ 75. ИНДИВИДУАЛЬНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Пылеулавливающий вентиляционный агрегат ЗИЛ-900 (рис. XIII 23) применяют для очистки от сухой пыли воздуха, отсасываемого от абразивных кругов заточных, обдирочных и шлифовальных станков В агрегате происходит двухступенчатая очистка воздуха (в сухом циклоне и рукавном фильтре) и выброс его в помещение на рециркуляцию.

Аппарат состоит из корпуса *1*, в котором размещены сухой циклон *2* и матерчатый семирукавный фильтр *3*, из вентилятора *4* с электродвигателем *5*, встряхивающего механизма *6* и бункера с совком *7* для сбора выпадающей пыли.

Пропускная способность агрегата ЗИЛ-900 по чистому воздуху 900 м³/ч, а по запыленному воздуху, содержащему абразивную пыль, 700 м³/ч. Эффективность агрегата 99,5%.

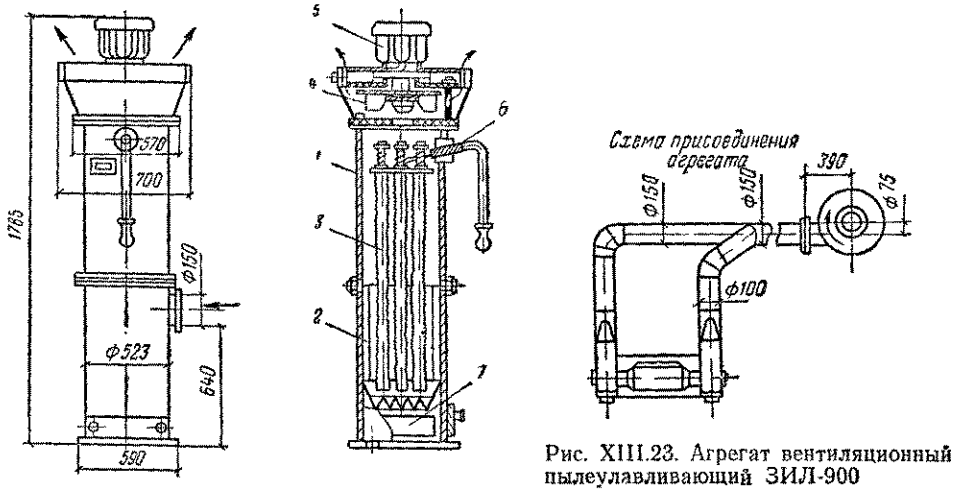


Рис. XIII.23. Агрегат вентиляционный пылеулавливающий ЗИЛ-900

§ 76. ПОДБОР ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ И ФИЛЬТРОВ

Подбор пылеуловителей следует производить таким образом, чтобы принимаемое оборудование соответствовало количеству улавливаемой пыли или очищаемых газов, их физическим и химическим свойствам, а также особенностям эксплуатации пылеуловителей. При этом главной задачей является обеспечение заданной эффективности очистки.

Схемы очистки воздуха принимаются в зависимости от вида материала, применяемого в технологическом процессе.

При выборе и расчете пылеуловителей учитывают дисперсный состав пыли, начальную и допускаемую остаточную концентрацию пыли, способность пыли к налипанию и коагуляции, температуру пылевоздушной смеси и ее влажность, абразивность и взрывоопасность пыли. При большой начальной концентрации пыли в удаляемом воздухе следует применять многоступенчатую очистку.

Тип воздушного фильтра и необходимую его эффективность выбирают с учетом требований к степени чистоты воздуха, условий эксплуатации фильтра и стоимости очистки воздуха.

Глава XIV
СИСТЕМЫ МЕСТНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 77. МЕСТНАЯ ВЫТЯЖНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Общие положения. Для борьбы с выделяющимися в воздух производственных помещений парами и газами вредных веществ, а также пылью наиболее эффективно применение локализующей вытяжной вентиляции, т. е. удаление вредных выделений от мест их образования. Удаление загрязненного воздуха от мест его сосредоточения легко осуществить при устройстве укрытий у агрегатов, являющихся источниками вредных выделений. Вытяжка из-под укрытий может быть как естественной, так и механической. Устройство локализующей, или местной, вытяжной вентиляции рекомендуется как один из наиболее экономичных и эффективных методов борьбы с вредными выделениями.

Чистый приточный воздух в этих случаях следует подавать в отдалении от источников вредных выделений, т. е. приточный воздух *должен всегда подаваться в «чистую зону»* вдали от мест образования вредных выделений.

Местные отсосы. Местный отсос представляет собой устройство для локализации вредных выделений у места их образования и удаления загрязненного воздуха за пределы помещения с концентрациями, более высокими, чем при общеобменной вентиляции. Это позволяет сокращать воздухообмен и тем самым снижать расходы на обработку воздуха.

Санитарно-гигиеническое значение местных отсосов заключается в том, что они не допускают проникания вредных выделений в зону дыхания работающих.

Кроме санитарно-гигиенических требований, к местным отсосам предъявляют следующие технологические требования:

а) место образования вредных выделений должно быть укрыто настолько, насколько это позволяет технологический процесс, а открытый (рабочий) проем должен иметь минимально возможные размеры;

б) местный отсос не должен мешать нормальной работе или снижать производительность труда;

в) вредные выделения должны удаляться от места их образования в направлении их естественного движения — горячие газы и пары вверх, холодные тяжелые газы и пыль вниз;

г) конструкция местного отсоса должна быть простой, иметь малое гидравлическое сопротивление, легко сниматься и устанавливаться на место при чистке и ремонте оборудования.

Конструктивно местные отсосы оформляют в виде разнообразных укрытий источников вредных выделений. Условно их можно разделить на три группы: полуоткрытые, открытые и полностью закрытые.

Полуоткрытый отсос представляет собой укрытие, внутри которого находится источник вредных выделений. Укрытие имеет открытый проем или отверстие. Примерами такого укрытия являются вытяжные шкафы, вентилируемые камеры или кабины (для пульверизационной окраски, дробеструйной очистки и т. п.), витринные отсосы и фасонные укрытия у вращающихся режущих инструментов.

К местным отсосам *открытого типа* относятся укрытия, находящиеся за пределами источника вредных выделений — над ним или сбоку от него. Примерами таких укрытий являются вытяжные зонты, боковые, бортовые и кольцевые отсосы.

Полностью закрытые отсосы являются составной частью кожуха машины или аппарата (элеватора, мельницы, бегуна, дробилки, барабана для очистки литья и т. п.), который имеет небольшие отверстия, щели или неплотности для поступления через них воздуха из помещения.

Укрытие следует располагать по направлению распространения струи вредных выделений, используя для их захвата их собственную кинетическую энергию. В этом случае расход удаляемого воздуха будет минимальным. При проектировании местных отсосов выбор формы укрытия, его расположения относительно источника вредных выделений и объема отсоса зависит от характера технологического процесса.

В настоящее время некоторые виды технологического оборудования выпускаются со встроенными местными отсосами. Таковы, например, окрасочные и сушильные камеры, деревообрабатывающие, шлифовальные и полировальные станки.

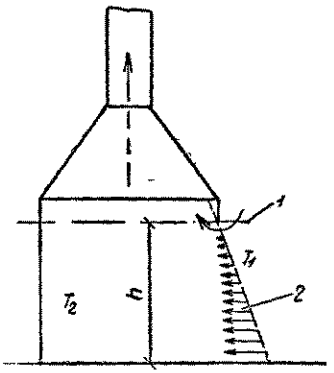


Рис. XIV.1. Схема вытяжного шкафа с естественной вытяжкой

1 — уровень нулевых давлений; *2* — эпюра распределения давлений в рабочем отверстии шкафа; T_1 — температура воздуха в помещении; T_2 — температура газов внутри вытяжного шкафа

§ 78. ВЫТЯЖНЫЕ ШКАФЫ

Вытяжные шкафы представляют собой укрытия с рабочим проемом для наблюдения за технологическим процессом и для его проведения при различного рода лабораторных работах и исследованиях, сопровождающихся образованием значительных количеств тепла, газов и других вредных выделений. Образующиеся внутри шкафа вредные выделения удаляются из него вместе с воздухом за пределы помещения естественным или механическим путем, а на их место из помещения через рабочий проем подтекает воздух, который служит как бы завесой, препятствующей прониканию вредных выделений из шкафа в помещение. Для предотвращения выбивания вредных выделений из шкафа уровень нулевых давлений (нейтральная линия) в нем должен располагаться не ниже верхней кромки проема.

Определим объемный расход воздуха, удаляемого из шкафа естественным путем при наличии в нем теплового источника (рис. XIV.1).

Для удаления из шкафа избытков тепла или других вредных выделений естественным путем необходимо наличие подъемной силы, возникающей в том случае, когда температура воздуха в шкафу превышает температуру воздуха в помещении. Кроме того, удаляемый воздух должен иметь достаточный запас энергии для преодоления аэродинамического сопротивления на пути от входа в шкаф до места выброса в атмосферу.

Объемный расход удаляемого из шкафа воздуха L, м³/ч, может быть определен по формуле

$$L = 114 \sqrt[3]{hQF^2} \qquad \text{(XIV.1)}$$

или

$$L = 120 \sqrt[3]{hQF^2}, \qquad \text{(XIV.1')}$$

где h — высота открытого проема шкафа, м; Q — количество тепла, выделяемого в шкафу, Вт или ккал/ч; F — площадь открытого (рабочего) проема шкафа, м².

Необходимую высоту вытяжной трубы H, м, можно определить, задавшись диаметром трубы d. Тогда располагаемая разность давлений Δp, Па (кгс/м²), составит:

$$\Delta p = H(\rho_1 - \rho_2)g, \qquad \text{(XIV.2)}$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотность (объемная масса) соответственно воздуха в помещении и воздуха в шкафу, кг/м³ (кгс·с²/м⁴).

Сумму всех сопротивлений прямой трубы на пути движения воздуха представим как местное сопротивление, отнесенное к скоростному давлению в трубе, т. е.

$$\Delta p = \zeta_{\text{п}} \frac{\rho_2 v^2}{2}, \qquad \text{(XIV.3)}$$

где $\zeta_{\text{п}} = \zeta_{\text{вх+вых}} + \lambda \frac{H}{d}$.

Приравняем уравнения (XIV.2) и (XIV.3):

$$\zeta_{\text{п}} \frac{\rho_2 v^2}{2} = H(\rho_1 - \rho_2) g.$$

Подставив значение $\zeta_{\text{п}}$ и приняв $\lambda = 0{,}02$ после преобразований получим:

$$H = \frac{\zeta_{\text{вх+вых}}}{0{,}82 \frac{d^4}{F^2 h} - \frac{0{,}02}{d}}. \qquad \text{(XIV.4)}$$

Шкафы с механической вытяжкой бывают с нижним, верхним или комбинированным (нижним и верхним) отсосом (рис. XIV.2). Шкафы с нижним отсосом воздуха применяют для удаления тяжелых газов и пыли при отсутствии источников тепла в шкафу. Шкафы с верхним отсосом применяют для процессов, сопровождающихся выделением тепла. Комбинированный (нижний и верхний) отсос устраивают в химических лабораторных вытяжных шкафах.

Объемный расход воздуха L, м³/ч, отсасываемого вытяжными шкафами при механической вытяжке, определяется из условия отсутствия выбивания загрязненного воздуха из шкафа и с учетом токсичности выделяющихся веществ по формуле

$$L = 3600 v F, \qquad \text{(XIV.5)}$$

где v — средняя скорость всасывания в сечении открытого проема, м/с; F — площадь открытого (рабочего) проема шкафа, м².

Таблица XIV.1

Рекомендуемые скорости всасывания воздуха в проемах вытяжных шкафов при некоторых производственных операциях

Производственные операции	Основные вредные выделения	Скорость всасывания, м/с
Плавка и розлив свинца ($t = 400°$ С)	Аэрозоль свинца и окислов	1,5—1,7
Гальваническое свинцевание	Фтористый водород	1,5
Пайка свинцом или третником	Аэрозоль свинца и дым	0,7—1,6
Пайка без свинца	Аэрозоль металла	0,4—0,5
Работа со свинцом при интенсивном движении в шкафу	Аэрозоль свинца и окислов	2—2,5
Работа с ртутью без нагрева	Пары ртути	0,8—1,1
То же, с нагревом	То же	1,1—1,3
Работа на лабораторных и полузаводских установках	Газы и пары при допустимой концентрации, мг/м³:	
	до 10	0,5
	от 10 до 1	0,7—1
	ниже 1	1,2—1,5
Операции с особо вредными веществами	Радиоактивные вещества, теллур, бериллий	2—3
Промывка в бензине	Пары бензина	0,5—0,6
Электролитическое обезжиривание	Туман щелочей	0,6—0,8
Работа в лабораторных шкафах	Различные пары и газы	0,3—0,5
Гидропескоструйная очистка (при закрытом проеме)	Силикатная пыль	1—1,5

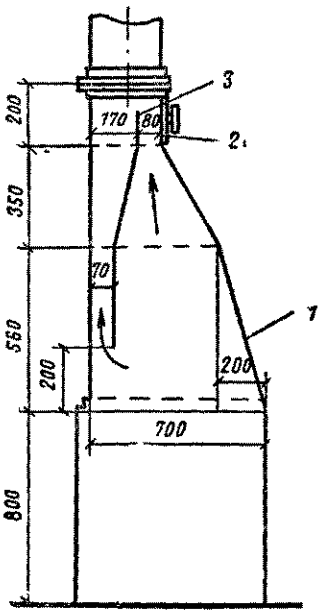


Рис. XIV.2. Вытяжной шкаф с комбинированным отсосом

1 — плоскость рабочего отверстия; *2* — люк; *3* — свободный конец стального листа для регулировки

Среднюю скорость всасывания в открытом проеме шкафа рекомендуется принимать по данным табл. XIV.1 и по действующим нормативам.

Площадь открытого (рабочего) проема лабораторного шкафа составляет 40—50% площади проема при полном раскрытии дверок шкафа.

Вытяжка из нижней зоны лабораторных шкафов с комбинированным (нижним и верхним) отсосом составляет 30—50% общей вытяжки из шкафа. Остальное количество воздуха удаляется из верхней зоны.

§ 79. БОРТОВЫЕ И КОЛЬЦЕВЫЕ ОТСОСЫ

Бортовые отсосы. Бортовые отсосы применяют для удаления вредных выделений с поверхности растворов, находящихся в различных ванных, где происходят процессы металлопокрытия и травления. Различают *однобортовые* отсосы, когда щель отсоса расположена вдоль одной из длинных сторон ванны, *двухбортовые*, когда щели расположены у двух противоположных сторон, и *угловые* — при расположении щелей у двух соседних сторон.

Бортовой отсос называют *простым* (рис. XIV.3, *а*), когда щели расположены в вертикальной плоскости, и *опрокинутым* (рис. XIV.3, *б*), когда щели расположены горизонтально в плоскости, параллельной зер-

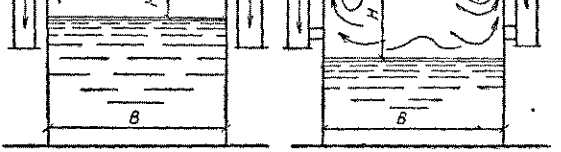


Рис. XIV.3. Бортовые отсосы

а — простой; *б* — опрокинутый

калу ванны. Чем токсичнее выделения с зеркала ванны, тем ближе их нужно прижать к зеркалу, чтобы не допустить попадания вредных веществ в зону дыхания работающих у ванн.

Простые отсосы следует применять при высоком стоянии уровня раствора в ванне, когда расстояние до щели отсоса H составляет менее 80—150 мм; при более низком стоянии уровня раствора (H=150... 300 мм и более) значительно меньшего расхода воздуха требуют опрокинутые бортовые отсосы.

Расход воздуха на все виды бортовых отсосов тем больше, чем больше ширина ванны B, выше температура раствора и чем ближе

к поверхности раствора необходимо прижать поток с учетом токсичности выделений.

Определение расхода воздуха, отсасываемого от горячих ванн. Расход воздуха, отсасываемого от промышленных ванн, впервые теоретически определил инж. И. Л. Виварели.

При работе бортового отсоса на частицу воздуха, находящуюся у поверхности раствора в ванне, действуют подъемная сила и сила всасывания. Под влиянием их частица движется по криволинейной траектории.

Исходя из условия постоянства подъемной силы P в потоке (при постоянных температуре и плотности среды) по всему его пути, можно записать

$$P = \frac{\rho_{пот} - \rho_{пом}}{\rho_{пом}} m_{пот} g = \text{const},$$

где $\rho_{пот}$ — плотность воздуха в потоке; $\rho_{пом}$ — плотность окружающего воздуха; $m_{пот}$ — масса потока в том же сечении.

Пренебрегая увеличением массы на небольшом расстоянии от ванны, можно принять ускорение постоянным, и тогда сила P может быть определена как

$$P = m_{пот} \frac{du}{dt},$$

где u — скорость восходящего потока; t — время с момента отрыва потока от зеркала ванны;

отсюда

$$\frac{du}{dt} = \frac{P}{m_{пот}} = \frac{\rho_{пот} - \rho_{пом}}{\rho_{пом}} g.$$

Заменяя отношение плотностей отношением абсолютных температур, получим:

$$\frac{du}{dt} = \frac{T_{пот} - T_{пом}}{T_{пом}} g.$$

После интегрирования при $u_{нач} = 0$ определим

$$u = \frac{T_{пот} - T_{пом}}{T_{пом}} gt.$$

На небольшом расстоянии от ванны отношение избыточных температур может быть принято равным

$$\frac{T_{пот} - T_{пом}}{T_в - T_{пом}} \approx 0{,}33,$$

где $T_в$ — абсолютная температура нагретой жидкости в ванне.

Подставляя вместо

$$T_{пот} - T_{пом} = \frac{T_в - T_{пом}}{3},$$

получим:

$$u = \frac{T_в - T_{пом}}{3T_{пом}} gt.$$

Скорость, создаваемая однобортовым отсосом, рассматриваемым как линейный сток, может быть определена по формуле

$$v = \frac{L}{\varphi r},$$

где L — объемный расход воздуха для всей щели отсоса, м³/с; φ — угол, образованный границами всасывающего факела; r — расстояние от щели до рассматриваемой точки.

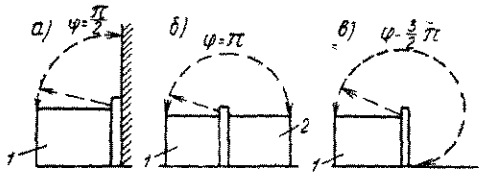


Рис XIV.4 Угол между границами всасывающего факела при различном расположении ванн

а — ванна стоит у стены; *б* — ванна находится рядом с ванной без отсоса; *в* — ванна стоит отдельно; *1* — ванна с отсосом; *2* — ванна без отсоса

На основании приведенных рассуждений И. Л. Виварели были получены расчетные формулы.

Расход воздуха, отсасываемого от ванн, зависит от угла, образованного границами всасывающего факела (рис. XIV.4).

Ванна считается *холодной*, если температура жидкости в ней примерно равна температуре воздуха в помещении $t_в \approx t_{пом}$, и *горячей*, если $t_в > t_{пом}$.

Объемный расход воздуха L, м³/ч, отсасываемого от горячих ванн, может быть определен по формуле

$$L = K_з K_т Б \left(\varphi \frac{T_в - T_{пом}}{3T_{пом}} gB^3\right)^{1/2} l \cdot 3600, \qquad (XIV,6)$$

где $K_з$ — коэффициент запаса, равный 1,5—1,75; для ванн с особо вредными растворами $K_з = 1{,}75...2$; $K_т$ — коэффициент для учета подсоса воздуха с торцов ванны, зависящий от отношения ширины ванны B к ее длине l для однобортового простого отсоса $K_т = \left(1 + \frac{B}{4l}\right)^2$, для двухбортового $K_т = \left(1 + \frac{B}{8l}\right)^2$, при наличии сдува $K_т = 1$; $Б$ — безразмерная характеристика, равная для однобортового отсоса 0,35, а для двухбортового 0,5; φ — угол между границами всасывающего факела, рад; $T_в$ и $T_{пом}$ — абсолютные температуры соответственно жидкости в ванне и воздуха в помещении, К.

Пример XIV.1. Определить расход воздуха, удаляемого двухбортовым отсосом ванны травления серной кислотой, установленной у стены, при следующих данных: $t_в = 60°$ С; $t_{пом} = 16°$ С; $B = 0{,}9$ м; $l = 1$ м; $\varphi \quad \pi/2$.

Решение. Принимаем коэффициент запаса $K_з = 1{,}5$, коэффициент для учета подсоса воздуха с торцов ванны

$$K_т = \left(1 + \frac{0{,}9}{8 \cdot 1}\right)^2 = 1{,}25;$$

безразмерную характеристику $Б = 0{,}5$.

В этом случае объемный расход отсасываемого воздуха будет равен:

$$L = 1{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}5 \left(\frac{3{,}14}{2} \cdot \frac{333 - 289}{3 \cdot 289} 9{,}81 \cdot 0{,}9^3\right)^{1/2} 1 \cdot 3600 \approx 2500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Бортовой отсос со сдувом (рис. XIV.5) представляет собой простой однобортовой отсос, активированный поддувом при помощи плоской струи, направленной из воздуховода с противоположной стороны ванны. Струя, подгоняя поток воздуха из ванны к вытяжной щели, может значительно сократить необходимый объем отсоса по сравнению с обычным бортовым отсосом. Чтобы передувка была эффективной, расход воздуха, удаляемого отсосом, должен строго соответствовать сумме началь-

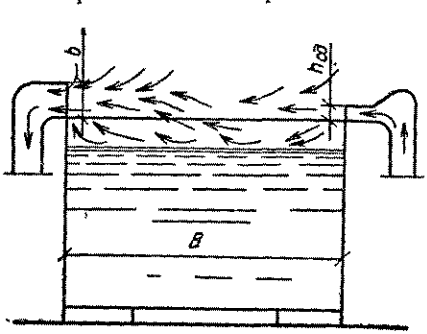


Рис. XIV.5. Бортовой отсос со сдувом

ного расхода воздуха для сдува и того расхода, который присоединится к струе на пути к щели отсоса. В случае, если отсасываться будет меньше этого суммарного объема, остальная часть загрязненного воздуха поступит в рабочую зону помещения. Струю воздуха для сдува надо подавать вблизи зеркала ванны, чтобы она налипала на него. При этом струя становится более дальнобойной, и расход воздуха в ней уменьшается.

Объемный расход приточного воздуха на сдув $L_{сд}$, м³/ч, определяют по формуле

$$L_{сд} = 300KB^2l, \qquad (XIV.7)$$

где K — коэффициент, зависящий от температуры $t_в$ раствора в ванне:

$t_в$, °С . . .	70—95	60	40	20
K	1	0,85	0,75	0,5

B — ширина зеркала ванны, м; l — длина зеркала ванны, м.

Щель сдува необходимо делать высотой не менее 5—7 мм для предотвращения ее засорения при производственных операциях, а начальную скорость сдува следует принимать не более 10—12 м/с, так как при бо́льших скоростях струя поднимет волну на поверхности раствора в ванне.

Высота щели сдува, м:

$$h_{сд} = 0{,}013B. \qquad (XIV.8)$$

Средняя скорость сдува может быть определена по формуле

$$v_{сд} = 6{,}67KB \qquad (XIV.9)$$

и должна приниматься не более 12 м/с.

Объемный расход воздуха L, м³/ч, удаляемого бортовым отсосом при наличии сдува, должен составлять

$$L = 6L_{сд}. \qquad (XIV.10)$$

Высота щели отсоса b принимается равной 16 $h_{сд}$.

Средняя скорость движения воздуха, м/с, в щели отсоса может быть определена как

$$v_в = 2{,}5KB.$$

Значения $L_{сд}$ и L в зависимости от температуры раствора и его токсичности умножаются на поправочный коэффициент ψ: при температуре раствора до 100° С и вредных выделениях $\psi = 1{,}2$ ... 1,3, при особо токсичных выделениях $\psi = 1{,}35$ ... 1,4; при температуре раствора выше 100° С и вредных выделениях $\psi = 1{,}3$ ... 1,4, а при особо токсичных выделениях $\psi = 1{,}45$ ... 1,5. При увеличении расходов воздуха следует изменять высоту щелей сдува и отсоса.

Для эффективной работы бортовых отсосов помещения с ваннами должны быть по возможности герметизированы (щели окон должны быть хорошо уплотнены во избежание инфильтрации, аэрация исключается); в помещениях не должно быть сквозных проходов и проездов. Подачу приточного воздуха организуют таким образом, чтобы исключить появление горизонтальных токов воздуха в зоне спектров всасывания ванн. В связи с этим приточный воздух необходимо подавать в верхнюю зону помещения воздуховодами равномерной раздачи. Скорость движения воздуха в помещении следует принимать равной 0,2—0,4 м/с.

Расчет бортовых отсосов по методу М. М. Баранова. Этот расчет основан на использовании графического метода, разработанного в результате экспериментального изучения действия

бортовых отсосов. В своей работе М. М. Баранов дает графики для расчета простых и опрокинутых одно- и двухбортовых отсосов.

Объемный расход воздуха L, м³/ч, удаляемого бортовыми отсосами всех видов, может быть определен по формуле

$$L = q \sqrt[3]{t_в - t_{пом}}\, l K_H K_v, \qquad (XIV.11)$$

где q — удельный расход воздуха, м³/ч на 1 м длины ванны, определяемый по графикам на рис. XIV.6 в зависимости от высоты спектра вредных выделений h и ширины ванны B; l — длина ванны, м; K_H — поправочный коэффициент на глубину уровня раствора в ванне H (см. рис. XIV.6); K_v — поправочный коэффициент на скорость движения воздуха в помещении; для расчета K_v даны графики на рис. XIV.7.

Для опрокинутых отсосов расчетную ширину ванны принимают меньше фактической на ширину щелей:

при однобортовых отсосах

$$B' = B - b;$$

при двухбортовых отсосах

$$B'' = B - 2b,$$

где B' и B'' — расчетная ширина ванны соответственно при одно- и двухбортовых отсосах; B — ширина ванны без отсоса; b — ширина (высота) щели отсоса.

Ширину (высоту) щели отсоса по конструктивным и технологическим соображениям принимают равной 0,1 B, но не менее 50 мм.

Для всех ванн с низкими температурами (холодные ванны) разность $\Delta t = t_в - t_{пом}$ следует принимать не менее 10° С.

В целях экономии расхода воздуха на отсос глубину уровня раствора H для одно- и двухбортовых опрокинутых и однобортовых простых отсосов необходимо принимать не более 120—200 мм, для двухбортовых простых отсосов — не более 80—100 мм.

При отводе воздуха от бортовых отсосов необходимо обеспечивать равные скорости по всей длине щели борта. Для этого щель, имеющую на всем протяжении постоянную высоту, разбивают на ряд секций. Сужение воздуховода в основании секции не должно быть более 60°.

Пример XIV.2. Рассчитать простой двухбортовой отсос для ванны хромирования шириной $B = 0{,}75$ м, длиной $l = 1{,}2$ м при температуре раствора в ванне $t_в = 60°$ С и температуре воздуха в помещении $t_{пом} = 16°$ С. Расстояние от зеркала ванны до кромки ее борта $H = 80$ мм, скорость движения воздуха в помещении $v_{пом} = 0{,}4$ м/с.

Решение. Для ванны хромирования по табл. XIV.2 принимаем высоту спектра вредных выделений $h = 40$ мм.

По графику на рис. XIV.6, *б* при ширине ванны $B = 750$ мм и высоте спектра вредных выделений $h = 40$ мм находим $q = 560$ м³/(ч·м). При $H = 80$ мм поправка на глубину уровня $K_H = 1$. Поправку на скорость движения воздуха в помещении при $v_{пом} = 0{,}4$ м/с и $\Delta t = 60 - 16 = 44°$ С находим по графику на рис. XIV.7, *б*: $K_v = 1{,}57$.

В этом случае расход воздуха для простого отсоса составит:

$$L = 560 \sqrt[3]{60 - 16} \cdot 1{,}2 \cdot 1 \cdot 1{,}57 = 3730 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример XIV.3. При тех же условиях рассчитать двухбортовой опрокинутый отсос.

Решение. Ширину каждой щели принимаем равной $b = 80$ мм. Вычисляем расчетную ширину ванны для опрокинутого двухбортового отсоса: $B' = 750 - 2 \cdot 80 = 590$ мм. Для данной ширины ванны 590 мм и $h = 40$ мм по графику на рис. XIV.6, *в* находим $q = 500$ м³/(ч·м). При $H = 80$ мм поправка на глубину уровня раствора $K_H = 1$. Поправку на подвижность воздуха при $v_{пом} = 0{,}4$ м/с и $\Delta t = 44°$ С находим по графику на рис. XIV.7, *г*: $K_v = 1{,}16$.

Расход воздуха будет равен:

$$L = 500 \sqrt[3]{60 - 16} \cdot 1{,}2 \cdot 1 \cdot 1{,}16 = 2460 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

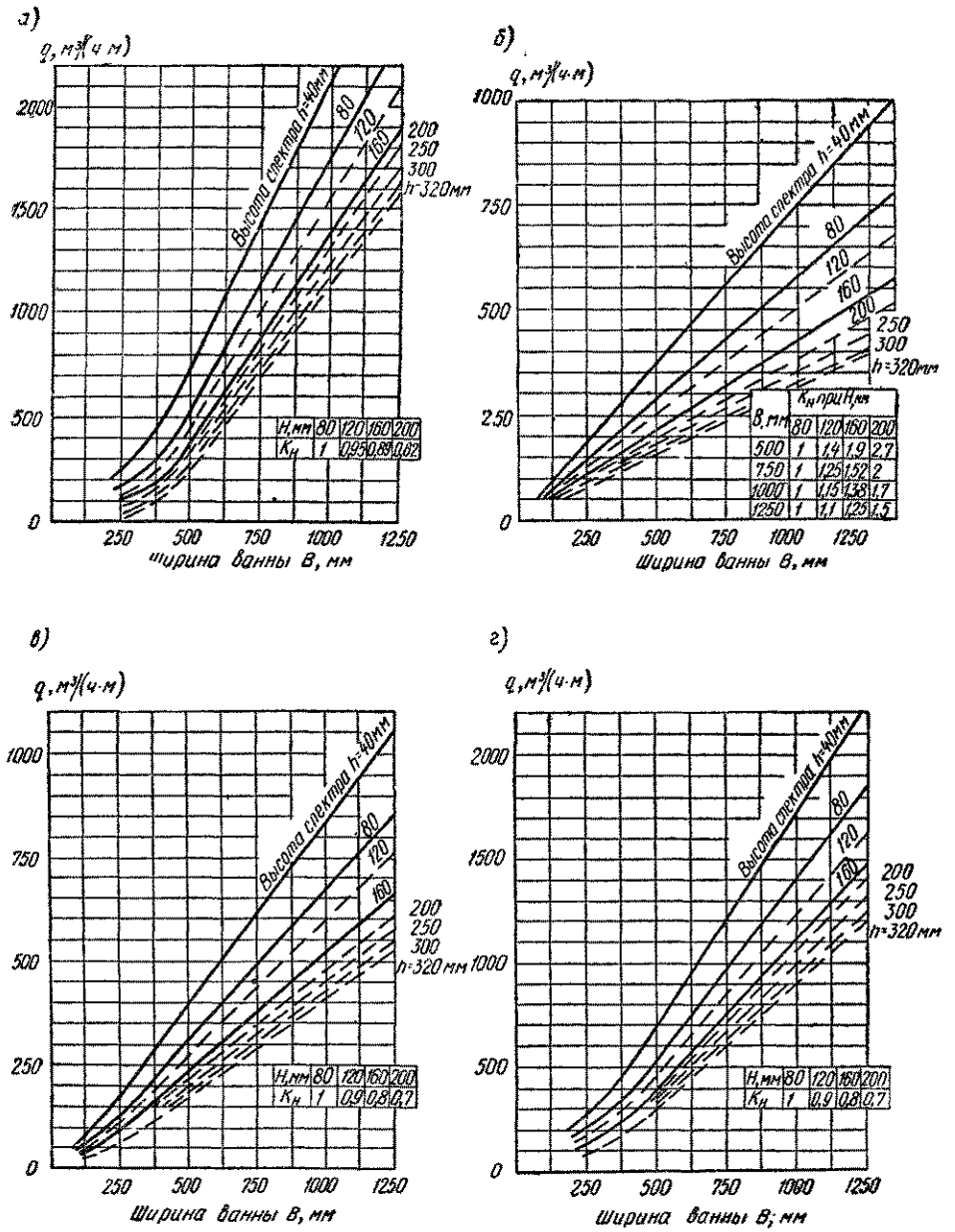


Рис. XIV.6. Графики для расчетов отсосов

а — простых однобортовых; *б* — простых двухбортовых; *в* — опрокинутых двухбортовых; *г* — опрокинутых однобортовых

Из приведенных примеров видно, что более экономичным является двухбортовой опрокинутый отсос, который и следует принять к установке.

Кольцевые отсосы. Кольцевыми отсосами оборудуют круглые ванны и шахтные термические печи. Применяют два вида кольцевых отсосов: со щелью у верхней кромки ванны (рис. XIV.8, *а*) и со щелью, опущенной в ванну (рис. XIV.8, *б*).

Таблица XIV 2

Высота спектра вредных выделений в ваннах для процессов металлопокрытия и травления

Назначение ванн	Обрабатываемый материал	Температура раствора, °С	Химикаты	Вредные выделения	Высота спектра вредных выделений h, мм
Травление	Сталь	15—60	Серная кислота	Аэрозоль серной кислоты	80
	»	30—40	Соляная кислота	Хлористый водород	80
	»	15—20	Азотная кислота	Пары азотной кислоты	40
	Медь	15—20	Плавиковая кислота	Фтористый водород	40
	Кадмий	15—20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
Декапирование	Медь и сплавы	15—20	Цианистый калий или натрий	То же	80
	Сталь	15—20	Хромпик	Аэрозоль серной кислоты	80
Матирование	Медь	15—20	Азотная и серная кислоты	Пары азотной кислоты и окислы азота	40
	Алюминий	—	Хлористый натрий	Аэрозоль едкой щелочи	160
Цинкование	Черные металлы	18—20	Цианистый натрий	Цианистый водород	160
Меднение	Сталь	18—25	Цианистый калий	То же	80

Лужение	Медь	60—70	Едкий натрий	Пары щелочи	80
Кадмирование	Черные металлы	15—20	Электролит	Цианистый водород	80
Обезжиривание	—	60—80	Фосфористый натрий	Пары воды и щелочи	160
Свинцевание	Черные металлы	15—20	Углекислый свинец, плавиковая кислота	Фтористый водород	40
Латунирование	То же	30—40	Свободный цианит	Цианистый водород	80
Хромирование	Черные и цветные металлы	45—60	Хромовый ангидрид, серная кислота	Хромовый ангидрид	40
Серебрение	Цветные металлы	15—20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
Золочение	То же	15—20	То же	То же	80
Оксидирование	Черные металлы	130—155	Едкий натрий, азотная кислота	Пары едкой щелочи	40
	Латунь	18—25	Аммиак	Аммиак	160
Фосфатирование	Черные металлы	98—100	Мажеф	Фосфорная кислота	160
Осветление	Цветные металлы	15—20	Хромовый ангидрид, азотная кислота	Окислы азота	40
Железнение	Сталь	100	Серная кислота	Пары серной кислоты	80
Снятие металлических покрытий	—	18—20	Соляная и серная кислоты	Хромовый ангидрид	80
Промывка в горячей воде	—	70—80	—	Пары воды	160

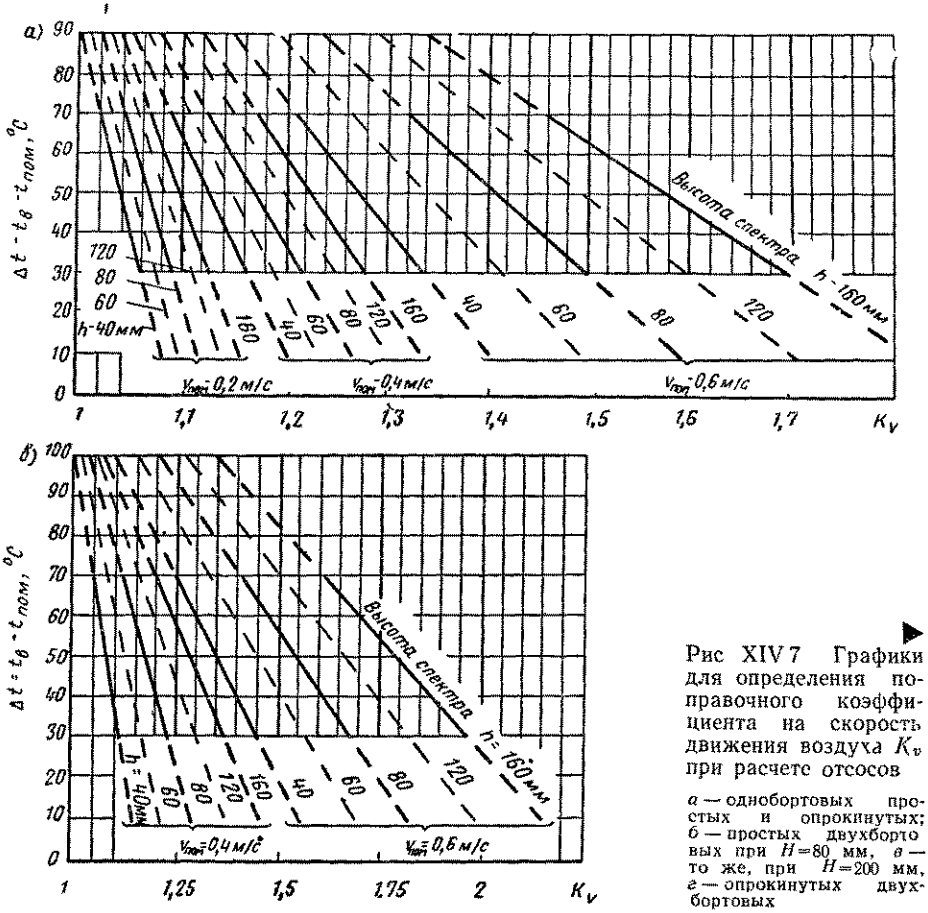


Рис XIV 7 Графики для определения поправочного коэффициента на скорость движения воздуха K_v при расчете отсосов

а — однобортовых простых и опрокинутых; *б* — простых двухбортовых при $H=80$ мм, *в* — то же, при $H=200$ мм, *г* — опрокинутых двухбортовых

Характерным для работы таких отсосов является центральный, подтекающий сверху вниз, поток воздуха.

Здесь излагается расчет кольцевых отсосов по данным ЛИОТ.

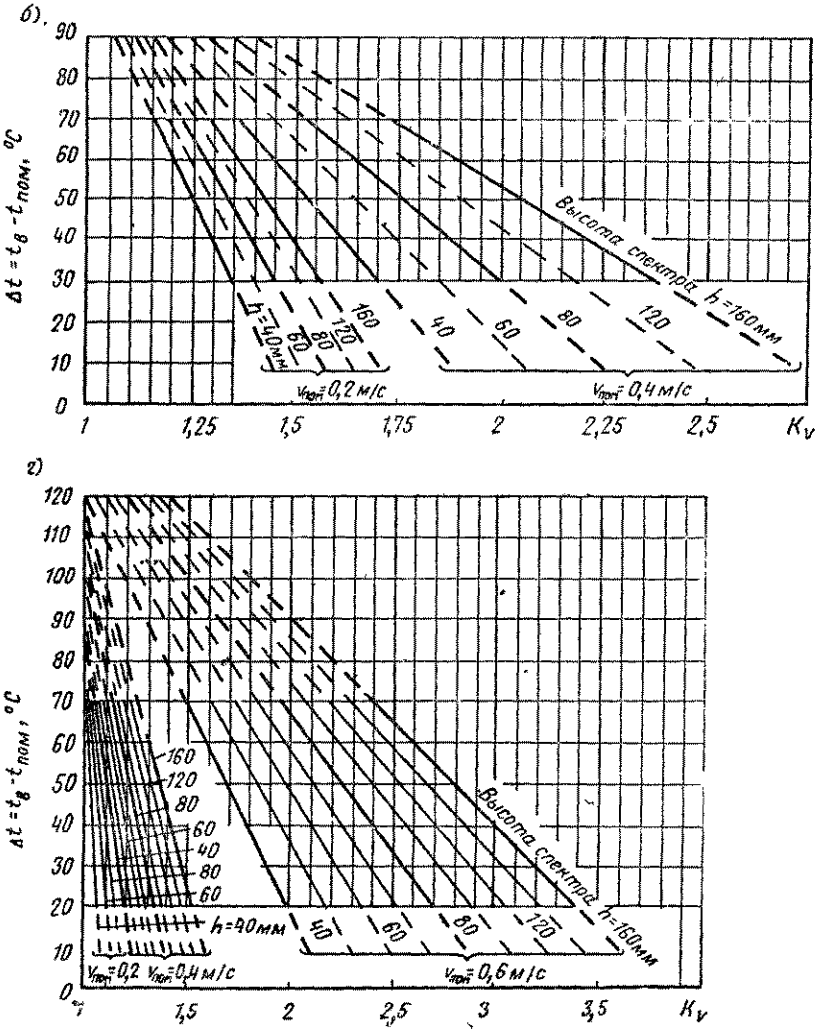
При применении кольцевого отсоса по схеме *а* рис. XIV.8 величиной, влияющей на подтекающий поток воздуха, является h_H — глубина уровня раствора. Размер щели b практически влияния на подтекающий поток воздуха не оказывает С увеличением h_H скорость вертикального потока возрастает. В качестве определяющего геометрического параметра, характеризующего распределение скоростей в вертикальном потоке, принята относительная высота

$$\overline{H}=\frac{H}{D}=\frac{h_H+\frac{b}{2}}{D}, \qquad \text{(XIV.12)}$$

где D — диаметр ванны, м.

При применении кольцевого отсоса по схеме *б* рис. XIV.8 величиной, характеризующей вертикальный поток, является заглубление верхней кромки щели $h_в$. Степень влияния h_H резко снижается и становится равноценной степени влияния высоты щели b. В этом случае за определяющий геометрический параметр принята относительная высота

$$\overline{H}=\frac{H}{D}=\frac{2h_в+\frac{h_H+b}{2}}{D}. \qquad \text{(XIV.13)}$$



С увеличением величины $\overline{H}$ скорости в вертикальном потоке увеличиваются, что повышает эффективность и устойчивость работы кольцевого отсоса.

Существенное значение для работы кольцевого отсоса имеет обеспечение равномерного всасывания по всему периметру щели. На равномерность всасывания при постоянной высоте щели влияют относитель-

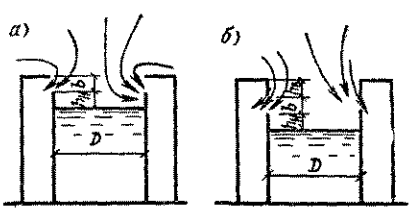


Рис XIV 8 Схемы кольцевых отсосов

а — щель у верхней кромки ванны; *б* — щель опущена в ванну

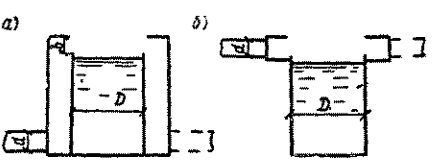


Рис XIV 9. Схемы оформления кольцевого отсоса и присоединения отсасывающих воздуховодов

ная высота щели b/D, конструктивное оформление отсоса, расположение и число точек присоединения всасывающих воздуховодов.

Когда ванны или термические печи заключены в кожухи, а отсасывающий воздуховод присоединен снизу (рис. XIV.9, *а*) с расстоянием от его оси до кольцевой щели не менее двух диаметров воздуховода (подпольная прокладка), равномерность всасывания по длине щели обеспечивается при ее относительной высоте $b/D \leqslant 0{,}04$. При относительной высоте щели 0,08 и 0,16 отклонения от средней скорости в щели соответственно составляют ± 16 и $\pm 22\%$. Практически приемлемой относительной высотой щели можно считать величину $b/D \leqslant 0{,}08$. Для выравнивания потока всасывания при $b/D = 0{,}16$ следует присоединять отсасывающие воздуховоды с двух сторон.

При присоединении отсасывающего воздуховода в верхней части кожуха на одной отметке с кольцевым отсосом (рис. XIV.9, *б*) наблюдается большая неравномерность скоростей всасывания по периметру щели. И в этом случае практически допустимой можно считать величину $b/D \leqslant 0{,}08$. При большем значении b/D выравнивание всасываемого потока можно обеспечить двухсторонним присоединением отсасывающих воздуховодов, а также путем применения щели равномерного всасывания.

Расчет кольцевых щелей равномерного всасывания можно вести по графику, предложенному Л. Оплом для прямолинейных воздуховодов (рис. XIV.10). Кольцевую щель следует при этом разбивать на два полукольца и рассматривать каждое как прямолинейную щель. На графике рис. XIV.10 дана зависимость

$$\frac{v_x}{v_0} = f\left(\frac{x}{l}, \frac{v_{\text{возд}}}{v_0}\right),$$

где v_x — скорость в щели на расстоянии x; v_0 — скорость в щели на расстоянии $x=0$; $v_{\text{возд}}$ — скорость в основании воздуховода; l — длина щели, м

Высота щели b_x определяется из условия постоянства удельного расхода воздуха по длине щели, т. е. $v_x b_x = \text{const}$.

При расчете кольцевых отсосов определяется расход воздуха, который необходимо удалять для предотвращения прорыва вредных выделений в рабочую зону помещения. Для расчета пользуются графиком на рис. XIV.11, где дана зависимость относительного расхода отсасы-

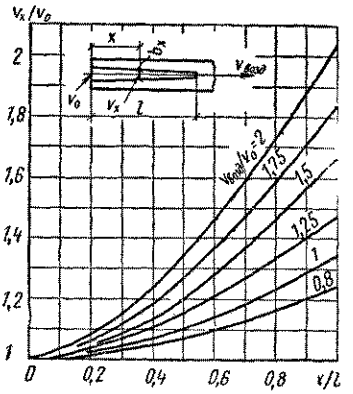


Рис XIV 10 График для расчета щели равномерного всасывания

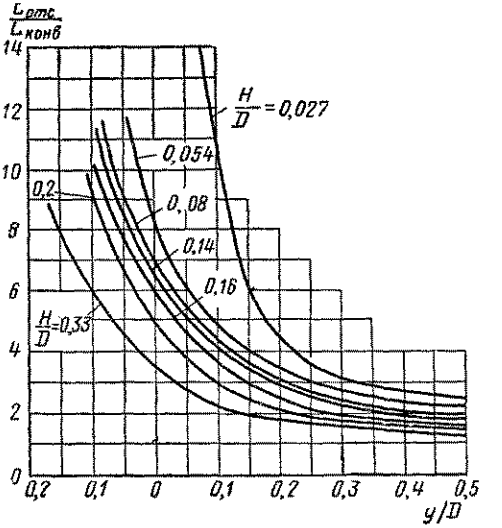


Рис XIV 11 График для расчета кольцевых отсосов

ваемого воздуха $L_{отс}/L_{конв}$ от относительной высоты подъема теплового потока (спектра вредных выделений) $\bar{y}=y/D$ и от определяющего геометрического параметра кольцевого отсоса $\bar{H}=H/D$, выраженных в долях диаметра зеркала ванны.

При расчете в зависимости от конкретных условий необходимо задаться значениями $\bar{H}$ и $\bar{y}$.

В случае расположения щели кольцевого отсоса по схеме рис. XIV.8, *а* значение $\bar{H}$ определяют по формуле (XIV.12), а по схеме рис. XIV.8, *б* — по формуле (XIV.13). Величины $h_н$, $h_в$ и b выбирают исходя из конструктивных и технологических соображений. Рекомендуется принимать $\bar{h}=h_н/D<0{,}054$. Для предотвращения охлаждения поверхности источника вредных выделений подтекающим воздухом принимают $h_н \geqslant 2b$. Заглубление верхней кромки щели $h_в$ по условиям технологического процесса должно быть возможно бóльшим. Относительную высоту щели $\bar{b}=b/D$ рекомендуется принимать в пределах 0,04—0,16.

Допустимую относительную высоту спектра вредных выделений над кромкой кольцевой щели $\bar{y}=y/D$ определяют исходя из токсичности веществ, содержащихся в потоке нагретого воздуха. Кроме того, необходимо учитывать движение воздуха в помещении. Величина $\bar{y}$ принимается в пределах 0—0,15, а при наличии в тепловом потоке вредных веществ с ПДК, равной 0,1 мг/м³, $\bar{y} \leqslant 0$.

Расчет кольцевых отсосов при $\bar{y}>0$ и избыточной температуре поверхности источника вредных выделений $\Delta t_{пов}<100°$ С должен вестись с учетом скорости движения воздуха в помещении (рис. XIV.7).

Пользуясь графиком на рис. XIV.11, по величинам $\bar{H}$ и $\bar{y}$ определяют относительный расход воздуха $L_{отс}/L_{конв}$.

Объемный расход воздуха в тепловом потоке, поднимающемся над поверхностью ванны или печи, на расстоянии $b/D \leqslant 1{,}5$ определяется по эмпирической формуле

$$L_{конв} = 145\sqrt[3]{Q F^2 h}, \qquad \text{(XIV.14)}$$

где Q — количество конвективного тепла в тепловом потоке, Вт или ккал/с; F — площадь поверхности источника вредных выделений, м²; h — высота расположения рассматриваемого сечения, м.

Значение Q определяется по формуле

$$Q = \alpha F \Delta t_{пов}, \qquad \text{(XIV.15)}$$

где $\alpha=3{,}26\sqrt[4]{\Delta t_{пов}}$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Высота расположения рассматриваемого сечения над нагретой поверхностью (см. рис. XIV.8, *б*)

$$h = h_н + b + h_в + y. \qquad \text{(XIV.16)}$$

После этого, зная $L_{отс}/L_{конв}$ и $L_{конв}$, определяют $L_{отс}$.

Аэродинамическое сопротивление кольцевых отсосов складывается из потерь давления при входе воздуха через кольцевую щель отсоса в сборный кожух и из потерь давления при входе воздуха из кожуха в воздуховод.

Коэффициенты местных сопротивлений при входе воздуха через кольцевую щель в кожух или кольцевой канал $\zeta_{вх}$ и при входе воздуха в воздуховод, подключенный к кожуху, $\zeta_{возд}$ принимаются соответственно по табл. XIV.3 и XIV.4.

В табл. XIV.3 и XIV.4 приняты следующие обозначения:

$f_щ$ — площадь сечения кольцевой щели; $f_к$ — площадь кольцевого сечения кожуха или сечения кольцевого канала; $f_{возд}$ — площадь сечения воздуховода; $\zeta_{возд}$ — коэффициент местных сопротивлений, отнесенный к средней скорости на входе в воздуховод площадью сечения $f_{возд}$.

В случае кольцевого отсоса, расположенного в верхней части источника вредных выделений на одной отметке с отсасывающим воздуховодом (рис. XIV.9, *б*) при $f_щ/f_{возд}=0{,}1 \ldots 1{,}5$, значение $\zeta_{возд}$ может быть принято постоянным и равным 0,6.

Таблица XIV.3

Коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{вх}$

$f_щ/f_к$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\zeta_{вх}$	1,5	2,7	3,7	4,2	4,6	4,8	4,9	5

Таблица XIV.4

Коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{возд}$

$f_щ/f_{возд}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5
$\zeta_{возд}$	14	8	6	5	3,5	2,5	2	1,8	1,7

Пример XIV.4. Определить объемный расход воздуха, отсасываемого от закалочной ванны через кольцевой отсос при температуре воды в ванне $t_в=100°$ С и температуре помещения $t_{пом}=16°$ С. Кольцевую щель выполняем аналогично рис. XIV.8, *а*. высота щели $b=50$ мм, $h_н=200$ мм, $y=0{,}15$ м. Диаметр ванны $D=1500$ мм. Скорость движения воздуха в помещении 0,2 м/с.

Решение. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 3{,}26 \sqrt[4]{100-16} = 9{,}8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площадь зеркала ванны

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}5^2}{4} = 1{,}77 \text{ м}^2.$$

Избыточная температура поверхности источника вредных выделений

$$\Delta t_{пов} = 100 - 16 = 84° \text{ С}.$$

Высота распространения теплового потока над поверхностью источника вредных выделений по формуле (XIV.16):

$$h = 0{,}2 + 0{,}05 + 0{,}15 = 0{,}4 \text{ м}.$$

Тогда количество конвективного тепла в тепловом потоке по формуле (XIV.15):

$$Q = 9{,}8 \cdot 1{,}77 \cdot 84 = 1460 \text{ Вт}.$$

Объемный расход воздуха в тепловом потоке, поднимающемся над зеркалом ванны, по формуле (XIV 14)

$$L_{конв} = 145 \sqrt[3]{1460 \cdot 1{,}77^2 \; 0{,}4} = 1770 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Геометрический параметр кольцевого отсоса определим по формуле (XIV 12)

$$H = \frac{0{,}2 + \frac{0{,}05}{2}}{1{,}5} = 0{,}15.$$

При $\bar{H}=0{,}15$ и $\bar{y}=y/D=0{,}15/1{,}5=0{,}1$ по графику на рис XIV 11 находим $L_{отс}/L_{конв}=3{,}9$

Тогда расход отсасываемого бортовым отсосом воздуха составит.

$$L_{отс} = 3{,}9\, L_{конв} = 3{,}9 \cdot 1770 = 6900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Так как температура источника вредных выделений 100° С, поправку на скорость движения воздуха в помещении делать не следует.

Для изготовления бортовых отсосов и воздуховодов вытяжных вентиляционных установок цехов металлопокрытий можно использовать антикоррозийные материалы, например винипласт, нержавеющую сталь и т. п. В случае использования листовой стали она должна быть покрыта изнутри антикоррозийными материалами, а снаружи окрашена масляной краской за 2 раза.

Не допускается объединять в одну вытяжную установку местные отсосы от ванн с цианистыми и кислыми растворами из-за возможности образования синильной кислоты.

Расход приточного воздуха, подаваемого в гальванические и травильные цехи, определяют из условия компенсации местной вытяжки и проверяют на ассимиляцию теплоизбытков в теплый период года.

Приточный воздух следует подавать в верхнюю зону помещения рассредоточенно, через перфорированные воздуховоды.

Выброс воздуха вытяжными установками необходимо осуществлять факельным способом со скоростью, устанавливаемой расчетом.

§ 80. ВЫТЯЖНЫЕ ЗОНТЫ

Вытяжными зонтами называют приемники местных отсосов, имеющие форму усеченных конусов или пирамид и располагающиеся над источниками вредных выделений.

Для зонтов характерно наличие пространства между источником и приемником вредных выделений, незащищенного от воздействия воздушных потоков помещения. По этой причине воздух помещения свободно подтекает к источнику и при соответствующей скорости может отклонить поток удаляемых вредных выделений от зонта. В связи с этим зонты требуют значительно большего расхода воздуха, чем другие местные отсосы.

Зонты бывают *простые* и *активные, индивидуальные* и *групповые*. На рис. XIV.12 изображены зонты различных видов, встречающиеся на практике.

Зонты могут устраиваться как с естественной, так и с механической вытяжкой.

Начальный объемный расход воздуха L, м³/ч, в тепловой струе, поднимающейся над источником, может быть определен по формуле

$$L = 4{,}04 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{QF^2H} \qquad \text{(XIV.17)}$$

или

$$L = 0{,}65 \sqrt[3]{QF^2H}, \qquad \text{(XIV.17')}$$

где Q — количество конвективного тепла, Вт или ккал/с; F — площадь горизонтальной проекции поверхности источника тепловыделений, м², H — расстояние от источника тепловыделений до кромки зонта, м.

При проектировании зонтов с механической вытяжкой (рис. XIV.13) необходимо принимать во внимание, что скорость по оси зонта зависит от угла раскрытия последнего: чем больше этот угол, тем больше осевая скорость по сравнению со средней скоростью. У зонтов с углом раскрытия 90° скорость по оси v_z составляет 1,65 v, а у зонтов с углом раскрытия 60° скорость по оси и по всему сечению равна v.

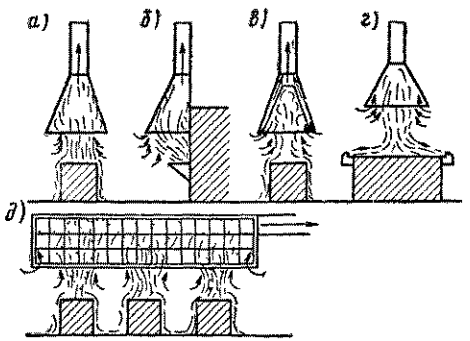


Рис. XIV.12 Вытяжные зонты

а — простой индивидуальный зонт; *б* — зонт-козырек; *в* — активный зонт со щелями по периметру; *г* — зонт с поддувом воздуха; *д* — групповой зонт

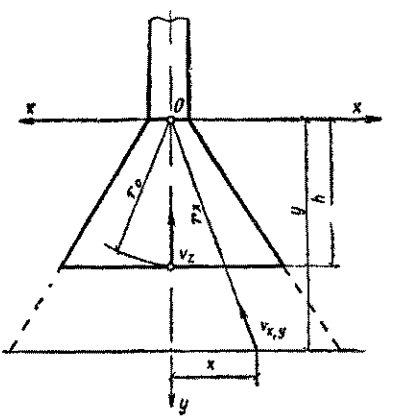


Рис XIV.13 Схема зонта с механической вытяжкой

Скорость движения воздуха в зоне всасывания зонта в любой точке области, образованной продолжением граней зонта, может быть определена при круглых и квадратных отверстиях зонтов как

$$v_{x,y} = v \frac{h^2}{x^3 + y^2}, \qquad \text{(XIV.18)}$$

а при прямоугольных отверстиях зонтов $(a \times b)$ при $a > b$ как

$$v_{x,y} = v \frac{h^2}{\left[h + \left(\frac{a}{b} - 0{,}5a\right) y\right]^2}. \qquad \text{(XIV.19)}$$

Приемное отверстие зонта должно располагаться непосредственно над тепловым источником и соответствовать его конфигурации, а размеры его принимаются несколько бо́льшими, чем размеры теплового источника в плане. Зонты устанавливаются на высоте 1,7—1,9 м над полом.

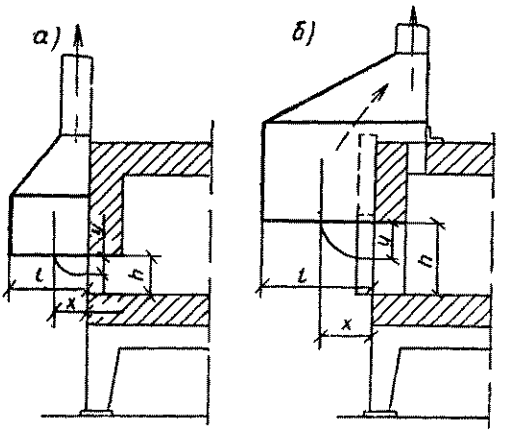


Рис XIV 14 Зонты-козырьки нагревательных печей

а — у щелевого отверстия при выпуске через него продуктов сгорания, *б* — у отверстия снабженного дверкой, при выпуске продуктов сгорания через газовые окна

При отсутствии устойчивых конвективных потоков над тепловыми источниками и наличии в помещении горизонтальных воздушных потоков, способных отклонить поток загрязненного воздуха из-под зонта, использование их не рекомендуется.

В общем случае расход воздуха, удаляемого зонтом. может быть определен по формуле

$$L = 3600vF, \qquad \text{(XIV 20)}$$

где v — средняя скорость движения воздуха в приемном отверстии зонта, м/с, при удалении нетоксичных вредных выделений (избыточное тепло или влага) скорость может приниматься равной 0,15—0,25 м/с; F — площадь расчетного сечения зонта, м^2

Зонты-козырьки (рис. XIV.14) устраивают у загрузочных отверстий печей, работающих на жидком или на твердом топливе, для улавливания и удаления в атмосферу продуктов сгорания в смеси с воздухом помещения. Особенно необходимо устройство зонтов-козырьков при открытых дверках печей.

При расчете определяют размеры приемного отверстия зонта и массовый расход удаляемой смеси продуктов сгорания и воздуха помещения.

Для предотвращения окисления металла на поду печи поддерживается избыточное давление, равное нулю. В этом случае избыточное давление p_0, Па (кгс/м^2), на уровне верхней кромки печного отверстия равно:

$$p_0 = h(\rho_в - \rho_п)g, \qquad \text{(XIV.21)}$$

где h — высота печного отверстия, м; $\rho_в$ — плотность (объемная масса) воздуха в помещении, кг/м^3, $\rho_п$ — плотность (объемная масса) газов в печи, кг/м^3

Среднее избыточное давление p, Па (кгс/м^2), в печи перед отверстием

$$p = \frac{2}{3}h(\rho_в - \rho_п)g. \qquad \text{(XIV.22)}$$

Средняя скорость v, м/с, выхода газов из печи при избыточном давлении p:

$$v = \mu\sqrt{\frac{2p}{\rho_п}}, \qquad \text{(XIV.23)}$$

где μ — коэффициент расхода, принимаемый равным 0,65

По скорости выхода газов из печи, размерам печного отверстия и температуре газов в печи определяется критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{gd_{экв}}{v^2}\cdot\frac{T_п - T_в}{T_в},$$

где $d_{экв}=4F/S$ (здесь F и S — соответственно площадь и периметр печного отверстия, м), $T_н$ и $T_в$ — абсолютная температура соответственно газов в печи и воздуха в помещении, К

Расстояние x, м, на котором искривленная ось струи пересечется с плоскостью приемного отверстия зонта-козырька, определяется из формулы:

$$\frac{y}{d_{экв}}=\frac{0{,}5}{m}\,Ar\left(\frac{x}{d_{экв}}\right)^3, \qquad (XIV.24)$$

откуда

$$x=\sqrt[3]{\frac{myd_{экв}^2}{0{,}5\,Ar}},$$

где m — коэффициент изменения скорости, который для данного случая истечения струи может быть принят равным 4

Если угол расширения вытекающего из печи газового потока равен 22°, то ширина его на расстоянии x равна.

$$b_x=b_0+0{,}4x=h+0{,}4x, \qquad (XIV.25)$$

где b_0 — ширина печного отверстия

Вынос зонта должен быть не менее $l\geqslant b_x$, а ширина зонта принимается на 200 мм больше ширины печного отверстия

Массовый расход газов $G_г$, кг/ч, выбивающихся из печи, определится как

$$G_г=Fv\rho_п\,3600. \qquad (XIV.26)$$

Массовый расход воздуха $G_в$, кг/ч, удаляемого через зонт из помещения, может быть определен исходя из заданной температуры смеси воздуха с выбивающимися газами в приемном отверстии зонта по формуле

$$G_в=L\rho_в=\frac{L\rho_г\,(t_г-t_{см})}{t_{см}-t_в}, \qquad (XIV.27)$$

где $L\rho_г$ — массовый расход продуктов сгорания, уходящих из печи при температуре $t_г$, кг/ч, $t_{см}$ — температура смеси продуктов сгорания и воздуха, принимаемая в зависимости от способа удаления смеси за пределы цеха при естественной вытяжке $t_{см}$ может приниматься равной 200° С, а при механической — 160° С

§ 81. МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ ДЛЯ УЛАВЛИВАНИЯ ПЫЛИ

Загрязнение рабочей зоны пылью в большой степени зависит от состояния оборудования, его герметизации, вторичного поступления в воздух осевшей пыли и т д

Чтобы ограничить зону распространения растекающейся пылевой струи и облегчить обеспыливание воздуха, в местах наибольшего пылевыделения устраивают укрытия-приемники (местные отсосы) Эти укрытия не должны мешать работе у пылящего оборудования Конструкция укрытия должна способствовать наиболее полному улавливанию пыли Его всасывающее отверстие необходимо максимально приближать к месту пыления Укрытие должно предотвращать прохождение запыленного воздуха через зону дыхания рабочих, легко сниматься и устанавливаться при осмотре и ремонте Вытяжная установка не должна объединять более пяти-шести отсосов, что обеспечивает минимальную протяженность воздуховодов и облегчает наладку и регулировку устройств.

Эффективность вентиляции зависит от конструктивного оформления местных отсосов и правильного выбора мест их присоединения.

Источником обильного пылевыделения являются шаровые мельницы (рис. XIV.15), служащие для размола всевозможных материалов (угля, глины, песка и т. п.).

Шаровые мельницы малого размера должны укрываться *кожухом* (см. рис. XIV.15) с расходом отсасываемого воздуха 800—1200 м³/ч при скорости всасывания в рабочем отверстии 2 м/с. При этом из кожуха мельницы отсасывается две трети расхода воздуха, а одна треть отсасывается от места загрузки мельницы.

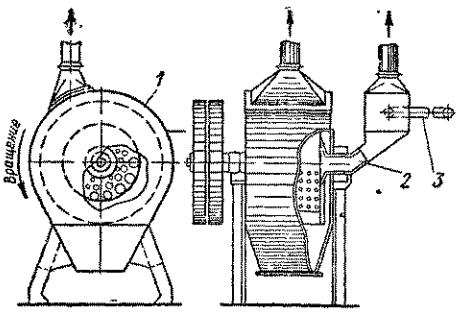


Рис. XIV.15. Схема аспирации шаровой мельницы

1 — укрытие мельницы; *2* — полая ось; *3* — питатель

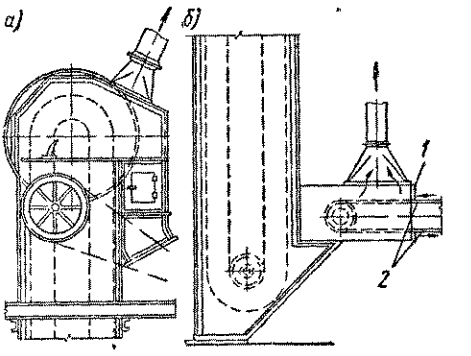


Рис. XIV.16 Схема аспирации элеватора

а — головка элеватора; *б* — башмак элеватора; *1* — резина; *2* — лента транспортера

Мельницы большой производительности должны вентилироваться через *сплошное укрытие* с отсосом от кожуха сверху 1500—2500 м³/ч воздуха.

Элеваторы (рис. XIV.16), с помощью которых производится подъем сыпучих материалов, должны быть заключены в *кожух по всей высоте.* Причем при подъеме холодного материала отсос воздуха следует осуществлять от башмака элеватора (места загрузки), а при подъеме материалов с температурой выше 50 °С — от верхней головки элеватора.

Объемный расход отсасываемого воздуха принимается в зависимости от ширины ковша и высоты подъема в пределах 600—1700 м³/ч.

Объемный расход воздуха, удаляемого системой обеспыливающей вентиляции, м³/ч, может быть определен как

$$L = L_м + L_{вс}, \qquad (XIV.28)$$

где $L_м$ — объемный расход воздуха, вносимого в укрытие с поступающим материалом, м³/ч; $L_{вс}$ — объемный расход воздуха, проникающего из помещения через неплотности и проемы укрытия, м³/ч.

Объемный расход воздуха, м³/ч, вносимого в укрытие с поступающим через загрузочные течки материалом, определяется по формуле

$$L_м = 0{,}12 K_у W_м v_м^2, \qquad (XIV.29)$$

где $K_у$ — коэффициент, зависящий от конструкции укрытия и условий поступления материала: при вентилируемых перепадах с ленты на ленту транспортера $K_у$ = =1...1,2; для емких укрытий, загружаемых через течку, и невентилируемых перепадов

с ленты на ленту транспортера $K_у = 1{,}4...2$; для укрытий на транспортере при поступлении материала из дробилок $K_у = 2{,}2...3$; $W_м$ — объемный расход материала, загружаемого через течку, м³/ч; $v_м$ — скорость движения материала при поступлении в укрытие из загрузочной течки, м/с

В случае, если расход поступающего материала, м³/ч, неизвестен, его можно определить по формуле

$$W_м = 300 b^2 v_т, \qquad (XIV.30)$$

где b — ширина ленты транспортера, м; $v_т$ — скорость движения ленты транспортера, м/с.

Скорость движения материала определяется по формуле

$$v_м = \sqrt{19{,}62H(1 - 1{,}2 f_м \operatorname{ctg}\alpha)}, \qquad (XIV.31)$$

где H — высота падения материала в загрузочной течке, м; $f_м$ — коэффициент трения материала о поверхность течки; α — угол наклона загрузочной течки к горизонтали, град.

Коэффициент трения материала $f_м$ может приниматься равным:

для гипса и руды	0,65
» глины и сырой земли	0,8
» сухой земли, щебня, гравия и каменного угля	0,5
» песка и шлака	0,6

Пример XIV.5. Определить расход воздуха, удаляемого от укрытия транспортера, перемещающего сухую землю в землеприготовительном отделении чугунолитейного цеха. Земля подается на транспортер из бункера через течку под углом $\alpha = 90°$ с расходом 200 м³/ч Высота падения материала 2,5 м. Коэффициент трения сухой земли о поверхность течки 0,5. Общая площадь щелей в укрытии транспортера $F_т = 0{,}445$ м². Скорость проникания воздуха через неплотности укрытия 1,5 м/с.

Решение. Определяем по формуле (XIV.31) скорость движения материала при входе в укрытие:

$$v_м = \sqrt{19{,}62 \cdot 2{,}5(1 - 1{,}2 \cdot 0{,}5 \cdot 0)} = 7 \text{ м/с}.$$

Объемный расход воздуха, вносимого в укрытие с поступающей землей, подсчитываем по формуле (XIV 29):

$$L_м = 0{,}12 \cdot 3 \cdot 200 \cdot 7^2 = 3530 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объемный расход воздуха, проникающего из помещения через неплотности укрытия, равен:

$$L_{вс} = 3600 v F_т = 3600 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}445 = 2420 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Общий объемный расход воздуха, удаляемого из-под укрытия:

$$L = 3530 + 2420 = 5950 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Защитно-обеспыливающие кожухи и воронки устраивают у различных станков, обработка материалов на которых сопровождается пылевыделением. К ним относятся обдирочные, шлифовальные, полировальные и заточные станки по металлу. В кожухах и воронках создается такое разрежение, при котором скорость входа воздуха в них значительно выше скорости витания частиц пыли.

На рис. XIV.17 показан местный отсос от полировального станка, выполненный в виде кожуха с патрубком *1*, дверцей *2* и крышкой *3*.

Аналогично устраиваются защитно-обеспыливающие кожухи у заточных, шлифовальных и обдирочных станков.

Объемный расход воздуха L, м³/ч, удаляемого от заточных, шлифовальных и обдирочных станков, определяется в зависимости от диаметра круга $d_{кр}$, мм:

при $d_{кр} < 250$ мм

$$L = 2 d_{кр}; \qquad (XIV.32)$$

при $d_{кр}$ от 250 до 600 мм

$$L = 1{,}8d_{кр}; \qquad \text{(XIV.33)}$$

при $d_{кр} > 600$ мм

$$L = 1{,}6d_{кр}; \qquad \text{(XIV.34)}$$

Объемный расход воздуха, удаляемого от полировальных станков, оборудованных матерчатыми кругами:

$$L = 6d_{кр}, \qquad \text{(XIV.35)}$$

оборудованных войлочными кругами:

$$L = 4d_{кр}. \qquad \text{(XIV.36)}$$

На рис XIV 18 показан местный отсос от универсально-заточного станка 3А64, выполненный в виде пылеприемной воронки *1* с подвижным воздуховодом *2*, телескопическим устройством *3* и шарниром *4*. Воронка эффективно улавливает пыль при направлении оси пылевого факела под углом от 0 до 30° к поверхности стола станка.

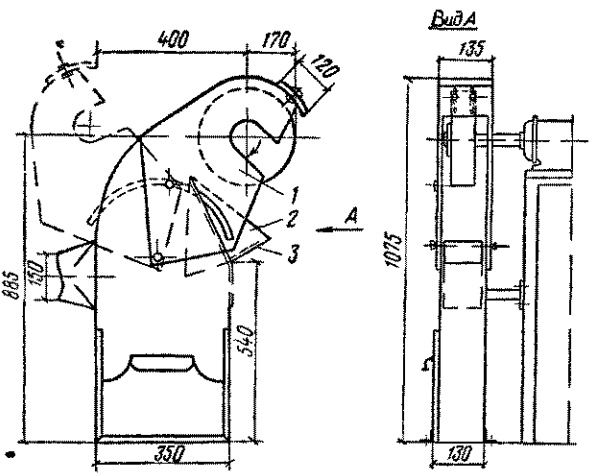


Рис XIV 17 Местный отсос от полировального станка

Расход воздуха L, м³/ч, удаляемого воронкой, может быть определен по формуле

$$L = 3600 v_н l \left(\frac{K}{\frac{v_н}{v_к} - 1} \right)^{1/4}, \qquad \text{(XIV.37)}$$

где $v_н$ — начальная скорость вытяжного факела, равная скорости транспортирования пыли в воздуховоде, м/с, принимается для тяжелой наждачной пыли 14—16 м/с и для легкой минеральной пыли 10—12 м/с, l — рабочая длина вытяжного факела (см рис XIV 18), K — коэффициент, зависящий от формы и соотношения сторон воронки для круглого отверстия $K=7{,}7$, для прямоугольного отверстия с соотношением сторон от 1 1 до 1 3 $K=9{,}1$; $v_к$ — необходимая конечная скорость вытяжного факела у круга, принимаемая равной 2 м/с

Местные отсосы при электросварочных работах Электродуговая сварка электродами с качественной обмазкой сопровождается выделением в воздух высокодисперсной электросварочной пыли, в состав которой входит окись марганца При ручной сварке на стационарных постах, включая сварку в кабинах, устраивают местный отсос в виде

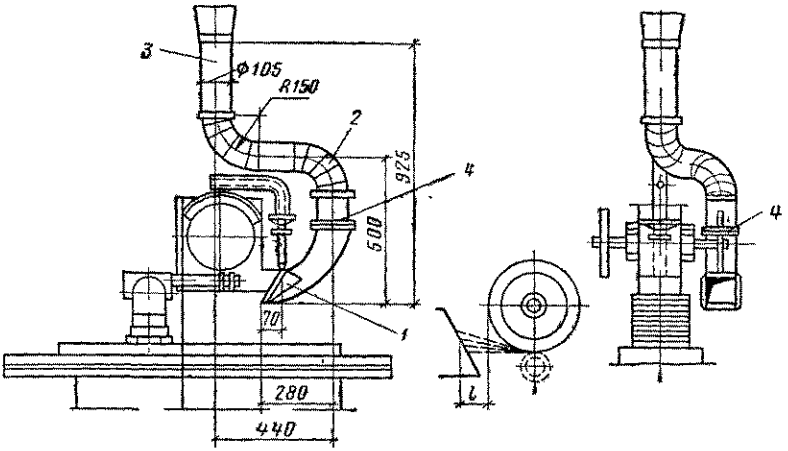


Рис. XIV.18. Местный отсос от универсально-заточного станка 3А64

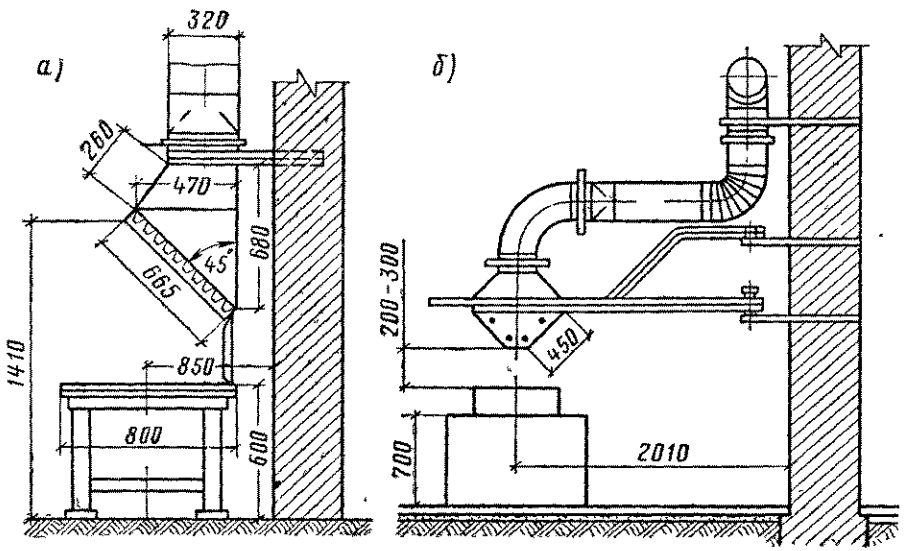


Рис. XIV.19. Панели равномерного всасывания конструкции Чернобережского

а — применяемая при сварке мелких и средних деталей; *б* — применяемая при сварке крупных деталей (поворотная панель)

панели равномерного всасывания (рис. XIV.19). Хороший эффект достигается при удалении 3200—3300 м³/ч воздуха на 1 м² панели.

Местные отсосы при пульверизационной окраске. На рис. XIV.20 представлена окрасочная камера с гидрофильтром для пульверизационной окраски деталей малых размеров. Окрашиваемое изделие устанавливается внутри камеры на поворотном столе. Расход воздуха, отсасываемого от окрасочных камер, определяется скоростью всасывания в открытом проеме, принимаемой в зависимости от характера выполняемой работы в камере и степени токсичности выделений (табл. XIV.5).

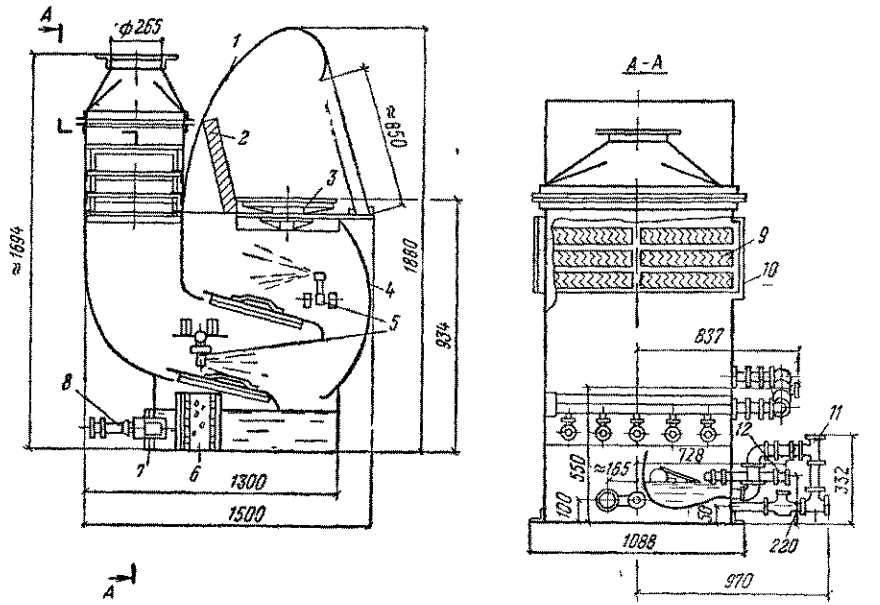


Рис. XIV.20. Окрасочная камера — овальная с гидрофильтром

1 — верхняя часть камеры; *2* — решетка; *3* — стол поворотный; *4* — корпус; *5* — форсунки с водой; *6* — засыпка (гравий); *7* — фильтр; *8* — патрубок; *9* — сепаратор; *10* — крышка; *11* — арматура сливная; *12* — муфта

Таблица XIV.5

Расчетные скорости всасывания воздуха в открытых проемах окрасочных камер

Способ окраски	Характеристика лакокрасочных материалов	Расчетная скорость, м/с
Кистью, окунанием, обливанием, валиками и т. п.	Несодержащие в летучей части ароматических углеводородов	0,5
	Содержащие в летучей части ароматические углеводороды (кроме бензола)	1
	Содержащие диизоционаты или бензол	1,2
Пульверизацией	Несодержащие ароматических углеводородов и свинцовых соединений	1
	Содержащие свинцовые соединения или ароматические углеводороды (кроме бензола)	1,3
	Содержащие диизоционаты или бензол	1,7

§ 82. ВОЗДУШНЫЕ ДУШИ

Назначение воздушных душей. Воздушным душем называют поток воздуха, направленный на ограниченное рабочее место или непосредственно на рабочего (рис. XIV.21). Особенно эффективно применение воздушных душей при тепловом облучении рабочего. В таких случаях воздушный душ устраивают на месте наиболее длительного пребывания человека, а если в работе предусмотрены кратковременные пере-

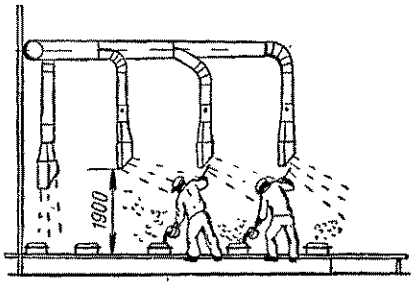


Рис. XIV.21. Воздушный душ на заливочном участке

рывы для отдыха, то и на месте отдыха. Обдувать воздухом следует верхние части туловища, как наиболее чувствительные к воздействию теплового облучения.

Скорость и температуру воздуха на рабочем месте при применении воздушных душей назначают в зависимости от интенсивности теплового облучения человека, длительности непрерывного пребывания его под облучением и температуры окружающего воздуха.

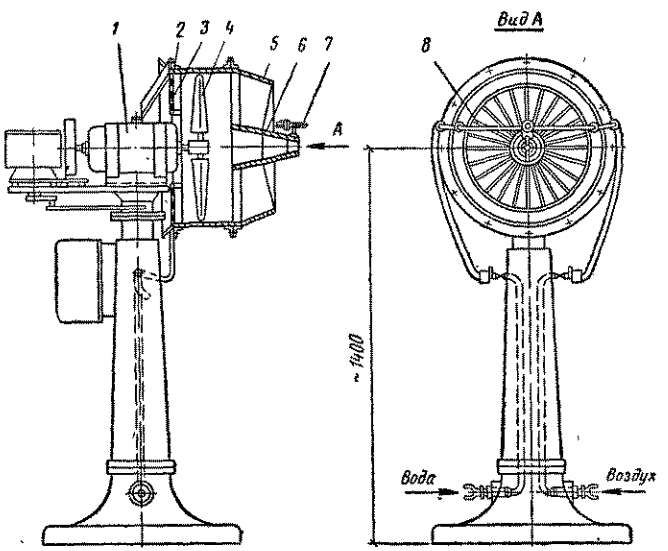


Рис. XIV.22. Веерный агрегат типа ВА-1

1 — электродвигатель; *2* — обечайка; *3* — сетка; *4* — осевой вентилятор; *5* — конфузор; *6* — обтекатель; *7* — пневматическая форсунка; *8* — направляющие лопатки

Воздушное душирование следует предусматривать на постоянных рабочих местах с интенсивностью облучения 350 Вт/м² [300 ккал/(ч·м²)] и более. При этом на человека можно направлять поток воздуха со скоростью $v=0{,}5\ldots3{,}5$ м/с и температурой 18—24 °С в зависимости от периода года и интенсивности физической нагрузки.

Конструктивное выполнение воздушных душей. Воздух, выходящий из душирующего патрубка, должен омывать голову и туловище человека с равномерной скоростью и иметь одинаковую температуру.

Ось воздушного потока может быть направлена на грудь человека горизонтально или сверху под углом 45° при обеспечении на рабочем месте заданных температур и скоростей движения воздуха, а также в лицо (зону дыхания) горизонтально или сверху под углом 45° при обеспечении допустимых концентраций вредных выделений.

Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места должно быть не менее 1 м при минимальном диаметре патрубка 0,3 м. Ширина рабочей площадки принимается равной 1 м.

По конструкции душирующие установки подразделяются на *стационарные* (рис. XIV.21) и *передвижные* (рис. XIV.22).

На рис. XIV.22 показан веерный агрегат типа ВА-1. Агрегат состоит из чугунной станины, на которой смонтирован осевой вентилятор № 5 типа МЦ с электродвигателем, обечайки с коллектором и сеткой, конфузора с направляющими лопатками и обтекателем, пневматической форсунки типа ФП-1 или ФП-2 и трубопроводов с арматурой и гибкими шлангами для подвода воды и сжатого воздуха. Агрегат изготовляется с поворотом вентилятора вокруг оси станины до 60° и подъемом ствола по вертикали на 200—600 мм. Характеристика веерных агрегатов приведена в табл. XIV.6.

Таблица XIV.6

Характеристика веерных агрегатов

Марка агрегата	Производительность, м³/ч	Вентилятор		Электродвигатель				Общая масса агрегата, кг
		тип и номер	число лопаток	тип	мощность, кВт	частота вращения, мин⁻¹	масса, кг	
ВА-1	6 000	МЦ-5	6	А31-6	0,6	1410	16,5	309
ВА-2	12 000	МЦ-7	6	А41-6	1	930	34	407
ВА-3	18 000	МЦ-7	6	А41-4	1,7	1420	34	407

Кроме веерных агрегатов типа ВА применяется поворачивающийся агрегат ПАМ-24 в виде осевого вентилятора диаметром 800 мм с электродвигателем на одном валу. Производительность агрегата 24 000 м³/ч при дальнобойности струи 20 м. Агрегат снабжен пневматической форсункой для распыления воды в потоке воздуха.

Стационарные душирующие установки подают к душирующим патрубкам как необработанный, так и обработанный (подогретый, охлажденный и увлажненный) наружный воздух. Передвижные установки подают на рабочее место воздух помещения. В подаваемом ими воздушном потоке может распыляться вода. В этом случае капельки воды, попадая на одежду и открытые части тела человека, испаряются и вызывают дополнительное охлаждение.

Душирование фиксированных рабочих мест может осуществляться душирующими патрубками различных типов (рис. XIV.23). Патрубки ППД (рис. XIV.23, *а*) имеют поджатое выходное сечение, шарнирное соединение для изменения направления потока воздуха в вертикальной плоскости и поворотное устройство для изменения направления потока в горизонтальной плоскости в пределах 360°. Регулирование направления воздушного потока в патрубках ПД (рис. XIV.23, *б*, *в*) осуществляется в вертикальной плоскости поворотом направляющих лопаток, а в горизонтальной плоскости при помощи поворотного устройства. Патрубки ПД могут применяться как с форсунками для пневматического распыления воды, так и без них. Патрубки должны устанавливаться на высоте 1,8—1,9 м от пола (до нижней кромки).

Расчет воздушных душей. При борьбе с тепловым облучением для систем воздушного душирования, работающих на наружном воздухе, принимаются расчетные параметры наружного воздуха категории Б, а в остальных случаях — расчетные параметры наружного воздуха катего-

рии А для теплого периода года и категории Б для холодного периода года.

Расчет душирующей установки (по методу д-ра техн. наук П. В. Участкина) сводится к определению площади сечения душирующего патрубка F_0 из условия обеспечения нормируемых параметров воздуха на рабочем месте. Расчет проводится в следующем порядке.

Определяется отношение разностей температур $P_т$ по формуле

$$P_т = \frac{t_{р.з} - t_р}{t_{р.з} - t_0}, \qquad (XIV.38)$$

где $t_{р.з}$ — температура в рабочей зоне, °С; $t_р$ — нормируемая температура воздуха на рабочем месте, °С; (табл. XIV.7); t_0 — температура воздуха на выходе из душирующего патрубка, °С; $t_0 = t_{охл} + \Delta t_п$ (здесь $t_{охл}$ — температура воздуха на выходе из оросительной камеры после адиабатического охлаждения, °С; $\Delta t_п$ — нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах между оросительной камерой и душирующим патрубком — принимается не менее 1,5° С).

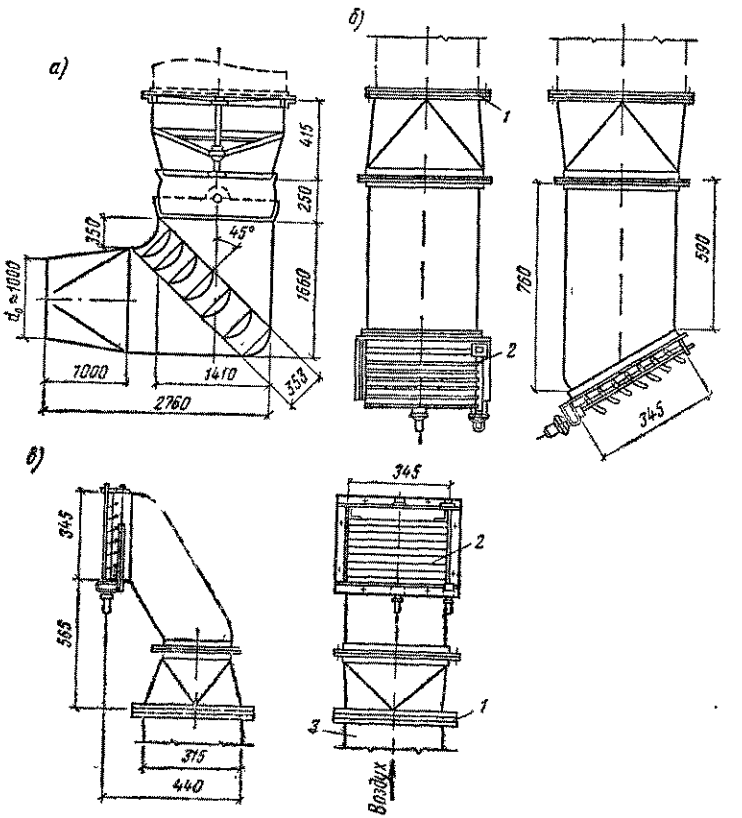


Рис. XIV 23. Душирующие патрубки

а — ППД с поджатым сечением; *б* — инж. В. В. Батурина для верхней подачи воздуха — ПДв; *в* — инж. В. В. Батурина для нижней подачи воздуха — ПДн; *1* — шарнир; *2* — направляющая решетка; *3* — воздуховод

При $P_т < 1$ применяется адиабатическое охлаждение воздуха, а при $P_т > 1$ — искусственное охлаждение.

Значения $P_т < 0{,}6$. Площадь сечения душирующего патрубка F_0, м², определяется как

$$F_0 = \left(\frac{P_т x}{0{,}6n}\right)^2, \qquad (XIV.39)$$

где x — расстояние от душирующего патрубка до рабочего места, м; n — опытный коэффициент, характеризующий изменение температуры или концентрации газов по оси струи, принимаемый по табл. XIV.8.

Таблица XIV.7

Нормируемые температуры и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Период года	Категория работы	Температура воздуха $t_р$, °С, и скорость движения воздуха $v_р$, м/с, при тепловом облучении, Вт/м² [ккал//(ч м²)]									
		350—700 (300—600)		700—1400 (600—1200)		1400—2100 (1200—1800)		2100—2800 (1800—2400)		⩾2800 (⩾2400)	
		$t_р$	$v_р$	$t_р$	$v_р$	$t_р$	$v_р$	$t_р$	$v_р$	$t_р$	$v_р$
Теплый	Легкая	22—24	0,5—1	21—23	0,7—1,5	20—22	1—2	19—22	2—3	19—20	2,5—3,5
	Средней тяжести	21—23	0,7—1,5	20—22	1,5—2	19—21	1,5—2,5	18—21	2—3,5	18—19	3—3,5
	Тяжелая	20—22	1—2	19—21	1,5—2,5	18—20	2—3	18—19	3—3,5	18—19	3—3,5
Холодный и переходный	Легкая	22—23	0,5—0,7	21—22	0,5—1	20—21	1—1,5	19—22	1,5—2	19—22	1,5—2
	Средней тяжести	21—22	0,7—1	20—21	1—1,5	19—20	1,5—2	19—21	2—2,5	19—21	2—2,5
	Тяжелая	20—21	1—1,5	19—20	1,5—2	18—19	2—2,5	18—19	2,5—3	18—19	2,5—3

Примечания: 1 Интенсивность теплового облучения, указанная в таблице, определяется как средняя в течение 1 ч

2 Воздушную струю при воздушном душировании рекомендуется, как правило, направлять на облучаемую часть поверхности тела

Таблица XIV.8

Коэффициенты n и m для расчета душирующих патрубков

Тип душирующего патрубка	n	m	Тип душирующего патрубка	n	m
ППД	4,5	6,3	ПДн при α*, град:		
В. В. Батурина:			0—20	3,1	4,5
ПДв при α*, град			>20	2,8	4
30	4	5,5	Цилиндрическая труба	4,8	6,8
45	3,4	5,1	ВНИИГС	4,5	6,6
60	3,1	4,5			

* Угол α отсчитывается от горизонтального направления.

Скорость движения воздуха v_0, м/с, на выходе из патрубка определяется по формуле

$$v_0 = \frac{v_р x}{0{,}7m\sqrt{F_0}}, \qquad \text{(XIV.40)}$$

где $v_р$ — нормируемая скорость движения воздуха на рабочем месте, м/с (табл. XIV 7); m — опытный коэффициент, характеризующий изменение скорости по оси струи, принимаемый по табл XIV.8.

Значения $P_т = 0{,}6 \ldots 1$. Расчетные формулы:

$$F_0 = \left(\frac{x + 5{,}3P_т - 3{,}2}{0{,}75n}\right)^2; \qquad \text{(XIV.41)}$$

$$v_0 = \frac{v_р}{0{,}7 + 0{,}1\left(0{,}8m\sqrt{F_0} - x\right)}. \qquad (XIV.42)$$

При значениях $P_т$, близких к единице, могут получиться патрубки очень больших размеров; тогда необходимо устраивать искусственное охлаждение воздуха и расчет вести по формулам (XIV.43) и (XIV.45).

Значения $P_т > 1$ (искусственное охлаждение). Расчетные формулы:

$$F_0 = \left(\frac{x}{0{,}8m}\right)^2; \qquad (XIV.43)$$

$$v_0 = \frac{v_р}{0{,}7}. \qquad (XIV.44)$$

Температура воздуха t_0, °С, на выходе из душирующего патрубка

$$t_0 = t_{р.з} - \frac{(t_{р.з} - t_р)\,x}{0{,}6n\sqrt{F_0}}. \qquad (XIV.45)$$

Если заданы расстояние до душирующего патрубка x и площадь его сечения F_0, то при $x/F_0 > m$ температура подаваемого воздуха определяется по формуле (XIV.45), а скорость движения воздуха — как

$$v_0 = \frac{v_р\,x}{0{,}7m\sqrt{F_0}}. \qquad (XIV.46)$$

Пример XIV.6. Рассчитать воздушный душ на рабочем месте диаметром $d_р = 1$ м, где требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_р = 3$ м/с и температуру $t_р = 22°$ С. Температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з} = 27°$ С. Наружный воздух путем охлаждения в камере (адиабатически) приобретает температуру $t_{охл} = 17{,}5°$ С. Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места $x = 2$ м.

Решение. 1. Принимая нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах $\Delta t_п = 1{,}5°$ С, определяем $P_т$ по формуле (XIV.38):

$$P_т = \frac{27 - 22}{27 - (17{,}5 + 1{,}5)} = 0{,}63.$$

Так как $P_т > 0{,}6$, расчет ведем по формулам (XIV.41) и (XIV.42).

2. Принимаем к установке душирующий патрубок ППД и по табл. XIV.8 находим коэффициенты $n = 4{,}5$ и $m = 6{,}3$.

3. Определяем площадь выходного сечения патрубка по формуле (XIV.41):

$$F_0 = \left(\frac{2 + 5{,}3 \cdot 0{,}63 - 3{,}2}{0{,}75 \cdot 4{,}5}\right)^2 = 0{,}4 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем ближайший больший патрубок ППД-10 с $F_0 = 0{,}41$ м^2.

4 Определяем скорость движения воздуха на выходе из патрубка по формуле (XIV.42):

$$v_0 = \frac{3}{0{,}7 + 0{,}1\left(0{,}8 \cdot 6{,}3\sqrt{0{,}41} - 2\right)} = 3{,}7 \text{ м/с}.$$

5. Объемный расход воздуха, выходящего из душирующего патрубка, составит:

$$L = 3600\,F_0\,v_0 = 3600 \cdot 0{,}41 \cdot 3{,}7 = 5460 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Глава XV

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ЗДАНИЯ

Обтекание тел потоками жидкости или газов является весьма сложным физическим процессом. Этот процесс исследуют самолетостроители, транспортники, судостроители. Исследования ведутся в основном экспериментальными методами с привлечением аппарата теории подобия.

При исследовании воздействия турбулентного потока воздуха (ветра) на здания и сооружения предметом изучения обычно является распределение давления ветра. Знание этого давления дает возможность строителям рассчитать ветровую нагрузку на здание, а специалистам по вентиляции — воздухообмен через открытые проемы и неплотности в ограждениях.

При обтекании здания потоком воздуха около него образуется застойная зона. Определение размеров этой зоны, условий циркуляции в ней воздушных потоков и, следовательно, условий проветривания зоны также является целью аэродинамического исследования здания. Наибольшее значение это исследование имеет для промышленных зданий с большим количеством вредных выбросов.

§ 83. ОБТЕКАНИЕ ЗДАНИЯ ПОТОКОМ ВОЗДУХА, ЗОНА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЛЕДА

При набегании потока на препятствие (тело) перед и за ним образуется область так называемого отрывного течения. Иногда эту область называют застойной областью или зоной. Мы будем пользоваться термином *зона аэродинамического следа* (зона АС), имея в виду всю область отрывного течения. При обтекании тел турбулентным установившимся потоком воздуха при дозвуковых скоростях в зоне аэродинамического следа наблюдаются сложные вихревые неустановившиеся трехмерные движения, даже если поток набегает на двухмерное препятствие (пластину). Уже для тел простейшей формы процессы обтекания весьма сложны. Однако, введя некоторые упрощения, оказалось возможным получить для пластины, шара, цилиндра и других подобных тел аналитическое решение для расчета их аэродинамического сопротивления и габаритных размеров зоны аэродинамического следа. Аналитическое решение обычно является первым приближением решения задачи, не учитывающим вихревые движения в зоне аэродинамического следа. Осредненные линии тока в зоне аэродинамического следа можно построить по средним значениям скорости, полученным экспериментально. Для плоской пластины осредненные линии тока в следе представлены на рис. XV. 1.

Характер движения в зоне аэродинамического следа определяется режимом набегающего потока (числом Re). При ламинарном режиме набегающего потока вихри, образующиеся за пластиной, постепенно увеличиваясь, попарно увлекаются потоком. При небольшой турбулентности вихри образуются то у одной кромки пластины, то у другой и уходят от них попеременно. Центры вихрей расположены вдоль потока за пластиной в «шахматном» порядке. Такая вихревая система с «шахматным» расположением центров вихрей носит название вихревой дорожки Кармана. При дальнейшем увеличении числа Re набегающего потока дорожка Кармана исчезает. Вихревое движение в зоне аэродина-

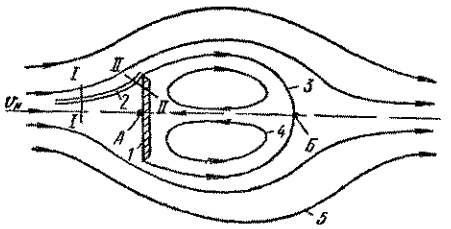


Рис XV 1 Схема обтекания бесконечной пластины потоком воздуха

I—I, II—II — сечения, *1* — пластина, *2* — элементарная струйка потока воздуха, набегающего на пластину, *3* — граница зоны аэродинамического следа; *4* — вихревое движение (линия тока) в зоне аэродинамического следа, *5* — линия тока за пределами зоны аэродинамического следа, *А* и *Б* — точки торможения

мического следа приобретает как бы устойчивый характер. Движение потока за пластиной становится устойчиво турбулентным и оторвавшиеся вихри сразу же затухают, разбиваясь на более мелкие. Границу зоны аэродинамического следа также нельзя рассматривать как установившуюся. На этой границе происходит взаимодействие двух потоков, имеющих разный энергетический уровень. Поток, срывающийся с кромки пластины, имеет бо́льшую энергию, чем поток, подходящий к границе из зоны аэродинамического следа. В результате взаимодействия этих потоков на границе зоны возникает вихревой слой.

Характерным для обтекания пластины является наличие двух точек торможения Точка *А* (см рис. XV.1), лежащая на оси симметрии, является точкой деления потоков и при плоскопараллельном потенциальном потоке скорость в ней близка к нулю. Точка *Б* находится в месте смыкания основного потока, обтекающего пластину. Правее точки *Б* направление движения совпадает с направлением набегающего потока. Левее точки *Б* находится зона аэродинамического следа, в которой направление движения вдоль оси симметрии противоположно направлению основного потока. Расположение точки *Б* постоянно меняется из-за пульсации потока.

Здание, как и пластина, является плохо обтекаемым телом. Обтекание здания потоком воздуха даже при простейшей его форме — параллелепипеде — является сложным процессом из-за трехмерности препятствия и влияния подстилающей плоскости — поверхности земли.

Рассмотрим схему обтекания потоком воздуха отдельно стоящего здания (рис. XV.2). При набегании на препятствие нижние слои потока воздуха затормаживаются, и кинетическая энергия этой части потока переходит в потенциальную, следовательно, статическое давление увеличивается. Увеличение статического давления происходит постепенно по мере приближения к зданию (практически начинаясь за пять — восемь калибров до здания, если за калибр принять средний размер фасада). Максимального значения статическое давление достигает на поверхности наветренного фасада. Набегающий поток воздуха образует зону циркуляции непосредственно у поверхности здания (см. рисунок). Вихри, образующиеся здесь, как бы дополняют форму здания до удобообтекаемой и тем самым уменьшают потери энергии основного потока. В этой зоне постоянно происходит обмен воздуха, совершающего вихреобразные движения и уходящего на заветренную сторону здания (рис. XV. 2, *б*). Набегающий поток воздуха обтекает здание и зону циркуляции сверху и с боков Обтекающий здание поток воздуха в силу некоторого его поджатия имеет скорость, несколько бо́льшую, чем скорость ветра. Этот поток интенсивно эжектирует воздух с заветренной стороны здания, где в результате этого давление уменьшается. Воздух, уносимый из заветренной зоны, компенсируется приземными слоями потока, в которых воздух заторможен настолько, что может изменять направление своего движения. На заветренной стороне здания образуется

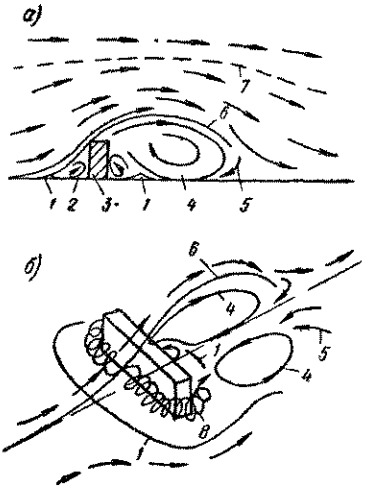


Рис XV.2. Схема обтекания здания потоком воздуха

а — вертикальный разрез; *б* — схема движения воздуха в зоне аэродинамического следа: *1* — граница между вихрями в зоне аэродинамического следа, участок с нулевой скоростью движения воздуха; *2* — зона избыточного давления, *3* — здание, *4* — зона разрежения и вихревого движения воздуха; *5* — обратные потоки воздуха, входящие в зону аэродинамического следа, *6* — граница зоны аэродинамического следа *7* — граница влияния здания на поток воздуха, *8* — вихреобразные потоки воздуха из зоны избыточного давления в зону разрежения

несколько вихрей (на рис. XV. 2, *а* показано два). Расположение границы зоны аэродинамического следа в этой области указано ориентировочно. Эта граница заметна лишь вблизи места срыва потока с наветренного фасада. На рисунке показаны образующиеся при обтекании зданий две приземные застойные области, в которых подвижность воздуха настолько мала, что из нёго осаждаются мельчайшие взвешенные частицы.

Исследования, проведенные для отдельно стоящего здания при установившемся потоке, позволили выявить лишь принципиальную схему потоков воздуха вблизи здания. В реальных условиях поток воздуха обычно неустановившийся. Пульсирующие изменения направления и силы ветра приводят к тому, что в натурных условиях габариты зоны аэродинамического следа и циркуляция воздуха в пределах зоны изменяются во времени. При обтекании ветром группы зданий зоны аэродинамических следов влияют друг на друга, и аэродинамика обтекания усложняется.

На рис. XV.3 показаны характерные размеры зоны аэродинамического следа и приведены значения этих размеров, отнесенных к высоте здания H (данные применимы для $b/H \leqslant 0{,}5$).

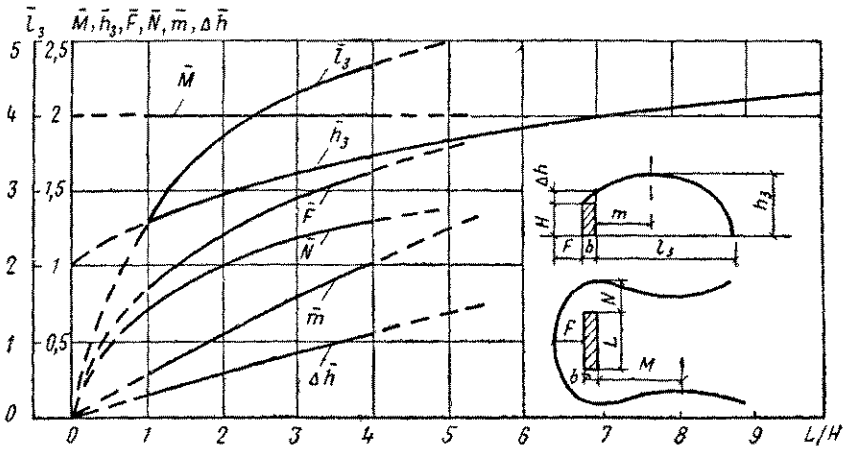


Рис XV 3 Зависимость размеров зоны аэродинамического следа от габаритных размеров здания (на графике размеры даны в относительных величинах — по отношению к H)

Знание размеров зоны аэродинамического следа дает возможность решать вопрос о расположении точек выброса вредных веществ и мест воздухозабора. Например, если очистка удаляемого из здания загрязненного воздуха невозможна, то выброс этого воздуха необходимо осуществлять на высоте, превышающей высоту зоны аэродинамического следа, поскольку при попадании вредных веществ в зону концентрация их в ней может превысить допустимый уровень.

Воздухозабор целесообразно устраивать на боковых фасадах или на главных фасадах в местах, примыкающих к торцам здания, так как здесь проходит вихревой поток воздуха с наветренной стороны, подпитывающий зону аэродинамического следа на заветренной стороне здания.

Пример XV.1. Определить размеры зоны аэродинамического следа для здания высотой $H=25$ м, длиной $L=100$ м и шириной $b=12$ м.

Решение. 1. Относительная длина здания $L/H=100/25=4$.

2. Относительная высота зоны аэродинамического следа по графику на рис. XV.3 $\overline{h}_э=1{,}7$, следовательно, высота зоны $h_э=1{,}7\cdot 25=42{,}5$ м.

3. Относительная длина зоны аэродинамического следа $\overline{l}_э=4{,}65$, следовательно, $l_э=4{,}65\cdot 25=116$ м.

4. Аналогично определяем другие размеры зоны: $F=41$ м, $N=33$ м, $m=25$ м, $M=50$ м и т. д.

§ 84. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗДАНИЯ

Избыточное статическое давление перед зданием и разрежение за ним, возникающие при обтекании здания потоком воздуха, пропорциональны динамическому давлению ветра. Это явление применительно к сопротивлению среды при падении и качании было впервые подмечено И. Ньютоном.

При расчете ветровой нагрузки на здание, а также при определении давлений в отдельных точках его наружной поверхности применяется аэродинамический коэффициент $k_{аэр}$.

Аэродинамический коэффициент показывает отношение избыточного статического давления в одной из точек наружной поверхности здания к динамическому давлению ветра. В соответствии с этим статическое давление в любой точке наружной поверхности здания равно:

$$p_{ст}=k_{аэр}\frac{\rho_н v_н^2}{2}. \qquad (XV.1)$$

Аэродинамические коэффициенты обычно определяют экспериментально в аэродинамических трубах на моделях зданий. Известны способы аналитического расчета аэродинамических коэффициентов для зданий простейших форм. Значение и знак аэродинамического коэффициента зависят от места расположения точки на поверхности здания, от формы здания и направления ветра. На значение этого коэффициента оказывают влияние близко расположенные здания и сооружения, а также рельеф местности. Энергетический смысл аэродинамического коэффициента заключается в том, что его значение показывает в долях единицы, какая часть удельной кинетической энергии потока переходит в удельную потенциальную энергию. Значение аэродинамического коэффициента можно выразить через скорости потока в отдельных точках вблизи здания. Для этого используем уравнение Бернулли.

Предположим, что поток воздуха набегает на пластину, расположенную перпендикулярно его направлению (см. рис. XV.1). Выделим в потоке элементарную струйку. Если пренебречь потерей энергии меж-

ду сечениями *I—I* и *II—II* и сжимаемостью воздуха, можно записать уравнение сохранения энергии в таком виде:

$$p_{\text{I}} + \frac{\rho v_{\text{I}}^2}{2} = p_{\text{II}} + \frac{\rho v_{\text{II}}^2}{2}, \qquad \text{(XV.2)}$$

где p_{I} и p_{II} — статическое давление соответственно в сечениях *I—I* и *II—II*; v_{I} и v_{II} — скорость движения воздуха в указанных сечениях.

Если статическое давление в сечении *I—I*, расположенном на большом расстоянии от пластины, принять за нуль, то избыточное статическое давление в сечении *II—II* можно определить следующим образом:

$$p_{\text{ст}} = p_{\text{II}} - p_{\text{I}} = \frac{\rho v_{\text{I}}^2}{2}\left(1 - \frac{v_{\text{II}}^2}{v_{\text{I}}^2}\right); \qquad \text{(XV.3)}$$

отсюда значение аэродинамического коэффициента

$$k_{\text{аэр}} = 1 - \left(\frac{v_{\text{II}}}{v_{\text{I}}}\right)^2. \qquad \text{(XV.4)}$$

Если $v_{\text{II}} < v_{\text{I}}$ (наветренная сторона пластины), то $k_{\text{аэр.н}} > 0$. Если $v_{\text{II}} > v_{\text{I}}$ (заветренная сторона пластины), то $k_{\text{аэр.э}} < 0$. В действительности движение воздуха у заветренной стороны пластины и здания не подчиняется уравнению (XV.2). Значения $k_{\text{аэр.э}}$ определяются процессом эжекции.

В точке торможения A теоретическое значение аэродинамического коэффициента $k_{\text{аэр}A} = 1$.

Для наиболее широко распространенной формы здания (параллелепипед) аэродинамический коэффициент имеет следующие значения: на фасаде с наветренной стороны $k_{\text{аэр.н}} = 0{,}4 \ldots 0{,}8$, на фасаде с заветренной стороны $k_{\text{аэр.э}} = -0{,}3 \ldots -0{,}6$.

На значение аэродинамического коэффициента некоторое влияние оказывает открытие окон в здании и организация сквозного проветривания (аэрация под действием ветра). Однако в практических расчетах этим влиянием пренебрегают. Последние исследования показали, что значение аэродинамического коэффициента зависит от распределения скоростей в набегающем потоке. Эпюра скоростей ветра по высоте здания имеет криволинейный характер из-за наличия пограничного слоя у поверхности земли. В связи с этим появляется неопределенность — к какой скорости относить аэродинамический коэффициент. В данном случае можно пользоваться следующими рекомендациями:

1) если соотношение высоты здания H и протяженности фасада L меньше 1 (низкое протяженное здание), обтекание воздухом происходит в основном над зданием, и давление ветра можно определять по аэродинамическим коэффициентам и динамическому давлению, вычисленным по средней скорости ветра $v_{\text{ср}}$ (по высоте здания). Этот случай встречается в основном при расчете давления ветра на ограждения промышленных и многосекционных жилых и общественных зданий;

2) для высоких зданий при $H/L > 1$ обтекание происходит в горизонтальных плоскостях (боковое обтекание), и статическое давление можно определять по локальным аэродинамическому коэффициенту и динамическому давлению, вычисленным по скорости v_i на уровне рассматриваемой точки.

§ 85. ПОДОБИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Первым условием подобия аэродинамических процессов в натуре и на модели является геометрическое подобие здания и модели. Отношение соответственных размеров здания $l_н$ и модели $l_м$ называется масштабом линейных размеров:

$$m_l = \frac{l_н}{l_м}. \qquad (XV.5)$$

Другие масштабные соотношения — масштаб скорости m_v, масштаб плотности m_ρ, масштаб динамической вязкости m_μ, масштаб давления m_p — определяются отношением величин в натуре к соответственным величинам на модели. Для неустановившихся процессов применяют также масштаб времени m_τ.

Выбор конкретных размеров и характеристик потока для каждого случая проводят с учетом критериев подобия. В общем виде неустановившееся движение вязкой несжимаемой жидкости описывается системой уравнений Навье—Стокса и уравнения неразрывности с соответствующими начальными и граничными условиями. Пользуясь этими уравнениями, можно установить критерии подобия, определяющие рассматриваемый процесс: 1) критерий гомохронности процессов (Струхаля) $\mathrm{Sh}=l/(v\tau)$; 2) критерий Фруда $\mathrm{Fr}=v^2/(gl)$; 3) критерий Рейнольдса $\mathrm{Re}=vl/\nu$; 4) критерий Эйлера $\mathrm{Eu}=p/(\rho v^2)$.

Критерий Струхаля Sh обычно применяют при изучении нестационарных процессов. Статическое давление на поверхности, а следовательно, и аэродинамический коэффициент не зависят от этого критерия.

Критерий Фруда Fr представляет собой отношение силы инерции единицы массы жидкости $1\cdot v^2/l$ к силе тяжести $1\cdot g$. Этот критерий применяют в случае обтекания тела двухфазной жидкостью или при исследовании процессов сопротивления среды на границе двух сред (например, для тел, плавающих на поверхности воды). На значение аэродинамического коэффициента критерий Фруда практически не оказывает влияния.

Критерий Рейнольдса Re показывает отношение силы инерции v^2/l и силы внутреннего трения (вязкости) $\mu v/\rho l^2$, действующих на единицу массы жидкости. Этот критерий играет важную роль в аэродинамических исследованиях.

Критерий Эйлера Eu представляет собой отношение силы давления (или перепада давления в двух характерных точках потока) к силе инерции потока. Критерий Эйлера иногда называют коэффициентом давления в данной точке. Физический смысл этого критерия аналогичен физическому смыслу получившего распространение в практике строительства аэродинамического коэффициента:

$$k_{аэр} = 2\mathrm{Eu}. \qquad (XV.6)$$

Для турбулентного потока газа свойственно нерегулярное изменение направления и скорости в каждой его точке. Характеристикой турбулентности, учитывающей пульсации, является *степень турбулентности* данного потока

$$\varepsilon = \sqrt{\overline{(v')^2}}/\bar{v}, \qquad (XV.7)$$

где $\sqrt{\overline{(v')^2}}$ — пульсационная скорость, осредненная по времени; $\bar{v}$ — осредненная по времени скорость потока воздуха.

При моделировании аэродинамических процессов в турбулентных потоках необходимо, чтобы в подобных потоках степени турбулентности были равны:

$$\varepsilon_н = \varepsilon_м, \tag{XV.8}$$

где $\varepsilon_н$ и $\varepsilon_м$ — степени турбулентности потоков в натуре и модели.

Таким образом, при моделировании аэродинамических процессов в турбулентных потоках однородной несжимаемой жидкости для соблюдения подобия необходимо выполнить условие равенства критериев Sh (только для процессов, зависящих от времени), Re, Eu и степени турбулентности ε.

Результатом исследования аэродинамических характеристик зданий должна быть зависимость

$$k_{аэр} = 2\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}, \varepsilon). \tag{XV.9}$$

Исследования обтекания зданий и других плохо обтекаемых тел показали весьма слабую зависимость $k_{аэр}$ от критерия Re при значениях $\mathrm{Re} > 10^3$. Практическое отсутствие функциональной зависимости искомой величины от критерия называется *автомодельностью* относительно этого критерия. Автомодельность аэродинамического коэффициента относительно критерия Re объясняется явлением срыва потока с острых кромок и наличием интенсивных вихревых потоков. Автомодельность относительно Re позволила при определении аэродинамических коэффициентов на моделях зданий соблюдать лишь геометрический (линейный) масштаб, т. е. подбирать при моделировании любую скорость, удобную для проведения замеров.

Влияние степени турбулентности на значения $k_{аэр}$ обычно не учитывается, так как замеры степени турбулентности в потоке воздуха и регулирование этой степени требуют сложного оборудования и специального исследования. Этим объясняется разница в результатах, полученных для одинаковых моделей, обдуваемых в разных аэродинамических трубах.

§ 86. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ТРУБА. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛОТКИ

Аэродинамическая труба — это установка для получения искусственного равномерного прямолинейного потока. Этот поток образуется в рабочей части трубы, где и устанавливается исследуемая модель.

Аэродинамическая труба представляет собой воздуховод с побудителем движения воздуха (осевой или центробежный вентилятор, компрессор и т. п.) и устройством для создания равномерного потока. Различают прямоточные и замкнутые аэродинамические трубы, а также трубы с закрытой и открытой рабочей частью. На рис. XV.4 представлена замкнутая аэродинамическая труба с открытой рабочей частью.

На поверхности модели здания при набегании потока воздуха возникает избыточное статическое давление или разрежение. Это давление измеряется микроманометром, соединенным шлангом со щупом или дренажной трубкой, выведенной на поверхность модели. Динамическое давление потока воздуха измеряется трубкой Пито в начальном сечении рабочей части трубы. Значение аэродинамического коэффициента определяется по формуле

$$k_{аэр} = p_{ст}/p_д, \tag{XV.10}$$

Для получения качественной картины процесса обтекания здания потоком воздуха служат гидравлические лотки — плоские и объемные. *Плоский гидравлический лоток* — это мелкий корытообразный канал, в котором организуется прямоточное равномерное прямолинейное движение воды. Модель здания размещают у вертикальной стенки, имитирующей поверхность земли. Картина обтекания здания потоком в гидравлическом лотке двухмерная (справедлива для бесконечно длинного здания при нормальном к фасаду направлении потока). Для наблюдения за обтеканием используют индикаторы — алюминиевый порошок

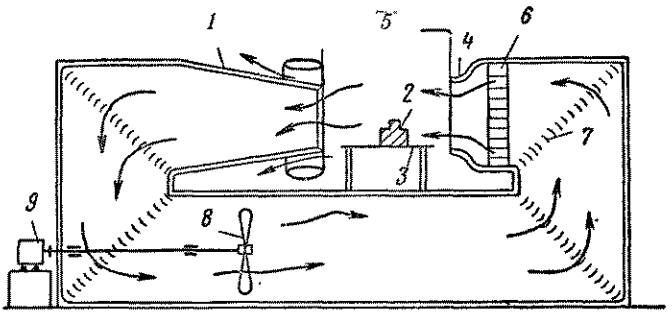


Рис. XV.4. Схема аэродинамической трубы

1 — всасывающий патрубок аэродинамической трубы; *2* — модель здания; *3* — подставка под модель, имитирующая поверхность земли, *4* — выходной патрубок аэродинамической трубы; *5* — рабочая часть трубы, *6* — решетка у выходного патрубка аэродинамической трубы; *7* — поворотные лопатки; *8* — вентилятор с изменением угла атаки лопаток; *9* — электродвигатель

или мелкие бумажные конфетти. Фотографируя процесс обтекания модели с известной экспозицией, можно получить не только размеры вихревых зон, но и векторы скоростей в отдельных частях потока (по длине следа, оставляемого конфетти).

Для исследования процесса обтекания зданий конечных размеров при любом направлении потока применяют *объемные гидравлические лотки*. Объемный гидравлический лоток — это канал прямоугольного сечения большой протяженности. Для исследования процесса обтекания здания используется передняя часть лотка, в которой влияние пограничных пристенных слоев незначительно. Модель здания, установленную на плоской подставке (имитирующей поверхность земли), помещают в поток воды сразу за выравнивающей решеткой.

В объемном лотке удобно моделировать диффузионные процессы, определяющие рассеивание выбрасываемых из здания вредных веществ. Индикатором является краска (например, раствор туши). Индикатор подают к местам расположения точек выброса вредных веществ на модели через капиллярные трубки.

Для количественной оценки в качестве индикатора применяют вещества, плотность которых близка к плотности воды. По траекториям отдельных капелек индикатора — меток, зафиксированных на кинопленке, можно судить о размерах зоны аэродинамического следа, о воздухообмене в зоне и о других характеристиках. Наглядность процесса в объемном гидравлическом лотке — главное преимущество такого лотка перед аэродинамической трубой.

Глава XVI

ЭПЮРЫ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА НА ОГРАЖДЕНИЯ ЗДАНИЯ

§ 87. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Разность плотностей наружного и внутреннего воздуха, действие ветра и систем вентиляции создают определенное распределение давления воздуха на ограждения помещений и зданий. Известно, что для высоких зданий характерно проникание наружного воздуха в помещения через неплотности в ограждениях нижних этажей и обратное направление движения воздуха через неплотности в ограждениях верхних этажей. Такое движение воздуха объясняется наличием разности давлений с двух сторон ограждения.

Необходимость в определении перепадов давлений с двух сторон ограждения возникла при первых попытках рассчитать естественный воздухообмен помещения через окна и вентиляционные шахты и каналы. Вопросы движения воздуха в трубах применительно к вентиляции подземных выработок изучались М. В. Ломоносовым. Принципы организации естественного воздухообмена в зданиях сформулированы в 1795 г. нашим соотечественником В. Х. Фрибе, первым предложившим такое понятие, как нейтральная зона, применяемое до настоящего времени.

Для расчета естественного воздухообмена в промышленных, жилых и общественных зданиях в настоящее время широко применяются способы *нейтральной зоны, избыточных давлений* (предложен проф. П. Н. Каменевым) и *фиктивных давлений* (предложен проф. В. В. Батуриным).

В этой главе подробно рассмотрен способ построения эпюр давления воздуха на ограждения здания, разработанный в МИСИ имени В. В. Куйбышева, имеющий бо́льшую наглядность и простоту, чем способы, упомянутые выше. Для сравнения приведены эпюры давления, построенные другими способами.

Преимуществами рассматриваемого способа являются возможность обобщенного анализа воздушного режима, а также стандартность конфигурации эпюр давления для различных зданий и условий.

Известно, что в столбе жидкости или газа гидро- или аэростатическое давление переменно по высоте. Изменение давления в слое газа высотой dh, м, составляет, Па:

$$dp = \frac{\rho g dV}{F}, \qquad \text{(XVI.1)}$$

где ρg — удельный вес газа, Н/м³; dV — элементарный объем газа, м³; F — площадь поперечного сечения рассматриваемого столба газа, м².

Если заменить $dV = Fdh$, то из равенства (XVI.1) получим:

$$dp = \rho g dh. \qquad \text{(XVI.2)}$$

Очевидно, что давление в любом сечении столба газа на высоте h равно:

$$p_h = p_a - g \int_0^h \rho dh, \qquad \text{(XVI.3)}$$

где p_a — атмосферное давление на высоте $h=0$ (поверхность земли).

Интегрирование выражения (XVI.3) затрудняется неопределенностью зависимости плотности ρ от h (ρ определяется давлением, значение которого является искомым). В атмосфере, например, изменение плотности воздуха по высоте зависит кроме давления от температуры. Для определения p_h обычно пользуются эмпирическими уравнениями $\rho=f(h)$ или термодинамическими зависимостями. При рассмотрении воздушного режима зданий ($h<100$ м) можно пренебречь изменением плотности воздуха по высоте, и тогда

$$p_h = p_a - \rho g h. \qquad (XVI.4)$$

При этом погрешность в определении разности давлений составит около 1%. Абсолютное изменение давления на 1 м высоты ρg по сравнению с атмосферным давлением ничтожно мало. Учитывая, что в дальнейшем предстоит определять еще меньшие величины $\Delta\rho g$, целесообразнее пользоваться избыточным давлением p, отсчитываемым от условного нуля $p_{h=H}$.

Введение условного нуля, расположенного в точке системы с минимальным давлением, является основной особенностью рассматриваемого способа построения эпюр давления. Для гравитационного давления эта точка находится снаружи в верхней части здания, а для ветрового — это точка с минимальным аэродинамическим коэффициентом. Построение эпюр давления по излагаемому способу требует некоторого навыка, однако освоить этот способ несложно, так как эпюры имеют простейшую конфигурацию.

§ 88. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР

Эпюры давления при действии на здание только гравитационных сил. Аэростатическое давление снаружи здания (линии *1* на рис. XVI.1, *а*) определяется расстоянием по вертикали от точки условного нуля и плотностью наружного воздуха $\rho_н$. Эпюра аэростатического давления снаружи здания имеет вид прямоугольного треугольника. Внутри помещения при постоянной температуре по высоте эпюра давления имеет вид трапеции. Верхнее основание — это избыточное относительно условного нуля внутреннее статическое давление p_0, зависящее от расположения и проницаемости отверстий в наружных ограждениях. Изменение по высоте избыточного аэростатического давления внутри помещения показано линией *2*.

Для расчета воздушного режима здания (помещения) используют перепады давлений на определенном уровне. Поэтому можно несколько упростить конфигурацию эпюр давления, не изменяя разности давлений. Вычтем из каждой эпюры статического давления на рис. XVI.1, *а* треугольник площадью, равной площади треугольной части внутренней эпюры *3*. Оставшиеся части (заштрихованные) — снаружи треугольники с основанием $H\Delta\rho g$, а внутри прямоугольник — и являются расчетными эпюрами избыточного давления при действии только гравитационных сил.

На рис. XVI.1, *б—г* показаны формы эпюр, полученных другими известными способами.

В способе «нейтральной зоны» за нуль давлений принимается давление в помещении, поэтому эпюра давления снаружи (рис. XVI.1, *б*) представляет собой эпюру расчетной разности давлений с двух сторон ограждения $\Delta p_{н\,з}=p_н-p_0$.

Профессор П. Н. Каменев предложил в случае действия только гравитационных сил отсчитывать избыточное давление от давления

воздуха снаружи. Эпюра внутреннего давления по этому способу (рис. XVI.1, *в*) эквивалентна эпюре разности давлений $\Delta p_K = p_0 - p_н$.

Рассматриваемый здесь способ построения эпюр давлений близок к способу, предложенному проф. В. В. Батуриным. Отличие состоит лишь в выборе местоположения точки условного нуля давления. Эпюры на рис. XVI.1, *г* построены относительно нуля, принятого на уровне поверхности земли. Профессор В. В. Батурин назвал гравитационное давление фиктивным, имитирующим давление ветра. Вообще условный нуль отсчета давлений в этом способе не закреплен (автор предлагал принимать его на уровне середины нижнего проема). В связи с этим конфигурация эпюр фиктивного давления не имеет стандартной формы.

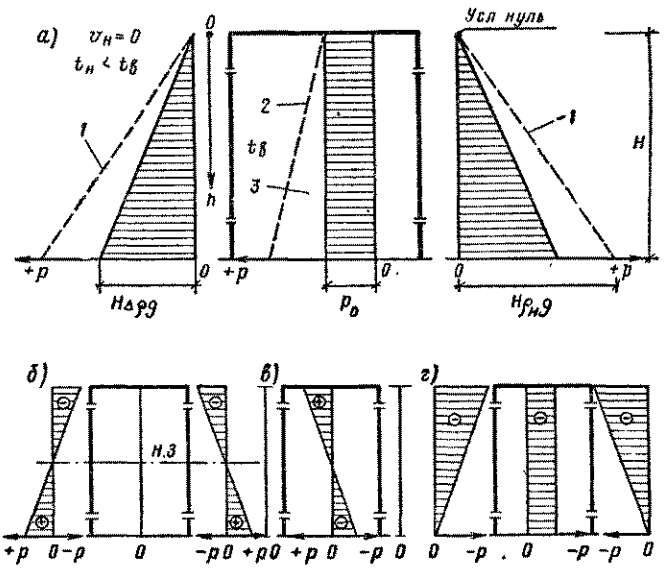


Рис. XVI.1. Эпюры давления при действии на здание гравитационных сил

а — построенные относительно условного нуля: *1* — аэростатическое избыточное давление снаружи; *2* — то же, внутри помещения; *3* — треугольная часть эпюры давления внутри помещения; *б* — построенные по способу «нейтральной зоны»; *в* — избыточного, построенные по способу П. Н. Каменева; *г* — фиктивного, построенные по способу В. В. Батурина

Эпюры давления воздуха на рис. XVI.1, *а* построены для случая постоянной по высоте помещения температуры воздуха. Для расчета аэрации, в частности аэрации промышленных зданий со значительными тепловыделениями, при построении эпюр следует учитывать изменение температуры по высоте.

Эпюры давления при действии на здание только ветра. При равенстве температуры в помещении и снаружи изменение аэростатического давления по высоте с двух сторон ограждения одинаково и не учитывается. Набегающий на здание поток воздуха создает избыточное давление с его наветренной стороны и разрежение с заветренной. Значения избыточного давления и разрежения определяются динамическим давлением ветра и аэродинамическими коэффициентами: с наветренной стороны $k_{аэр.н} > 0$, с заветренной $k_{аэр.з} < 0$. Эпюры давления ветра на наружные поверхности здания, построенные относительно давления в окружающем воздухе вдали от здания, показаны на рис. XVI.2, *а*. Такое построение используется в способах, разработанных профессорами П. Н. Каменевым и В. В. Батуриным.

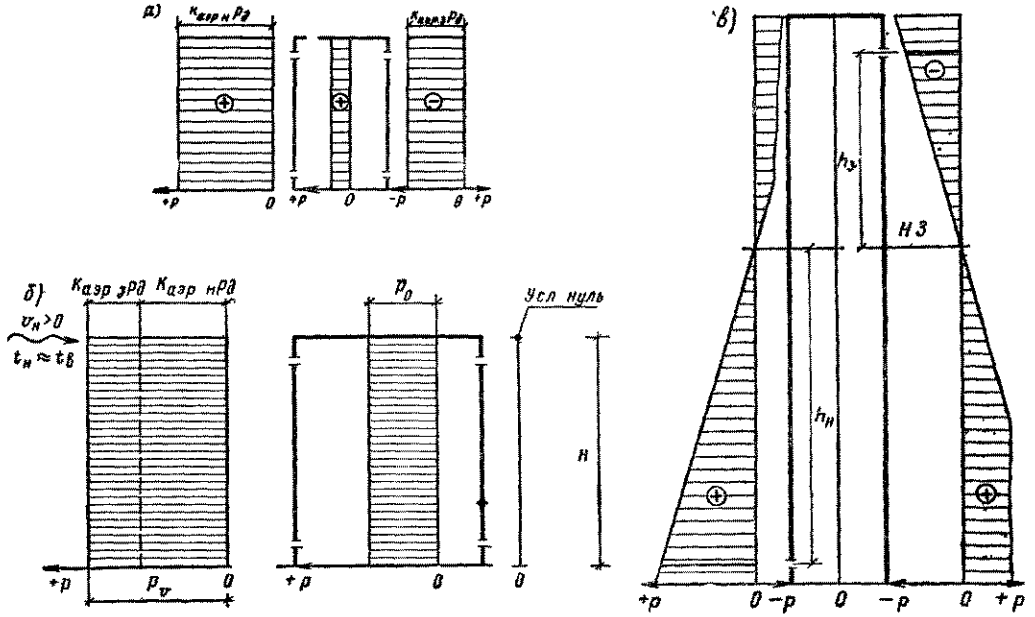


Рис. XVI.2. Эпюры давления при действии на здание ветра

а — построенные по способам П Н Каменева и В В Батурина; *б* — построенные относительно условного нуля; *в* — построенные по способу «нейтральной зоны»

Если принять избыточное давление на заветренной стороне равным нулю, то избыточное (относительно этого нуля) давление ветра с наветренной стороны будет равно, Па:

$$p_v = (k_{аэр\ н} - k_{аэр.з}) \frac{\rho_н v_н^2}{2}, \qquad (XVI.5)$$

где $k_{аэр\ н}$ и $k_{аэр\ з}$ — средние по площади аэродинамические коэффициенты с наветренной и заветренной стороны здания; $\rho_н$ и $v_н$ — плотность наружного воздуха и скорость ветра.

На боковых фасадах избыточное ветровое давление определяется аналогично с учетом аэродинамического коэффициента $k_{аэр\ б}$.

Эпюры давления, создаваемого ветром снаружи и внутри здания, построенные относительно нуля давлений, принятого на заветренной стороне, показаны на рис. XVI.2, *б*.

По способу «нейтральной зоны» эпюра давления строится так же, как для случая действия только гравитационных сил (рис. XVI 2, *в*). Давление в помещении принимается равным нулю. Однако для того, чтобы выдержать давление снаружи, равное избыточному давлению, приходится условно изменять конфигурацию здания (см. рис. XVI 2, *в*), перемещая отверстия вниз и вверх от нейтральной зоны. Расстояния от нейтральной зоны до условного положения отверстий ($h_н$ и $h_э$) при этом являются искомыми величинами.

Определение избыточного ветрового давления обычно затрудняется отсутствием сведений об аэродинамических коэффициентах. Для зданий простой конфигурации, например в виде параллелепипеда, можно принимать средние аэродинамические коэффициенты $k_{аэр\ н}$ и $k_{аэр\ з}$ равными соответственно $+0{,}8$ и $-0{,}4$. Тогда

$$p_v \approx 0{,}6\, \rho_н v_н^2. \qquad (XVI.6)$$

Для расчета инфильтрации точность этой формулы достаточна.

Для расчета аэрации необходимо располагать данными об аэродинамических коэффициентах для всех аэрационных отверстий k_i. Их значения принимаются по справочной литературе или определяются экспериментально.

Значение избыточного ветрового давления в произвольной точке i определится по формуле

$$p_{vi} = (k_{аэрi} - k_{аэр.мин}) \frac{\rho_н v_н^2}{2}, \qquad (XVI.7)$$

где $k_{аэрi}$ и $k_{аэр.мин}$ — аэродинамический коэффициент соответственно в точке i и минимальный для рассматриваемого здания.

Здесь для простоты рассмотрен случай, когда величина k_i постоянна по высоте, однако все выводы могут быть распространены и на случаи изменяющихся по фасаду аэродинамических коэффициентов.

Эпюры давления при совместном действии на здание ветра и гравитационных сил. Суммарные эпюры давления получаем, складывая эпюры на рис. XVI.1, *а* и XVI.2, *б*. Суммарная эпюра давления (рис. XVI.3, *а*) с наветренной стороны здания имеет форму трапеции. Верхнее основание ее p_v, нижнее $H\Delta\rho g + p_v$. С заветренной стороны суммарная эпюра давления — треугольник с основанием $H\Delta\rho g$. Внутри помещения избыточное давление постоянно по высоте и равно p_0. Величина p_0 определяется решением уравнения баланса воздуха в помещении.

В общем случае для определения расчетного избыточного давления снаружи здания, имеющего n отверстий, необходимы следующие данные: температура наружного и внутреннего воздуха, скорость ветра, расстояния от центра отверстий до верха здания h_1, h_2, ..., h_i, ..., h_n, аэродинамические коэффициенты у наружной поверхности здания в местах расположения отверстий $k_{аэр1}$, $k_{аэр2}$, ..., $k_{аэрi}$, ..., $k_{аэрn}$.

Избыточное давление снаружи здания на уровне центра отдельных отверстий

$$p_i = h_i \Delta\rho g + (k_{аэрi} - k_{аэр.мин}) \frac{\rho_н v_н^2}{2}. \qquad (XVI.8)$$

На рис. XVI.3, *б*, *в*, *г* показаны суммарные эпюры давления, построенные соответственно по способам П. Н. Каменева, В. В. Батурина и «нейтральной зоны».

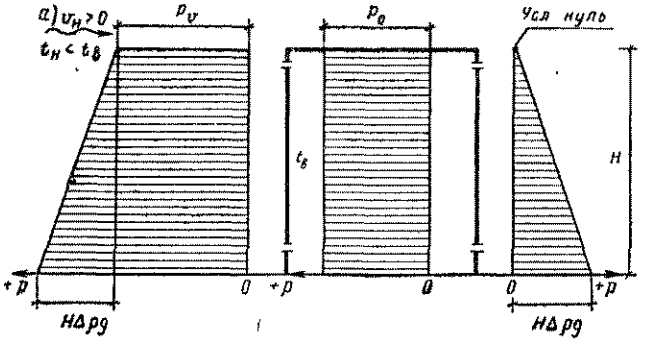
Эпюры относительного избыточного давления воздуха на ограждения здания. Выбор местоположения точки нуля отсчета давлений является в большой степени условным. Однако расположение ее в верхней части здания в большинстве случаев позволяет получить простейшие конфигурации эпюр давления и даже перейти к относительным давлениям. Если за единицу давления (см. рис. XVI.3, *а*) принять $H\Delta\rho g$, то относительные избыточные давления можно определить в долях этой единицы:

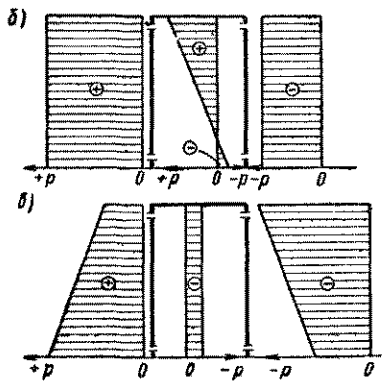
давление ветра

$$\bar{p}_v = \frac{p_v}{H\Delta\rho g}; \qquad (XVI.9)$$

давление внутри помещения

$$\bar{p}_0 = \frac{p_0}{H\Delta\rho g}. \qquad (XVI.10)$$





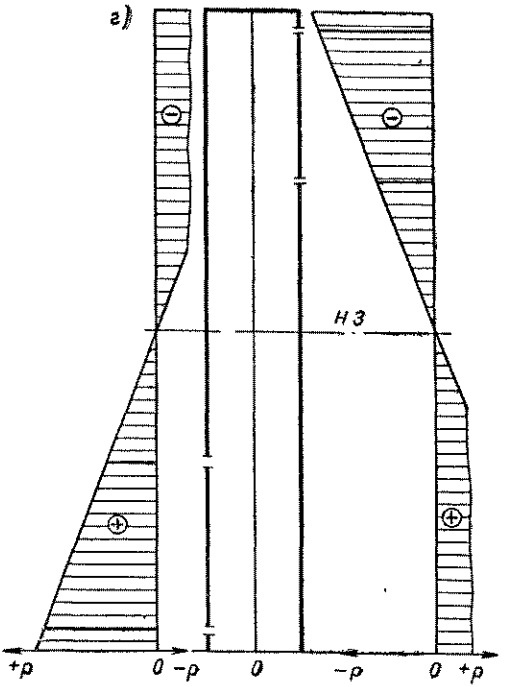


Рис. XVI.3. Расчетные эпюры давления при совместном действии на здание динамических и гравитационных сил

а — построенные относительно условного нуля; *б* — построенные по способу П. Н. Каменева; *в* — построенные по способу В. В. Батурина; *г* — построенные по способу «нейтральной зоны»

Введение относительных давлений позволяет обобщить и значительно упростить определение теплопотерь от инфильтрации воздуха и определение расходов воздуха через высокие проемы. По относительному давлению ветра можно судить о доле влияния ветра на воздушный режим здания и выбирать тот или иной вариант способа расчета воздушного режима здания.

Построение эпюр давления воздуха на ограждающие конструкции промышленных зданий. Основное преимущество рассмотренного способа построения эпюр давления на ограждения здания заключается в том, что он позволяет построить эпюры до проведения расчета воздушного режима здания. Стандартность конфигурации эпюр с наветренной и заветренной стороны здания значительно упрощает определение давлений, вызывающих естественный воздухообмен в здании.

На рис. XVI.4, *а* представлена схема поперечного разреза промышленного здания. Температура воздуха в помещении постоянна по вы-

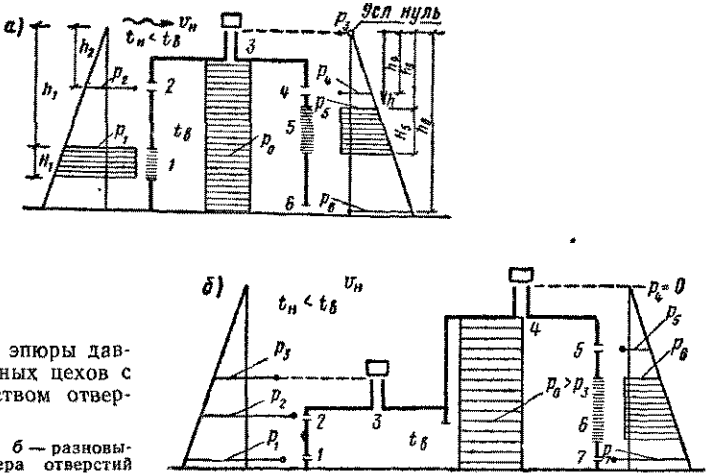


Рис. XVI.4. Расчетные эпюры давления для однопролетных цехов с произвольным количеством отверстий

а — цех одной высоты; *б* — разновысотный цех; *1—7* — номера отверстий

соте. На рисунке показаны эпюры давления на уровнях окон *1* и *5*, открытых проемов *2*, *4* и *6* и верха шахты *3*.

При наличии вытяжных шахт, снабженных зонтами или дефлекторами, избыточное давление на уровне среза шахты

$$p_{ш} = h_{ш}\,\Delta\rho g + (k_{аэр.ш} - k_{аэр\ мин})\,\frac{\rho_н v_н^2}{2}, \qquad (XVI.11)$$

где $h_ш$ — величина или отрицательная (вверх от точки нуля), или равная нулю (см. рис. XVI.4, *а*), в зависимости от выбора уровня условного нуля давлений; $k_{аэр\ ш}$ — аэродинамический коэффициент зонта или дефлектора шахты.

Обычно нуль отсчета избыточных давлений целесообразно располагать на уровне среза шахты, принимая $p_ш = 0$.

Весьма затруднителен подбор площади вытяжных шахт с естественным побуждением движения воздуха в разновысотном здании или помещении (рис. XVI.4, *б*). Предлагаемая методика позволяет определить располагаемую разность давлений для шахт *3* и *4* по величине p_0, получаемой из уравнения баланса воздуха в помещении.

Наиболее четко проявляются преимущества рассматриваемого способа определения давлений при обычно весьма сложном расчете аэрации многопролетных и многоэтажных цехов.

На рис. XVI.5, *а* показаны эпюры давления для трехпролетного здания с сообщающимися помещениями при одинаковых температурных условиях в них. Избыточные давления снаружи здания аналогичны случаю, показанному на рис. XVI.3, *а*. Если в помещениях температурные условия различны, в здании может возникать циркуляция воздуха, обусловливаемая изменением избыточного аэростатического давления по высоте помещений с более низкими температурами. Избыточное давление, постоянное по высоте, в этом случае будет лишь в помещении с наиболее высокой температурой воздуха (см. рис. XVI.5, *б*, *в*). В двух других помещениях эпюры давления имеют вид трапеций. Гравитационная составляющая избыточного давления снаружи определяется по максимальному температурному перепаду $t_{в\ макс} - t_н$.

Для многоэтажных промышленных зданий с сообщающимися через проемы этажами эпюры давления представлены на рис. XVI.6. За условный нуль давлений принято давление в верхней части здания на

заветренной стороне. Угол наклона линии, образующей эпюру давления снаружи здания, определяется перепадом температур с двух сторон ограждения. Принцип построения эпюр давления полностью аналогичен рассмотренному выше для зданий простой конфигурации.

Значения внутренних избыточных давлений в многопролетном здании p_{01}, p_{02} ... и в многоэтажном здании p_{0I}, p_{0II} ... являются искомыми. Они определяются при решении системы уравнений балансов воздуха во всех помещениях здания.

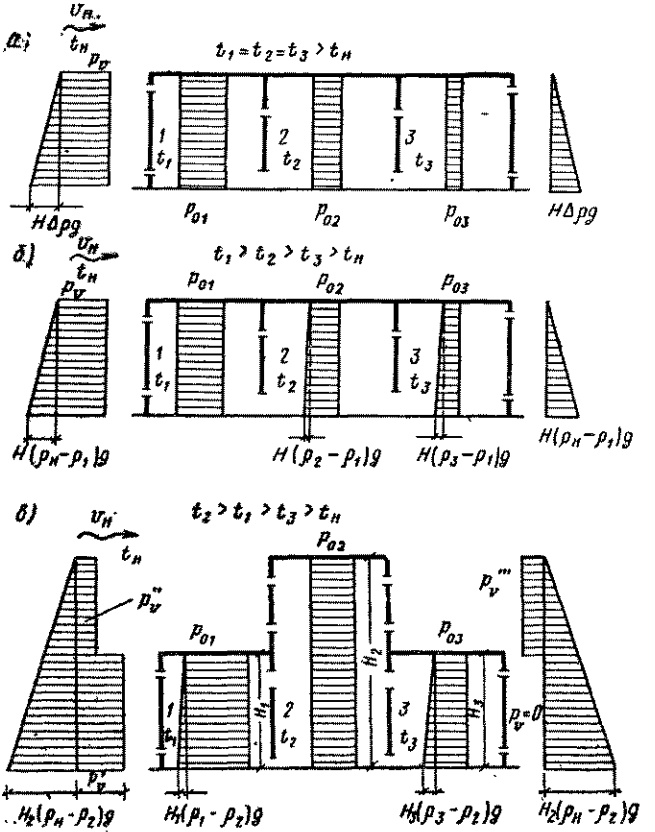


Рис. XVI.5. Расчетные эпюры давления для трехпролетного здания

а — при одинаковой температуре в помещениях *1*, *2* и *3*; *б* и *в* — при разной температуре в помещениях *1*, *2* и *3*

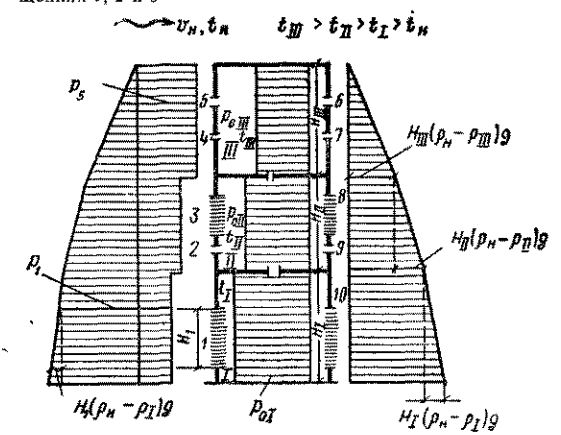


Рис. XVI.6. Расчетные эпюры давления для многоэтажного здания с сообщающимися этажами

I, *II*, *III* — номера этажей; *1*—*10* — номера отверстий в наружных ограждениях

Глава XVII

НЕОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН В ПОМЕЩЕНИЯХ

Движение воздуха через ограждения здания, вызываемое гравитационными силами, ветром и действием систем механической вентиляции, с одной стороны, позволяет осуществлять естественное проветривание жилых и производственных помещений, т. е. наиболее экономичную вентиляцию, но, с другой стороны, оказывается вредным. Во-первых, инфильтрация воздуха через наружные ограждения приводит к значительным потерям тепла. Во-вторых, потоки воздуха, распространяясь по зданию, способствуют переносу вредных выделений из одних помещений в другие. В связи с этим и возникает необходимость изучения вопросов воздушного режима здания и учета их при проектировании вентиляции зданий.

§ 89. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Законы фильтрации воздуха в строительных материалах и конструкциях в настоящее время изучены недостаточно. Экспериментальные данные позволяют сделать заключение, что в большинстве стеновых строительных материалов, мелкопористых утеплителей и уплотняющих прокладок в окнах, а также в волосных трещинах стыковых соединений наблюдается ламинарный режим фильтрации, подчиняющийся закону Дарси. Для этого режима в строительной технике получили распространение формулы вида

$$\Delta p = s_{\text{л}}\, j, \qquad \text{(XVII.1)}$$

где Δp — разность давлений с двух сторон ограждения или образца материала; $s_{\text{л}}$ — экспериментальный коэффициент, численно равный перепаду давлений при $j=1$; j — расход воздуха, кг/(ч·м²).

В крупнопористых материалах и щелях наблюдается турбулентный режим фильтрации воздуха. В этом случае взаимосвязь расхода фильтрующегося воздуха с разностью давлений такова:

$$\Delta p = s_{\text{т}}\, j^2. \qquad \text{(XVII.2)}$$

Чаще всего ламинарный и турбулентный режимы фильтрации наблюдаются одновременно. Такой режим фильтрации называется смешанным и описывается уравнениями

$$\Delta p = s_{\text{см}} j^n \quad \text{или} \quad \Delta p = s_{\text{л}} j + s_{\text{т}} j^2, \qquad \text{(XVII.3)}$$

где $s_{\text{см}}$, $s_{\text{л}}$ и $s_{\text{т}}$ — экспериментальные коэффициенты; n — показатель степени, определяемый также экспериментально.

Вторая из этих формул применяется для расчета расхода воздуха, фильтрующегося через неплотности окон. Величины s и $j_{\text{ок}}$ при этом условно относятся к 1 м² площади окна, хотя фильтрация происходит через щели. Для инженерных расчетов можно пользоваться формулой

$$\Delta p = s_{\text{ок}}\, j_{\text{ок}}^2, \qquad \text{(XVII.4)}$$

где $s_{\text{ок}} = s_{\text{т}} + s_{\text{л}}/j_{\text{ср}}$ — коэффициент пропорциональности [здесь $j_{\text{ср}}$ — расход воздуха, кг/(ч·м²), при среднем значении Δp].

В расчете воздушного режима здания при определении давлений и теплопотерь от инфильтрации учитывается проникание воздуха лишь

через окна и двери, так как воздухопроницаемость стен и стыков ограничена строительными нормами и незначительна.

Характеристики сопротивления воздухопроницанию. Коэффициент пропорциональности в формуле (XVII.4) называется *удельной характеристикой сопротивления воздухопроницанию* окна. Значения этой характеристики приведены в справочной литературе [51]. Расход воздуха $G_{ок}$, проникающего через окно площадью $F_{ок}$, равен:

$$G_{ок} = F_{ок} J_{ок} \text{ или } G_{ок} = (\Delta p / S_{ок})^{1/2}, \qquad \text{(XVII.5)}$$

где $S_{ок}$ — характеристика сопротивления воздухопроницанию окна, Па·ч²/кг², равная $s_{ок}/F_{ок}^2$.

Величины $s_{ок}$ и $S_{ок}$ зависят от температуры воздуха, фильтрующегося через окно, поэтому при расчете вводится поправка на температуру воздуха.

Характеристику сопротивления воздухопроницанию дверей, открытых проемов и шахт можно определить, используя известные характеристики: $\Sigma\zeta$ — сумму коэффициентов местных сопротивлений, μ — коэффициент расхода отверстия, $R\beta_{ш}$ и z — потери давления по длине и в местных сопротивлениях шахт.

Например, для закрытой двери перепад давлений можно выразить следующим образом:

$$\Delta p = \Sigma\zeta \frac{\rho v_{щ}^2}{2} = S_{дв} G_{дв}^2. \qquad \text{(XVII.6)}$$

Следовательно, характеристика сопротивления воздухопроницанию двери при длине притвора $l_{щ}$, толщине щели притвора $\delta_{щ}$ равна:

$$S_{дв} = \Sigma\zeta / \left(26 \cdot 10^6 \rho l_{щ}^2 \delta_{щ}^2\right). \qquad \text{(XVII.7)}$$

По аналогичной формуле вычисляется характеристика сопротивления воздухопроницанию окон промышленных зданий и ворот .

Значение суммы коэффициентов местных сопротивлений принимают в зависимости от конфигурации притвора и числа последовательно расположенных створок (для одинарных дверей и окон — 4, для двойных —8)

Для открытого проема при коэффициенте расхода $\mu_{пр}$ и площади $F_{пр}$ характеристика сопротивления воздухопроницанию равна:

$$S_{пр} = 1 / \left(26 \cdot 10^6 \rho F_{пр}^2 \mu_{пр}^2\right). \qquad \text{(XVII.8)}$$

Для вытяжной шахты с естественным побуждением движения воздуха при расчетном расходе $G_{р}$, высоте $h_{ш}$ и расчетных потерях давления $(R\beta_{ш}h_{ш}+z)_{р}$ характеристика сопротивления воздухопроницанию равна:

$$S_{ш} = \left(R\beta_{ш} h_{ш} + z\right)_{р} / G_{р}^2. \qquad \text{(XVII.9)}$$

Если воздух проходит последовательно через ряд сопротивлений S_1, S_2, ..., S_n, то их можно условно заменить одним — *приведенным сопротивлением,* равным

$$S_{прив} = \sum_{i=1}^{n} S_i. \qquad \text{(XVII.10)}$$

При параллельном расположении сопротивлений S_1, S_2, ..., S_n можно рассчитать *эквивалентное сопротивление,* заменяющее их:

$$S_{экв}=1/\left[\sum_{i=1}^{n}\left(1/S_i^{1/2}\right)\right]^2. \qquad \text{(XVII.11)}$$

В общем случае в помещении могут быть самые разнообразные ограждения (закрытые окна, двери, ворота) и проемы (открытые окна и двери, шахты, аэрационные отверстия и т. д.). В дальнейшем все ограждения и проемы, через которые проходит воздух, будем называть *отверстиями*.

Определение расхода воздуха через отверстия. У любого вертикального отверстия избыточное давление снаружи, а следовательно, и разность давлений изменяются по высоте. Однако во многих случаях таким распределением давления по высоте можно пренебречь, определяя расход воздуха по разности давлений на уровне центра отверстия. Такие отверстия условно можно назвать *низкими*. К их числу относятся аэрационные проемы, двери и окна (в многоэтажных или высоких зданиях). Расход воздуха, кг/ч, через низкие отверстия равен:

$$G_{отв}=\pm\left(|p_н-p_0|\right)^{1/2}/S_{отв}^{1/2}. \qquad \text{(XVII.12)}$$

Знак плюс означает приток воздуха через отверстие и соответствует положительной разности давлений, т. е. $p_н>p_0$; знак минус — вытяжку при $p_н<p_0$.

Для определения расхода воздуха через *высокое* отверстие рассмотрим наиболее простой случай (рис. XVII.1, *а*), когда эпюра давления снаружи по высоте отверстия имеет форму треугольника с основанием $H\Delta\rho g$, а $p_0<H\Delta\rho g$. Очевидно, что эпюра разности давлений $p_н-p_0$ (рис. XVII.1, *б*) будет иметь знак плюс для нижней части отверстия при

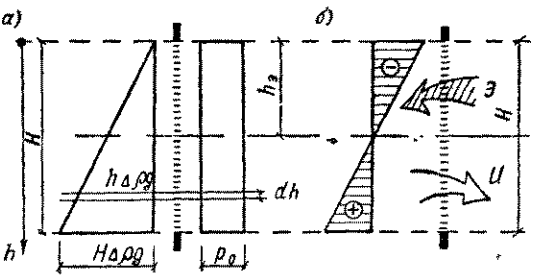


Рис XVII.1. Схемы эпюр давления к определению расхода через «высокое» отверстие

а — эпюры давления снаружи и внутри здания; *б* — эпюра разности давлений с двух сторон ограждения

$h>h_э$ и знак минус для верхней части отверстия при $h<h_э$. Следовательно, в нижней части отверстия воздух будет входить в помещение (*инфильтрация*, или приток), а в верхней — выходить (*эксфильтрация*, или вытяжка). Поэтому для высоких отверстий в отличие от низких следует различать три различных расхода воздуха: инфильтрацию (или приток) $G_и$, эксфильтрацию (или вытяжку) $G_э$ *и суммарный расход воздуха* $G_Σ$, равный сумме $G_и$ и $G_э$ с учетом их знаков.

Расход воздуха через элементарную площадь отверстия $dF=1\times dh$ равен:

$$dG=\left(\frac{p_н-p_0}{s}\right)^{1/2}dh, \qquad \text{(XVII.13)}$$

где s — удельная характеристика сопротивления воздухопроницанию данного отверстия.

Интегрируя выражение (XVII.13) в пределах $h_э\leqslant h\leqslant H$ и $0\leqslant h\leqslant$

$\leqslant h_э$, получим значения инфильтрационного и эксфильтрационного расходов, отнесенных к 1 м² площади отверстия:

$$j_и = \frac{G_и}{F} = \frac{1}{H}\int_{h_э}^{H}\left(\frac{h\Delta\rho g - p_0}{s}\right)^{1/2} dh = \frac{2}{3}\left(\frac{H\Delta\rho g}{s}\right)^{1/2}\left(1 - \frac{p_0}{H\Delta\rho g}\right)^{3/2}; \quad \text{(XVII.14)}$$

$$j_э = -\frac{2}{3}\left(\frac{H\Delta\rho g}{s}\right)^{1/2}\left(\frac{p_0}{H\Delta\rho g}\right)^{3/2}. \quad \text{(XVII.15)}$$

Эти формулы и все последующие выражения можно значительно упростить, если ввести понятие *единицы расхода через отверстие* и относительные (см. с. 281) давления.

За единицу расхода удобно принять расход инфильтрационного воздуха, отнесенный к 1 м² площади окна для помещения с двусторонним остеклением при $v_н = 0$. При этом единица расхода

$$j_{\Delta\rho} = 0{,}47\,(H_{ок}\,\Delta\rho g/s)^{1/2} \quad \text{(XVII.16)}$$

зависит лишь от конструктивных особенностей отверстия и значения гравитационных сил.

Относительные давления, выраженные в единицах $H\Delta\rho g$, равны:

$$\bar{p}_н = p_н/(H\Delta\rho g);\ \bar{p}_0 = p_0/(H\Delta\rho g);\ \bar{p} = p/(H\Delta\rho g). \quad \text{(XVII.17)}$$

Соответствующие расходы воздуха через высокие отверстия можно определить так:

$$G_и = j_{\Delta\rho} B_и F;\ G_э = j_{\Delta\rho} B_э F;\ G_\Sigma = j_{\Delta\rho} B_\Sigma F, \quad \text{(XVII.18)}$$

где $B_и$, $B_э$ и B_Σ — коэффициенты, показывающие, сколько единиц расхода составляют в данном случае инфильтрация (приток), эксфильтрация (вытяжка) и суммарный расход через отверстие.

Для общего случая, когда эпюра давления снаружи по высоте отверстия имеет форму трапеции с верхним основанием $\bar{p}$, а $\bar{p}_0$ — любая величина, эти коэффициенты определяются по формулам:

при $\bar{p} > \bar{p}_0$

$$B_и = \left[\left(1 - \bar{p}_0 + \bar{p}\right)^{3/2} - \left(\bar{p} - \bar{p}_0\right)^{3/2}\right]\sqrt{2};\ B_э = 0;\ B_\Sigma = B_и; \quad \text{(XVII.19)}$$

при $1 + \bar{p} > \bar{p}_0 > \bar{p}$

$$B_и = \left(1 - \bar{p}_0 + \bar{p}\right)^{3/2}\sqrt{2};\ B_э = -\left(\bar{p}_0 - \bar{p}\right)^{3/2}\sqrt{2};\ B_\Sigma = B_и + B_э; \quad \text{(XVII.20)}$$

при $1 + \bar{p} < \bar{p}_0$

$$B_и = 0;\ B_э = \left[\left(\bar{p}_0 - \bar{p} - 1\right)^{3/2} - \left(\bar{p}_0 - \bar{p}\right)^{3/2}\right]\sqrt{2};\ B_\Sigma = B_э. \quad \text{(XVII.21)}$$

Пример XVII.1. Определить расходы воздуха (инфильтрующегося и эксфильтрующегося) через окно высотой 8 м с удельной характеристикой сопротивления воздухопроницанию $s = 0{,}0137$ Па·ч²·м⁴/кг². Длина окна $L = 100$ м, $t_н = -35°$ С, $t_в = 20°$ С, $p_0 = 9$ Па, $p = 0$.

Решение. 1. $\Delta\rho \approx 0{,}005\Delta t = 0{,}005\,(20 + 35) = 0{,}275$ кг/м³.

2. Единица расхода по формуле (XVII.16)

$$j_{\Delta\rho} = 0{,}47\,(8 \cdot 0{,}275 \cdot 9{,}8/0{,}0137)^{1/2} = 18{,}6 \text{ кг/(ч·м²)}.$$

3. Относительные давления по формулам (XVII.17):

$$\bar{p}_0 = 9/(8 \cdot 0{,}275 \cdot 9{,}8) = 0{,}4;\quad \bar{p} = 0.$$

4. Следовательно, коэффициенты находим по формулам (XVII.20):

$$B_и = (1-0{,}4)^{3/2}\sqrt{2} = 0{,}66; \quad B_э = -(0{,}4)^{3/2}\sqrt{2} = -0{,}356;$$

$$B_\Sigma = 0{,}66 - 0{,}356 = 0{,}304.$$

5. Искомые расходы воздуха находим по формулам (XVII.18):

$$G_и = 18{,}6 \cdot 0{,}66 \cdot 100 \cdot 8 = 9800 \text{ кг/ч};$$

$$G_э = 18{,}6\ (-0{,}356) 100 \cdot 8 = -5300 \text{ кг/ч};$$

$$G_\Sigma = 18{,}6 \cdot 0{,}304 \cdot 100 \cdot 8 = 4500 \text{ кг/ч}.$$

§ 90. НЕОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

Обычно цель расчета воздушного режима здания — определение теплопотерь от инфильтрации наружного воздуха или определение подпора для предотвращения перетекания воздуха между помещениями. Давление воздуха, определяемое при этом, является исходным для расчета таких вентиляционных устройств, как воздушные завесы, шахты, работающие на выдавливание, и т. д.

Рассмотрим расчет теплопотерь от инфильтрации для одноэтажного однопролетного промышленного здания.

Промышленное помещение (рис. XVII.2) имеет n окон (высоких отверстий), каждое из которых характеризуется следующими показателями: высотой H_i, площадью F_i, удельной характеристикой сопротивления воздухопроницанию s_i, расстоянием от верха до уровня условного нуля давлений h_i, средним по площади аэродинамическим коэффициентом $k_{аэрi}$. Средняя по высоте помещения температура воздуха $t_в$. Наружные условия определены температурой воздуха $t_н$, направлением и скоростью ветра $v_н$.

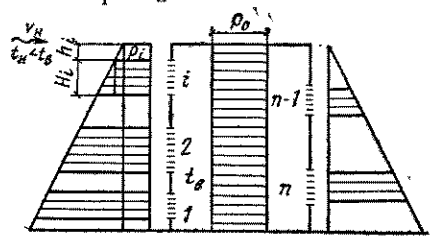


Рис. XVII.2. Распределение давления воздуха на ограждения здания, имеющего n высоких отверстий

Искомой величиной являются теплопотери помещения от инфильтрации воздуха $\Delta Q_{и.пом}$, зависящие от давления p_0. Для определенич внутреннего избыточного давления необходимо составить и решить уравнение баланса воздуха в помещении:

$$G_{\Sigma 1} + G_{\Sigma 2} + \cdots + G_{\Sigma i} + \cdots + G_{\Sigma n} = 0. \qquad \text{(XVII.22)}$$

Каждый из этих расходов, кг/ч, можно определить с учетом третьей формулы (XVII.18):

$$G_{\Sigma i} = j_{\Delta p i} B_{\Sigma i} F_i. \qquad \text{(XVII.23)}$$

Величина p_0 входит в коэффициенты $B_{\Sigma i}$ и определяется подбором.

Инфильтрационный расход воздуха через окно определяется по первой формуле (XVII.18):

$$G_{и i} = j_{\Delta p i} B_{и i} F_i. \qquad \text{(XVII.24)}$$

Инфильтрация будет происходить лишь через окна, у которых $\bar{p}_i + 1 > p_{0i}$.

Дополнительные затраты тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха в помещении составят, кДж/ч:

$$\Delta Q'_{\text{и пом}} = c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \Sigma (G_{\text{и}i} A_i), \qquad \text{(XVII.25)}$$

где A_i — коэффициент, учитывающий подогрев инфильтрующегося воздуха в конструкции окна.

Если в помещении задан дебаланс по механической вентиляции и имеются низкие отверстия (открытые проемы, двери, шахты), то величину p_0 определяют, решая следующее уравнение баланса воздуха в помещении:

$$\sum_{i=1}^{n} G_{\Sigma i} + \sum_{j=1}^{m} G_j + \Delta G_{\text{мех}} = 0. \qquad \text{(XVII.26)}$$

Здесь первый член — сумма суммарных расходов через высокие отверстия (n отверстий), второй член — сумма расходов через низкие отверстия (m отверстий), последний член — дебаланс механической вентиляции $\Sigma G_{\text{п}} - \Sigma G_{\text{у}}$.

Для многоэтажных промышленных зданий при наличии межэтажных технологических проемов и для зданий с несколькими помещениями, сообщающимися через проемы между собой, необходимо решать систему уравнений балансов воздуха в помещениях. Расчеты такого рода целесообразней проводить на ЭВМ.

Во многих случаях для зданий простой конфигурации и для изолированных помещений расчет теплопотерь от инфильтрации можно значительно упростить.

Например, для помещения с двусторонним остеклением расход инфильтрующегося воздуха составит:

$$G_{\text{и.пом}} = j_{\Delta\rho} B_{\text{и.пом}} F_{\text{н}}, \qquad \text{(XVII.27)}$$

где $B_{\text{и пом}}$ — коэффициент, показывающий, сколько единиц расхода составляет расход инфильтрующегося в помещение воздуха; $F_{\text{н}}$ — площадь остекления наветренного фасада.

Величина $B_{\text{и.пом}}$ является функцией $\bar{p}_v$ (зависимость приведена на рис. II.12 ч. I учебника). Относительное давление ветра определяется по формуле (XVI.9).

Пример XVII.2. Определить теплопотери от инфильтрации в цехе обувной фабрики с двусторонним ленточным остеклением, если $H_{\text{ок}} = 3{,}2$ м, $F_{\text{н}} = F_{\text{э}} = 384$ м², $s_{\text{н}} = s_{\text{э}} = 0{,}216$ (спаренные переплеты с уплотнением губчатой резиной), $t_{\text{в}} = 23°$ С, $t_{\text{н}} = -32°$ С, $\rho_{\text{н}} = 1{,}45$ кг/м³, $v_{\text{н}} = 5$ м/с

Решение. 1. $\Delta\rho \approx 0{,}005\Delta t = 0{,}005(23+32) = 0{,}275$ кг/м³.

2. Единица расхода по формуле (XVII.16).

$$j_{\Delta\rho} = 0{,}47 \cdot (3{,}2 \cdot 0{,}275 \cdot 9{,}8/0{,}216)^{1/2} = 2{,}97 \text{ кг/(ч·м²)}.$$

3 Относительное давление ветра (для здания в форме параллелепипеда) по формуле (XVI.9) при $k_{\text{аэр н}} = 0{,}8$ и $k_{\text{аэр э}} = -0{,}4$:

$$\bar{p}_v = 0{,}6\rho_{\text{н}} v_{\text{н}}^2/(H_{\text{ок}} \Delta\rho g) = 0{,}6 \cdot 1{,}45 \cdot 5^2/(3{,}2 \cdot 0{,}275 \cdot 9{,}8) = 2{,}5.$$

4 По графику рис. II 12 ч I учебника $B_{\text{и пом}} = 2{,}3$

5 Теплопотери помещения от инфильтрации воздуха при $A = 1$ (для спаренных переплетов)

$$\Delta Q'_{\text{и пом}} = c_p j_{\Delta\rho} B_{\text{и.пом}} F_{\text{н}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) A = 1 \cdot 2{,}97 \cdot 2{,}3 \cdot 384 (23 + 32) 1 = 144\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Коэффициенты $B_{\text{и.пом}}$ рассчитаны и для других частных случаев (дебаланс механической вентиляции, наличие смежных помещений или нескольких ярусов остекления по высоте помещения и другие особенности).

§ 91 НЕОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН В МНОГОЭТАЖНЫХ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

Специфические особенности жилых и административных многоэтажных зданий по сравнению с промышленными — конструктивные (большая высота и протяженность при небольшой ширине, многофасадность, наличие вертикальных связей и др.) и санитарно-гигиенические (повышенные требования к внутренним условиям) — значительно увеличивают сложность расчета их воздушного режима.

Сложней и неопределенней становится выбор аэродинамических коэффициентов зданий и расчетных характеристик сопротивления воздухопроницанию. Методика расчета усложняется. Решение больших систем нелинейных уравнений, к которым сводится задача, реализуется лишь с помощью ЭВМ. Упрощение задачи без большой погрешности возможно только для некоторых типов зданий.

Как правило, при расчете воздухообмена отдельного помещения необходимо рассматривать воздушный режим здания в целом, так как помещения аэродинамически связаны между собой. Однако в некоторых случаях можно выделить в здании «изолированные» (условно) помещения. Например, помещения с большим остеклением, соединенные с основным помещением закрытой одной или несколькими дверями, можно считать условно «изолированными» по воздуху. Воздухообмен со зданием через двери может быть ориентировочно оценен и учтен при расчете по методике, изложенной выше.

Другой крайний случай — когда воздушный режим помещения полностью определяется наличием соседнего помещения, связанного с ним аэродинамически. Таковы, например, помещения нижних этажей многоэтажного здания (стилобатная часть здания), выходящие на лестничную клетку или в лифтовый холл. В этом случае воздухообмен в помещении зависит от перепада давлений $p_н - p_0$. Расход воздуха, перемещающегося последовательно через окно и дверь, определяется по характеристике приведенного сопротивления.

Схемы движения воздуха в здании. Рассмотрим схему движения воздуха через ограждения многоэтажного здания, снабженного приточно-вытяжной системой вентиляции при компенсации вытяжки притоком. Такая же схема движения воздуха будет и при нерабочем режиме здания. В нижней части здания наружный воздух поступает в помещения (зона инфильтрации), а в верхней части здания внутренний воздух уходит наружу (зона эксфильтрации). В зоне инфильтрации частично загрязненный воздух из помещений поступает в лестничную клетку. В зоне эксфильтрации направление движения воздуха через дверь между лестничной клеткой и помещением противоположное. При изменении скорости ветра и разности плотности наружного и внутреннего воздуха в течение зимы размеры зон инфильтрации и эксфильтрации на фасадах здания изменяются. На рис. XVII.3 представлены возможные случаи расположения указанных зон на фасадах здания.

Расположение зон инфильтрации и эксфильтрации на фасадах жилого здания, оборудованного вытяжной системой вентиляции с естественным побуждением движения воздуха, показано на рис. XVII.4. Характерной особенностью рассматриваемого случая является перетекание воздуха из лестничной клетки в помещения через дверь квартир в верхней части зоны инфильтрации. Это перетекание вызвано действием вытяжки. Последняя также значительно усиливает инфильтрацию. Размеры зоны инфильтрации в этом случае значительно больше, чем в пре-

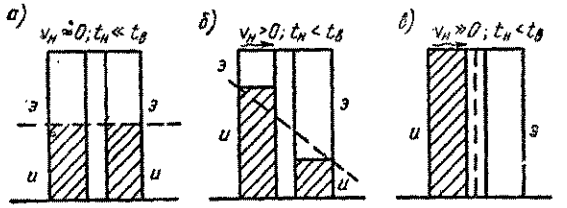


Рис. XVII.3. Расположение зон инфильтрации *и* и эксфильтрации *э* на фасадах здания

а — при незначительном давлении, создаваемом ветром; *б* — при $0 < \overline{p_v} < 1$; *в* — при сквозном продувании здания ветром

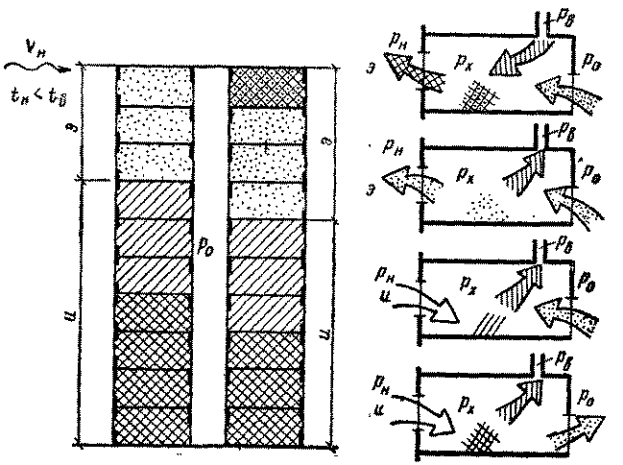


Рис. XVII.4. Схема расположения зон инфильтрации *и* и эксфильтрации *э* в жилом здании, оборудованном вытяжной системой вентиляции с естественным побуждением движения воздуха, с иллюстрацией направления движения воздуха в помещениях, расположенных в разных зонах здания

дыдущем. При достаточной плотности оконных переплетов зона инфильтрации может занимать всю поверхность фасадов здания. Другой особенностью этого случая является возможность аварийного режима работы вентиляционной системы, когда вытяжка «опрокидывается», т. е. вентиляционный канал начинает подавать загрязненный воздух в помещения верхних этажей на заветренной стороне здания.

Постановка задачи о воздушном режиме многоэтажного здания. Рассмотрим эту задачу на примере жилого здания, снабженного вытяжной системой вентиляции с естественным побуждением движения воздуха (см. рис. XVII.4).

Заданные величины: температуры $t_в$ и $t_н$; направление и скорость ветра $v_н$; характеристики сопротивления воздухопроницанию окон $S_{ок\,i}$, дверей $S_{дв\,i}$ и вентиляционных каналов $S_{в\,i}$; аэродинамические коэффициенты окон $k_{аэр.ок\,i}$, наружных дверей $k_{аэр.дв\,i}$, зонтов или дефлекторов шахт $k_{аэр.ш}$. Здание имеет N этажей; число помещений в рассматриваемой секции, включая лестничную клетку, M.

Для расчета воздушного режима здания давления снаружи на уровне середины окон, наружных дверей и на уровне верха вентиляционных шахт определяются по формулам гл. XVI.

Искомыми величинами являются расходы воздуха через окна $G_{ок\,i}$, через двери, выходящие из квартиры в лестничную клетку, $G_{дв\,i}$ и через вентиляционные каналы $G_{в\,i}$. В данном случае квартира рассматривается как одно i-е помещение, поскольку внутренние двери между комнатами квартиры постоянно открыты (а в закрытом положении оказывают незначительное сопротивление воздухопроницанию).

Для определения расходов необходимо рассчитать давления p_0 и $p_{x,i}$ во всех M помещениях здания (секции). Система M уравнений, связывающая эти давления, записывается следующим образом:

уравнение баланса воздуха в лестничной клетке

$$\Sigma \varepsilon_i \left(\frac{|p_{x,i} - p_0|}{S_{\text{дв}i}} \right)^{1/2} + \Sigma \varepsilon_j \left(\frac{|p_{\text{н}j} - p_0|}{S_{\text{ок}j}} \right)^{1/2} + \varepsilon \left(\frac{|p_{\text{н.дв}} - p_0|}{S_{\text{н.дв}}} \right)^{1/2} = 0; \qquad \text{(XVII.28)}$$

остальные $M-1$ уравнения балансов воздуха в остальных помещениях

$$\Sigma \varepsilon_i \left(\frac{|p_{\text{в}} - p_{x,i}|}{S_{\text{ок}i}} \right)^{1/2} + \varepsilon \left(\frac{|p_0 - p_{x,i}|}{S_{\text{дв}i}} \right)^{1/2} + \varepsilon \left(\frac{|p_{\text{в}i} - p_{x,i}|}{S_{\text{в}i}} \right)^{1/2} = 0. \qquad \text{(XVII.29)}$$

Коэффициенты ε определяют знак слагаемого в уравнении: $\varepsilon = +1$, если подмодульное выражение положительно, и $\varepsilon = -1$ при отрицательном подмодульном выражении.

Если в одной секции здания лестничных клеток две или более либо лестничная клетка разбита по высоте на две и более частей, то вместо одного уравнения (XVII.28) записываются два или более (по числу дополнительных помещений) аналогичных уравнения.

В данной системе уравнений давление $p_{\text{в}i}$ (давление в вентиляционной системе) записано как известная величина. В простейшем случае $p_{\text{в}i}$ равна давлению на срезе шахты. В общем случае для определения $p_{\text{в}i}$ приходится решать обратную задачу аэродинамического расчета вентиляционной системы.

§ 92. СПОСОБЫ РАСЧЕТА НЕОРГАНИЗОВАННОГО ВОЗДУХООБМЕНА В МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЯХ

Расчет воздушного режима многоэтажного здания сводится к расчету большой системы трансцендентных уравнений с нелинейными коэффициентами: (XVII.28) и (XVII.29). Большой вклад в разработку способов расчета воздушного режима многоэтажных зданий внесла В. Е. Константинова. Оригинальный графоаналитический способ расчета воздушного режима зданий предложен и разработан Н. Н. Разумовым. Этот способ доступен любому инженеру и обладает большой наглядностью, оправдывающей его некоторую громоздкость.

Решение системы уравнений воздушного режима возможно также методом моделирования (электрического и гидравлического). Недостатком этого метода является необходимость эквивалентирования сопротивлений, т. е. упрощения реальной схемы воздухообмена, которая оказывается чрезвычайно сложной для моделирования.

Наиболее эффективный способ решения задачи — расчет на ЭВМ. Однако задачи воздушного режима относятся к весьма громоздким, и, несмотря на простоту постановки, их решение занимает много времени даже при применении специальных ускорителей счета. Решение возможно лишь на машинах, обладающих большой памятью для хранения многочисленной исходной информации и промежуточных результатов, необходимых в процессе счета.

Метод расчета воздушного режима многоэтажных зданий на ЭВМ, разработанный в последнее время на кафедре «Отопление и вентиляция» МИСИ имени В. В. Куйбышева, отличается от обычно применяемых методов тем, что позволяет провести расчет для зданий практически любой планировки и этажности без эквивалентирования. Воздушный режим зданий с одинаковой планировкой этажей может быть рассчитан на малых ЭВМ типа «Наири».

Аналитический расчет воздушного режима здания в полной постановке задачи в настоящее время невозможен. Однако для простейших

типов зданий при некоторых допущениях можно получить аналитические зависимости, удобные для анализа возможных режимов.

Например, для административного здания при балансе механической вентиляции или при выключенной вентиляции (в нерабочем режиме) задача сводится к решению одного уравнения — уравнения баланса воздуха в лестничной клетке. Решение возможно при некоторых упрощающих предпосылках. Естественный воздухообмен в помещениях такого здания определяется действием ветра и разности плотности наружного и внутреннего воздуха. Воздух последовательно проходит через окна и двери, выходящие на лестничную клетку. Используя понятие приведенного сопротивления, расчет воздушного режима здания можно свести к расчету, аналогичному рассмотренному в § 90 для помещения с двусторонним остеклением.

Расчет воздухообмена помещений многоэтажного здания проводится с учетом типа здания и вида вентиляции.

Здание типа «башня» имеет одну лестничную клетку. Ширина фасада такого здания не более 25 м. Это приводит к боковому обтеканию здания ветром и, следовательно, к необходимости учета распределения скоростей по высоте. На воздушный режим зданий в виде башни заметное влияние оказывает воздухообмен через окна боковых фасадов.

Здание типа «пластина» имеет несколько лестничных клеток (секций) и ширину фасада более 25 м. Обтекание здания ветром происходит преимущественно над ним, поэтому в расчете учитывается средняя по высоте скорость ветра. Влиянием торцов (боковых фасадов) в этом случае можно пренебречь.

Расход воздуха, кг/ч, через окно площадью $F_{ок}$ любого n-го этажа с наветренной стороны здания можно выразить по аналогии с формулой (XVII.27) так:

$$G_{и.пом\ n} = j_{\Delta p зд} B_{и.пом\ n} F_{ок}, \qquad \text{(XVII.30)}$$

где $j_{\Delta p зд}$ — единица расхода через 1 м² площади окна здания высотой $H_{зд}$; $j_{\Delta p зд}=0{,}47\ (H_{зд}\Delta\rho g/s_{прив})^{1/2}$ (здесь $s_{прив}$ — удельная характеристика приведенного сопротивления окна с учетом сопротивления двери); $B_{и\ пом\ n}$ — коэффициент, показывающий, сколько единиц расхода составляет инфильтрация через 1 м² площади окна на n-м этаже здания (зависимость этого коэффициента от $\overline{p_v}$ представлена на рис. XVII.5).

Пример XVII.3. Определить теплопотери от инфильтрации помещений с наветренной стороны десятиэтажного административного здания типа «пластина». Площадь окна в помещении каждого этажа $F_{ок}=1{,}4\cdot1{,}8$ м² (окна спаренные с уплотнением губчатой резиной); площадь двери из помещения на лестничную клетку $0{,}8\times2{,}2$ м, ширина щели $\delta_{щ}=0{,}7$ мм; $\Sigma\zeta_{щ}=4$; $t_н=-25°$ С ($\rho_н=1{,}424$ кг/м³); $t_в=20°$ С ($\rho_в=1{,}205$ кг/м³); $v_н=5$ м/с; высота этажа 3 м.

Решение. 1. Определяем характеристики сопротивления воздухопроницанию:

а) окна (по [51]) с учетом поправки на температуру

$$s_{ок} = 0{,}216\cdot268/[273+0{,}5\,(20-25)] = 0{,}214;$$

б) двери [по формуле (XVII.7)]

$$S_{дв} = 4/[26\cdot10^6\cdot1{,}205\,(2\cdot0{,}8+2\cdot2{,}2)^2\cdot0{,}0007^2] = 7250\cdot10^{-6}.$$

2. Удельная характеристика приведенного сопротивления окна

$$s_{прив} = s_{ок} + S_{дв} F_{ок}^2 = 0{,}214 + 7250\cdot10^{-6}\,(1{,}4\cdot1{,}8)^2 = 0{,}26.$$

3. Единица расхода

$$j_{\Delta p зд} = 0{,}47\,[3\cdot10\,(1{,}424-1{,}205)\cdot9{,}8/0{,}26]^{1/2} = 7{,}35 \text{ кг/(ч·м²)}.$$

4. Относительное давление ветра по формуле (XVI.9)

$$\bar{p}_v = 0{,}6 \cdot 1{,}424 \cdot 5^2/[3 \cdot 10\,(1{,}424 - 1{,}205) \cdot 9{,}8] = 0{,}325.$$

Результаты дальнейшего расчета сведены в табл. XVII.1.

Таблица XVII.1

Расчет к примеру XVII.3

№ этажа	$\bar{n}=n/N$	$B_{\text{и.пом}\,n}$	$G_{\text{и.пом}\,n}$	$\Delta Q'_{\text{и.пом}\,n}$, кДж/ч	№ этажа	$\bar{n}=n/N$	$B_{\text{и.пом}\,n}$	$G_{\text{и.пом}\,n}$	$\Delta Q'_{\text{и.пом}\,n}$, кДж/ч
1	0,1	1,55	28,7	1290	6	0,6	0,45	8,3	380
2	0,2	1,45	26,8	1210	7	0,7	0	0	0
3	0,3	1,25	23,2	1040	8	0,8	0	0	0
4	0,4	1,1	20,2	910	9	0,9	0	0	0
5	0,5	0,85	15,8	710	10	1	0	0	0

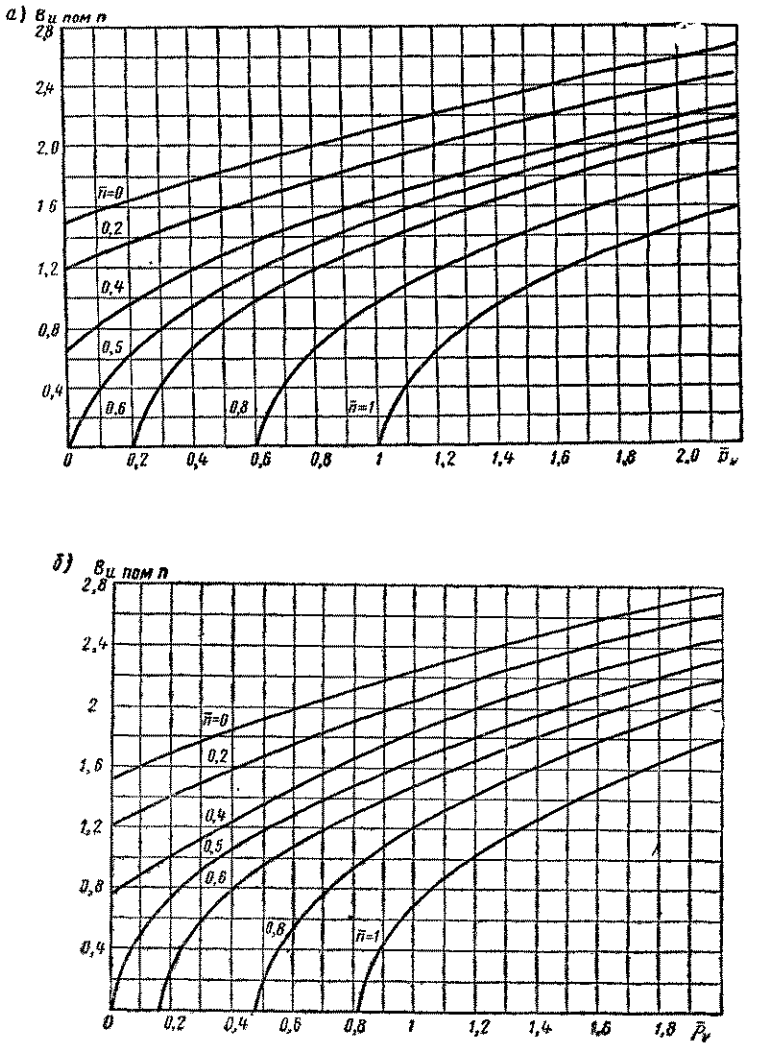


Рис XVII 5 Зависимость коэффициента $B_{\text{и пом}\,n}$ от $\bar{p}_v$ для административных зданий
а — типа «пластина»; *б* — типа «башня»

В последнее время большое внимание уделяется проблеме перетекания воздуха между помещениями. В некоторых случаях перетекание недопустимо (инфекционные отделения больниц, лабораторные корпуса НИИ и т. п.). Для предотвращения перетекания устраивают дополнительные двери, иногда разделенные тамбуром. Это так называемое *пассивное шлюзование,* снижающее перетекание воздуха. При подаче (удалении) в тамбур воздуха — *активное шлюзование* — возможно полное предотвращение перетекания воздуха между смежными помещениями. Расчет расхода воздуха, подаваемого в шлюзовые помещения (тамбур) или в чистое помещение для создания подпора, можно провести, рассматривая воздушный режим здания в целом. Актуальность таких расчетов возрастает при анализе аварийных режимов в здании (пожар, аварийный выброс вредных веществ и пр.), когда процессы перетекания воздуха усиливаются и могут привести к трагическим последствиям.

Глава XVIII

АЭРАЦИЯ ПОМЕЩЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННОГО ЗДАНИЯ

§ 93. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АЭРАЦИИ

Аэрацией называют организованный естественный воздухообмен в помещении. Ее осуществляют через специально предусмотренные регулируемые отверстия в наружных ограждениях с использованием естественных побудителей движения воздуха — гравитационных сил и ветра. Аэрация может обеспечивать весьма интенсивное проветривание помещений.

В большинстве случаев аэрацию применяют совместно с механическими системами вентиляции, как правило, с местными вентиляционными установками. Может встретиться необходимость комбинирования аэрации с системами общеобменной вентиляции с механическим побуждением движения воздуха (например, естественный приток — механическая вытяжка или механический приток — естественная вытяжка, усиленная в этом случае за счет подпора).

Конструктивно просто решается аэрация для помещений, имеющих наружные ограждения. Применение аэрации для двух- и трехпролетных цехов возможно, хотя при этом встречаются технические трудности в ее организации. Для современных промышленных зданий, представляющих собой блок цехов, применение аэрации возможно лишь в крайних пролетах, но и здесь ограничивается растущими требованиями к чистоте выбрасываемого в атмосферу воздуха.

Нельзя применять аэрацию в цехах, в которых имеются источники выделения газов и паров вредных веществ или пыли из-за опасности отравления окружающей среды. Кроме того, естественный приток в этих цехах способствует распространению вредных выделений по объему помещения. Для таких производств рекомендуется механическая вентиляция с очисткой воздуха перед выбросом. Не применяют аэрацию и в помещениях с искусственным климатом.

В помещениях с большим числом работающих и постоянными рабочими местами, а также в помещениях со значительными влаговыделениями аэрацию устраивают лишь в теплый период года, т. е. при $t_н > 10°$ С. В холодный период года в этих помещениях следует применять приточную вентиляцию с механическим побуждением движения воздуха и со-

ответствующей его обработкой. В помещениях со значительными тепловыделениями аэрацию можно осуществлять в течение всего года. При этом воздухообмен регулируют изменением площадей проемов для естественных притока и вытяжки.

При расчете аэрации должны рассматриваться все три задачи воздушного режима здания:

внешняя — определение располагаемых давлений, обеспечивающих естественный воздухообмен; при этом решаются вопросы расположения здания на промышленной площадке, аэродинамики здания и рассеивания удаляемых вредных веществ в окружающей среде;

краевая — определение характеристик сопротивления воздухопроницанию, составление уравнения баланса воздуха в помещении и вычисление площадей аэрационных проемов;

внутренняя — определение направления воздушных потоков в помещении, а также распределения скоростей и температур в помещении при известном расположении источников тепла, приточных и вытяжных отверстий.

Последняя задача наиболее сложна и мало изучена.

В настоящее время для расчета аэрации пользуются главным образом рекомендациями, полученными на основе опыта эксплуатации или при физическом моделировании аэрационных процессов.

Учитывая сложность процесса аэрации, практические расчеты ее проводят при определенных допущениях. Основные из этих допущений следующие:

1) тепловой и воздушный режимы помещения считают установившимися во времени;

2) под температурой рабочей зоны понимают среднюю по объему зоны температуру воздуха;

3) изменение температуры по вертикали принимают по линейному или линейно-ступенчатому закону;

4) стеснения конвективных струй над нагретым оборудованием не учитывают;

5) энергию приточных струй не учитывают, считая, что она полностью рассеивается в объеме рабочей зоны;

6) при определении расходов через проемы не учитывают их высоту, пренебрегая изменением разности давлений по вертикали;

7) при составлении баланса воздуха в помещении не учитывают неорганизованный естественный воздухообмен.

§ 94. СПОСОБЫ РАСЧЕТА АЭРАЦИИ

Общий способ расчета. Этот способ, получивший наибольшее распространение в проектной практике и вошедший в нормативные документы, разрабатывался в течение нескольких десятилетий. Он основан на результатах теоретических и экспериментальных исследований, выполненных многими известными учеными: В. В. Батуриным, С. Е. Бутаковым, П. Н. Каменевым, В. Н. Талиевым и др.

В зависимости от удельной теплонапряженности помещения, высоты помещения (здания), температуры наружного воздуха и скорости ветра применяют один из трех вариантов расчета. Основным условием, определяющим вариант расчета, является соотношение между значениями ветрового и гравитационного давлений.

Аэрация под действием только гравитационных сил. Действием ветра можно пренебречь, если $p_{v1} \leqslant 0{,}5\, H\Delta\rho g$, т. е. избыточное ветровое давление меньше половины максимального значения

гравитационного давления. Здесь p_{v1} — ветровое давление на уровне нижнего ряда аэрационных отверстий, подсчитываемое по формуле (XVI.7); H — расстояние по вертикали между центрами приточных и вытяжных аэрационных отверстий.

Для изолированного помещения, в котором аэрация происходит через открытые проемы, расположенные на одном из фасадов, при любой скорости ветра будет иметь место рассматриваемый случай.

Аэрация под действием только ветра при $p_{v1} \geqslant 10\,H\Delta\rho g$. Этот случай наблюдается в помещениях без тепловыделений (склады химикатов, оборудования, некоторые производственные помещения с влаговыделениями и др.).

Аэрация при совместном действии гравитационных сил и ветра при $0{,}5\,H\Delta\rho g < p_{v1} < 10\,H\Delta\rho g$.

Варианты расчета аэрации различаются в основном способом определения расчетных перепадов давлений.

При расчете аэрации возможна прямая или обратная задача (деление на эти две задачи условно).

Прямая задача — определение площади открытых проемов, необходимой для обеспечения аэрации помещения. Эту задачу приходится решать в случае, когда площадь аэрационных проемов заведомо меньше площади остекления, определенной из условия освещения помещения. При этом обычно задаются значением p_0 (давлением в помещении) и по заданным $L_{\text{п.а}}$ и $L_{\text{у.а}}$ определяют площади аэрационных проемов $F_{\text{п.а}}$ и $F_{\text{у.а}}$.

Обратная задача — расчет фактического воздухообмена при заданных площадях аэрационных отверстий. В цехах, где площадь открывающихся световых проемов недостаточна для организации аэрации, в наружных ограждениях необходимо предусматривать устройство специальных аэрационных проемов. Цель расчета — определение минимальной площади этих проемов. Задачу решают подбором: задаваясь площадями $F_{\text{п.а}}$ и $F_{\text{у.а}}$, определяют такое значение p_0, при котором осуществляется расчетный воздухообмен.

Для обеспечения устойчивой аэрации при решении как прямой, так и обратной задачи следует выполнять следующую рекомендацию: эквивалентная площадь приточных отверстий $\Sigma F_{\text{п}}\mu_{\text{п}}$ должна превышать эквивалентную площадь вытяжных отверстий $\Sigma F_{\text{у}}\mu_{\text{у}}$, т. е.

$$\Sigma F_{\text{п}}\,\mu_{\text{п}} \approx a\,\Sigma F_{\text{у}}\,\mu_{\text{у}}, \qquad \text{(XVIII.1)}$$

где a — коэффициент, равный 1,2—1,3.

Выполнение этого условия предотвращает «опрокидывание» потока в вытяжных отверстиях.

В более общем случае, когда $G_{\text{п.а}} \neq G_{\text{у.а}}$, это условие удобнее выразить через соотношение долей располагаемого давления для приточных и вытяжных отверстий $\Delta p_{\text{п}}$ и $\Delta p_{\text{у}}$. Из выражений (XVIII.1) и (XVII.8) следует, что условие устойчивой вытяжки выполняется при

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{1}{a^2}\,\Delta p_{\text{у}}\,\frac{\rho_{\text{у}}}{\rho_{\text{п}}}\,. \qquad \text{(XVIII.2)}$$

В помещениях промышленного здания расчет аэрации проводят по формулам, указанным в табл. VIII.1. При этом температуру естественного притока принимают равной температуре наружного воздуха. Определение температуры удаляемого воздуха (аэрационной вытяжки) — одна из самых сложных и слабо разработанных проблем вентиляции. Эта температура зависит от целого ряда факторов: теплонапряженности помещения, размещения оборудования, высоты помещения, взаимного расположения приточных и вытяжных отверстий, времени года и многих других. В связи с этим для ее определения пользуются эмпирическим

коэффициентом m, представляющим собой отношение разностей температур:

$$m = \frac{t_{р.з} - t_н}{t_у - t_н}. \qquad (XVIII.3)$$

Значения m приведены в справочной литературе.

При использовании коэффициента m температуру воздуха, удаляемого из помещения, определяют по формуле

$$t_у = t_н + \frac{t_{р\,з} - t_н}{m}. \qquad (XVIII.4)$$

Среднюю температуру воздуха по высоте помещения рекомендуется принимать как среднюю из температур $t_{р.з}$ и $t_у$:

$$t_в = 0{,}5\,(t_{р.з} + t_у). \qquad (XVIII.5)$$

Для проведения расчета аэрации однопролетного здания (помещения) должны быть заданы: количество вредных выделений в помещении, высота здания $H_{зд}$, отметки центров приточных и вытяжных отверстий h_i, средние по площади каждого отверстия аэродинамические коэффициенты $k_{аэр\,i}$, коэффициенты расхода μ_i или коэффициенты местного сопротивлений ζ_i отверстий, температуры $t_{р\,з}$ и $t_н$, скорость движения наружного воздуха и дебаланс механической вентиляции $\Delta G_{мех}$.

Последовательность расчета: 1) определение $t_у$ (по значению m); 2) определение $t_в$; 3) определение $\rho_н$, $\rho_у$, $\rho_в$, $\Delta\rho = \rho_н - \rho_в$; 4) определение давления снаружи на уровне каждого отверстия [по формуле (XVI.8)]; 5) расчет требуемого аэрационного воздухообмена; 6) составление расчетной схемы связей помещения с наружным воздухом; 7) расчет площадей приточных и вытяжных аэрационных отверстий.

Рассмотрим подробнее шестой и седьмой пункты последовательности расчета

На рис. XVIII.1, *а* представлена схема вертикального разреза помещения промышленного здания. В наружных ограждениях предусмотрено два ряда отверстий для притока (*1* и *4*) и два ряда отверстий для вытяжки (*2* и *3*). Давление снаружи на уровне каждого отверстия p_1, p_2, p_3 и p_4 зависит от расположения отверстия по высоте здания, разности плотности наружного и внутреннего воздуха, аэродинамических коэффициентов, скорости и направления ветра.

Схема связей помещения с наружным воздухом при $p_4 > p_0 > p_2$ представлена на рис. XVIII.1, *б*. Стрелками показано желательное направление потоков воздуха.

При значительных избытках тепла или при отсутствии ветра $p_1 = p_4 > p_2 = p_3$. В этом варианте расчета при $\Delta G_{мех} = 0$ площади отверстий $\Sigma F_п$ и $\Sigma F_у$ можно определить аналитически из системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \rho_п v_п^2/(2\mu_п^2) + \rho_у v_у^2/(2\mu_у^2);\\ v_п &= L_п/(3600\,\Sigma F_п);\\ v_у &= L_у/(3600\,\Sigma F_у);\\ \rho_п L_п &= \rho_у L_у;\\ \Sigma F_п \mu_п &= a\,\Sigma F_у \mu_у. \end{aligned}\right\} \qquad (XVIII.6)$$

Решение этой системы уравнений

$$\Sigma F_у = \frac{L_у \rho_у}{3600\mu_у}\left(\frac{1}{2a^2 \rho_п (p_1 - p_2)} + \frac{1}{2\rho_у (p_1 - p_2)}\right)^{1/2}; \qquad (XVIII.7)$$

$$\Sigma F_п = a\,(\mu_у/\mu_п)\,\Sigma F_у. \qquad (XVIII.8)$$

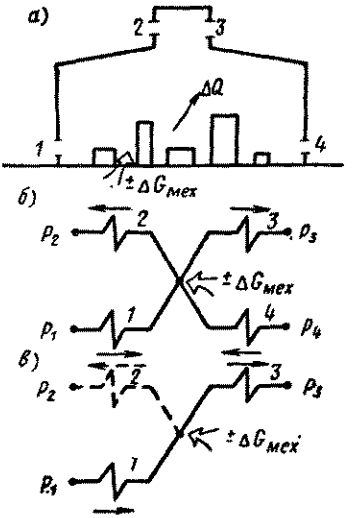


Рис. XVIII.1 Вертикальный разрез помещения промышленного здания (*а*) и схемы связей этого помещения с наружным воздухом с указанием направления движения воздуха при $p_4 > p_0 > p_2$ (*б*) и при $p_4 < p_0$ (*в*)

1—4 — номера отверстий

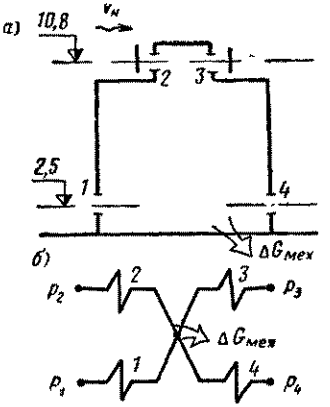


Рис. XVIII.2. Вертикальный разрез здания (*а*) и схема связей помещения с наружным воздухом (*б*) к примеру XVIII 1

1 и *4* — приточные отверстия; *2* и *3* — вытяжные отверстия; $\Delta G_{мех}$ — дебаланс воздуха, создаваемый вентиляционными системами с механическим побуждением движения воздуха

Для варианта расчета аэрации под действием ветра ($\Delta Q \approx 0$; $t_в \approx t_н$) расчетную схему связей помещения с наружным воздухом необходимо изменить (рис. XVIII.1, *в*), закрыв нижнее приточное отверстие *4* на заветренной стороне здания.

Определение площади вытяжных проемов в этом варианте при условии $p_2 = p_3$, и $\Delta G_{мех} = 0$ можно провести по формуле, аналогичной формуле (XVIII.7) (при $\rho_п = \rho_у$):

$$\Sigma F_у = \frac{L_у}{3600\mu_у}\left(\frac{\rho_у}{2a^2(p_1 - p_3)} + \frac{\rho_у}{2(p_1 - p_3)}\right)^{1/2}, \qquad \text{(XVIII.9)}$$

а площади открытых приточных проемов — по формуле (XVIII.8). Если вытяжные отверстия не имеют устройств, предотвращающих задувание («опрокидывание» потока), то необходимо закрыть также отверстие *2*.

Расчет $\Sigma F_п$ и $\Sigma F_у$ для рассмотренных вариантов при $\Delta G_{мех} \neq 0$, а также для аэрации при совместном действии гравитационных сил и ветра проводят путем решения системы уравнений, основное уравнение которой — уравнение баланса воздуха в помещении. Для помещения на рис. XIII.1, *а* это уравнение [см. равенство (XVII.26)] имеет вид

$$3600 F_1 \mu_1 [2(p_1 - p_0)\rho_п]^{1/2} + 3600 F_4 \mu_4 [2(p_4 - p_0)\rho_п]^{1/2} -$$

$$- 3600 F_2 \mu_2 [2(p_0 - p_2)\rho_у]^{1/2} - 3600 F_3 \mu_3 [2(p_0 - p_3)\rho_у]^{1/2} + \Delta G_{мех} = 0. \qquad \text{(XVIII.10)}$$

Два первых члена уравнения — это приток в помещение, два последующих — вытяжка, кг/ч. Если подкоренное выражение получается отрицательным, т. е. $p_2 > p_0$ или $p_0 > p_4$, то соответствующие отверстия должны быть закрыты и не приниматься в расчет. Неизвестными величинами являются: p_0, F_1, F_2, F_3 и F_4. Если $F_1 = F_4$ и $F_2 = F_3$ из условия сим-

метрии (это не обязательное условие), то дополнительные уравнения системы имеют вид:

$$F_1 = F_4 = \frac{L_п \rho_п}{3600\,\mu_п\,(2\rho_п)^{1/2}[(p_1 - p_0)^{1/2} + (p_4 - p_0)^{1/2}]}; \qquad (XVIII.11)$$

$$F_2 = F_3 = \frac{L_у \rho_у}{3600\,\mu_у\,(2\rho_у)^{1/2}[(p_0 - p_2)^{1/2} + (p_0 - p_3)^{1/2}]}; \qquad (XVIII.12)$$

$$(F_1 + F_4)\,\mu_п = a\,(F_2 + F_3)\,\mu_у. \qquad (XVIII.13)$$

Для удобства решения уравнение (XVIII.10) можно упростить, разделив на величину $L_п\rho_п$ и используя уравнения (XVIII.11) и (XVIII.12):

$$1 - \frac{1}{a}\left(\frac{\rho_у}{\rho_п}\right)^{1/2} \frac{(p_0 - p_2)^{1/2} + (p_0 - p_3)^{1/2}}{(p_1 - p_0)^{1/2} + (p_4 - p_0)^{1/2}} + \Delta G^*_{мех} = 0, \qquad (XVIII.14)$$

или

$$\left(1 + \Delta G^*_{мех}\right)\left[(p_1 - p_0)^{1/2} + (p_4 - p_0)^{1/2}\right] - \frac{1}{a}\left(\frac{\rho_у}{\rho_п}\right)^{1/2} \times$$

$$\times\,[(p_0 - p_2)^{1/2} + (p_0 - p_3)^{1/2}] = 0. \qquad (XVIII.15)$$

Здесь $\Delta G^*_{мех}$ — отношение $\Delta G_{мех}$ к $L_п\rho_п$. Решая уравнение (XVIII.15) подбором или графоаналитическим способом, находим p_0 и по формулам (XVIII.11) и (XVIII.12) определяем $F_1 = F_4$ и $F_2 = F_3$.

Пример XVIII.1. Рассчитать аэрацию однопролетного здания (рис. XVIII.2, *а*), если задано: строительный объем помещения $V_{пом} = 22\,000$ м^3; теплоизбытки $\Delta Q' = 5{,}3 \cdot 10^6$ кДж/ч; температура наружного воздуха $t_н = 18°$ С; скорость ветра $v_н = 3$ м/с; коэффициент $m = 0{,}65$; приточная система механической вентиляции подает 40 000 кг/ч воздуха с температурой 17° С; вытяжная удаляет 290 000 кг/ч воздуха с температурой $t_{р.з} = 23°$ С; дебаланс механической вентиляции $\Delta G_{мех} = -0{,}25 \cdot 10^6$ кг/ч; аэродинамические коэффициенты $k_{аэр1} = +0{,}8$, $k_{аэр4} = -0{,}39$, $k_{аэр2} = -0{,}42$, $k_{аэр3} = -0{,}42$; коэффициенты расхода $\mu_п = 0{,}51$, $\mu_у = 0{,}45$.

Решение. 1. Определяем температуру удаляемого воздуха по формуле (XVIII.4):

$$t_у = 18 + \frac{23 - 18}{0{,}65} = 25{,}7° \text{ С}.$$

2. Определяем среднюю по высоте помещения температуру внутреннего воздуха по формуле (XVIII.5):

$$t_в = 0{,}5\,(23 + 25{,}7) = 24{,}3° \text{ С}.$$

3. Определяем плотность воздуха, соответствующую температурам $t_н = t_п$, $t_у$, $t_в$: $\rho_н = \rho_п = 1{,}213$ кг/м^3, $\rho_у = 1{,}186$ кг/м^3, $\rho_в = 1{,}189$ кг/м^3.

4. Определяем вариант расчета аэрации и расчетные наружные давления. Отношение

$$\frac{p_{v1}}{H\Delta\rho g} = \frac{(0{,}8 + 0{,}42)\,1{,}213 \cdot 3^2}{2 \cdot (10{,}8 - 2{,}5)\,(1{,}213 - 1{,}189)\,9{,}8} = 3{,}4 > 0{,}5;$$

поэтому при расчете аэрации следует учитывать совместное действие ветра и гравитационных сил.

Приняв за нуль давление на уровне середины верхних проемов, определяем:

$$p_1 = (k_{аэр1} - k_{аэр2})\frac{\rho_н v_н^2}{2} + H\Delta\rho g = (0{,}8 + 0{,}42)\frac{1{,}213 \cdot 3^2}{2} + 8{,}3\,(1{,}213 - 1{,}189)\,9{,}8 =$$

$$= 6{,}65 + 1{,}95 = 8{,}6 \text{ Па};$$

$$p_4 = (-0{,}39 + 0{,}42)\frac{1{,}213 \cdot 3^2}{2} + 8{,}3\,(1{,}213 - 1{,}189)\,9{,}8 = 0{,}16 + 1{,}95 = 2{,}11 \text{ Па};$$

$$p_2 = p_3 = 0;$$

5. Определяем требуемые аэрационные расходы по формулам (VIII.23′) и (VIII.24) с учетом условия $l_п = l_н$:

$$G_{у.а} = \frac{5{,}3 \cdot 10^6 + 40\,000 \cdot 1\,(17 - 18) - 290\,000 \cdot 1\,(23 - 18)}{1\,(25{,}7 - 18)} = 0{,}505 \cdot 10^6 \text{ кг/ч};$$

$$G_{п.а} = (0{,}505 + 0{,}25)\,10^6 = 0{,}755 \cdot 10^6 \text{ кг/ч}.$$

6. Расчетная схема воздухообмена представлена на рис. XVIII.2, *б*.

7. Для определения p_0 преобразуем уравнение (XVIII.14):

$$1 + \Delta G^*_{мех} = \frac{1}{a}\left(\frac{\rho_у}{\rho_п}\right)^{1/2} \frac{(p_0 - p_2)^{1/2} + (p_0 - p_3)^{1/2}}{(p_1 - p_0)^{1/2} + (p_4 - p_0)^{1/2}}.$$

Вычисляем

$$\Delta G^*_{мех} = \frac{-0{,}25 \cdot 10^6}{0{,}755 \cdot 10^6} = -0{,}331$$

и принимаем $a = 1{,}3$. Подставляя известные величины в преобразованное уравнение, получим:

$$1 - 0{,}331 = \frac{1}{1{,}3}\left(\frac{1{,}186}{1{,}213}\right)^{1/2} \frac{(p_0 - 0)^{1/2} + (p_0 - 0)^{1/2}}{(8{,}6 - p_0)^{1/2} + (2{,}11 - p_0)^{1/2}},$$

или

$$0{,}875 = \frac{2p_0^{1/2}}{(8{,}6 - p_0)^{1/2} + (2{,}11 - p_0)^{1/2}}.$$

Решаем это уравнение подбором, задаваясь значениями p_0: при $p_0 = 2$ Па правая часть уравнения

$$\frac{2 \cdot 2^{1/2}}{6{,}6^{1/2} + 0{,}11^{1/2}} = 0{,}97 > 0{,}875;$$

при $p_0 = 1{,}5$ Па правая часть уравнения

$$\frac{2 \cdot 1{,}5^{1/2}}{7{,}1^{1/2} + 0{,}61^{1/2}} = 0{,}71 < 0{,}875.$$

Интерполируя, находим:

$$p_0 = 1{,}5 + \frac{2 - 1{,}5}{0{,}97 - 0{,}71}(0{,}875 - 0{,}71) = 1{,}5 + 0{,}32 = 1{,}82 \text{ Па}.$$

Проверка подстановкой в исходное уравнение:

$$0{,}875 \approx \frac{2 \cdot 1{,}82^{1/2}}{(8{,}6 - 1{,}82)^{1/2} + (2{,}11 - 1{,}82)^{1/2}} = 0{,}86.$$

Принимаем $p_0 = 1{,}8$ Па.

По формулам (XVIII.11) и (XVIII.12) определяем площади аэрационных проемов:

$$F_1 = F_4 = \frac{0{,}755 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0{,}51\,(2 \cdot 1{,}213)^{1/2}\,[(8{,}6 - 1{,}8)^{1/2} + (2{,}11 - 1{,}8)^{1/2}]} = 85 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = F_3 = \frac{0{,}505 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0{,}45\,(2 \cdot 1{,}186)^{1/2}\,[(1{,}8 - 0)^{1/2} + (1{,}8 - 0)^{1/2}]} = 75 \text{ м}^2.$$

Проверяем величину a из выражения (XVIII.13):

$$a = \frac{2 \cdot 85 \cdot 0{,}51}{2 \cdot 75 \cdot 0{,}45} = 1{,}28 \text{ (допустимое значение)}.$$

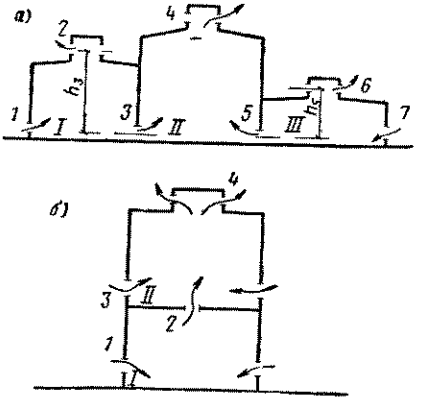


Рис. XVIII.3. Схемы потоков воздуха

а — в трехпролетном здании: *I—III* — номера помещений; *1—7* — номера отверстий; *б* — в двухэтажном здании; *I, II* — номера этажей; *1—4* — номера отверстий

Аэрация многопролетных или многоэтажных промышленных зданий. Аэрация многопролетных (двух-, трехпролетных и т. д.) зданий и зданий с числом этажей два и более представляет собой сложную инженерную задачу. Направление и расход воздуха, проходящего через открытые отверстия в наружных и внутренних ограждениях, в этом случае определяются суммарным воздействием тепловых условий во всех сообщающихся помещениях и наружных условий, а также зависят от формы здания, схемы соединений помещений и т. д.

В общем случае расчет аэрации многопролетного или многоэтажного здания сводится к решению системы уравнений балансов тепла и воздуха (по два уравнения на каждое помещение), в результате которого определяются расчетные значения аэрационных притоков и вытяжек. Дополнительно приходится задаваться расходами воздуха в проемах внутренних ограждений. Эти расходы и аэрационные расходы отдельных помещений уточняются после расчета воздушного режима здания в целом и подбора расчетных площадей аэрационных проемов. Для одного и того же случая возможны различные варианты расчета и результатов.

Расчет аэрации многопролетных и многоэтажных зданий весьма трудоемок. Для решения такой задачи в большинстве случаев требуется применение ЭВМ.

Рассмотрим постановку задачи об аэрации многопролетного цеха (рис. XVIII.3, *а*). Пусть известны $\Delta Q'_{\text{I}}$, $\Delta Q'_{\text{II}}$, $\Delta Q'_{\text{III}}$ и требуемые по санитарным нормам $t_{\text{р.з I}}$, $t_{\text{р.з II}}$ и $t_{\text{р.з III}}$. При этом $t_{\text{р.з II}}=t_{\text{н}}+5°$ С, $t_{\text{р.з I}}=t_{\text{н}}+3°$ С$=t_{\text{р.з III}}$. Известны температурные коэффициенты m_{I}, m_{II}, m_{III}.

При инженерном расчете задаются дополнительным условием — отношением расходов во внутренних проемах: $G_5/G_3=b$. Эта величина определит среднюю температуру воздуха, поступающего в помещение *II*:

$$t_{\text{п II}}=\frac{G_3\,t_{\text{р.з I}}+G_5\,t_{\text{р.з III}}}{G_3+G_5}=\frac{t_{\text{р.з I}}+bt_{\text{р.з III}}}{1+b}. \qquad \text{(XVIII.16)}$$

Температура воздуха, удаляемого из помещений:

$$\left.\begin{aligned} t_{\text{у I}}&=t_{\text{н}}+\frac{t_{\text{р.з I}}-t_{\text{н}}}{m_{\text{I}}};\quad t_{\text{у II}}=t_{\text{п II}}+\frac{t_{\text{р з II}}-t_{\text{п II}}}{m_{\text{II}}};\\ t_{\text{у III}}&=t_{\text{н}}+\frac{t_{\text{р.з III}}-t_{\text{н}}}{m_{\text{III}}}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XVIII.17)}$$

Требуемые аэрационные расходы в помещениях:

$$\left.\begin{aligned} G_{\text{у I}}&=G_2=\frac{\Delta Q'_{\text{I}}-c_p G_3\left(t_{\text{р з I}}-t_{\text{н}}\right)}{c_p\left(t_{\text{у I}}-t_{\text{н}}\right)};\\ G_{\text{у II}}&=G_4=\frac{\Delta Q'_{\text{II}}}{c_p\left(t_{\text{у II}}-t_{\text{п II}}\right)};\\ G_{\text{у III}}&=G_6=\frac{\Delta Q'_{\text{III}}-c_p\,G_5\left(t_{\text{р.з III}}-t_{\text{н}}\right)}{c_p\left(t_{\text{у III}}-t_{\text{н}}\right)}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XVIII.18)}$$

Расход воздуха во внутренних проемах:

$$G_3 = \frac{G_4}{1+b};\ G_5 = G_4 - G_3. \qquad \text{(XVIII.19)}$$

Подбор площадей аэрационных проемов удобно проводить, применяя характеристику сопротивления воздухопроницанию (см. гл. XVII). Задаваясь площадью F_4 и μ_4 (т. е. S_4), определяют значение p_{0II}, Па:

$$p_{0II} = p_{н4} - S_4 G_4^2. \qquad \text{(XVIII.20)}$$

Далее определяют перепады давлений, Па, во внутренних проемах $\Delta p_3 = S_3 G_3^2$ и $\Delta p_5 = S_5 G_5^2$ и значения p_{0I} и p_{0III}:

$$\left.\begin{aligned} p_{0I} &= p_{0II} + \Delta p_3 - h_3(\rho_I - \rho_{II})g; \\ p_{0III} &= p_{0II} + \Delta p_5 - h_5(\rho_{III} - \rho_{II})g. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XVIII.21)}$$

По величинам p_{0I} и p_{0III} определяют площади остальных отверстий:

$$F_1 = f_1(G_1,\ \mu_1),\ F_2 = f_2(G_2,\ \mu_2) \text{ и т. д.}$$

Если полученная площадь проемов в наружных ограждениях F_i превысит возможную по конструктивным соображениям, расчет повторяют, задаваясь новой величиной b.

Может потребоваться подача наружного воздуха в средний пролет. Это осуществимо, но, как правило, требует устройства подземных каналов или специальных галерей, что связано с большими затратами.

Аэрацию помещений многоэтажного здания рекомендуется устраивать при расположении в его нижних этажах чистых помещений, имеющих меньшие избытки тепла, чем вышележащие помещения. Однако на практике часто встречаются двухэтажные здания с расположением на первом этаже наиболее загрязненного помещения и обязательными технологическими проемами в междуэтажных перекрытиях. В этом случае над проемами в междуэтажном перекрытии рекомендуется устраивать шахты или фонари для удаления конвективных струй, поднимающихся с нижнего этажа.

Рассмотрим последовательность расчета аэрации под действием гравитационных сил для двухэтажного цеха (рис. XVIII.3, *б*).

Известны $\Delta Q'_I$, $\Delta Q'_{II}$, кДж, $t_{р.з\,I}$, $t_{р.з\,II}$, m_I и m_{II}. Температура воздуха под потолком первого этажа

$$t_{уI} = t_н + \frac{t_{р.з\,I} - t_н}{m_I}. \qquad \text{(XVIII.22)}$$

Аэрационный расход на первом этаже

$$G_1 = G_2 = G_{yI} = \frac{\Delta Q'_I}{c_p(t_{yI} - t_н)}. \qquad \text{(XVIII.23)}$$

При расчете аэрации можно учесть также дебаланс механической вентиляции, применив формулы, указанные в табл. VIII.1.

Уравнение баланса тепла в помещении второго этажа можно записать, кДж, так:

$$\Delta Q'_{II} + G_2 c_p t_{y\,I} + G_3 c_p t_н - (G_2 + G_3) c_p t_{y\,II} = 0, \qquad \text{(XVIII.24)}$$

откуда

$$G_4 = G_2 + G_3 = \frac{\Delta Q'_{II} + G_2 c_p (t_{yI} - t_н)}{c_p (t_{y\,II} - t_н)}; \qquad \text{(XVIII.25)}$$

$$G_3 = G_4 - G_2. \qquad \text{(XVIII.26)}$$

Подбор площадей F_1, F_3 и F_4 проводят либо методом подбора, либо задаваясь соотношением перепадов давлений в отверстиях *3* и *4*. Перепад давлений в отверстии *2* равен $\Delta p_2 = p_{0I} - p_{0II} = S_2 G_2^2$. Значение S_2 определяют по формуле (XVII.8) с учетом размеров и конструктивного оформления отверстия [или группы отверстий по формуле (XVII.11)]. Давление снаружи определяют по рекомендациям гл. XVI.

Пример XVIII.2. Рассчитать аэрацию трехпролетного здания (рис. XVIII.4, *а*), если задано: строительные объемы пролетов (цехов) $V_I = V_{III} = 30\,000$ м³, $V_{II} = 56\,000$ м³; теплоизбытки по явному теплу $\Delta Q_I' = 1{,}9 \cdot 10^6$ кДж/ч, $\Delta Q_{II}' = 10{,}6 \cdot 10^6$ кДж/ч, $\Delta Q_{III}' = 1{,}5 \cdot 10^6$ кДж/ч; температура наружного воздуха $t_н = 21°$ С; скорость ветра $v_н \approx 0$; температурные коэффициенты $m_I = 0{,}45$, $m_{II} = 0{,}145$, $m_{III} = 0{,}45$; площади проемов между пролетами $F_3 = 110$ м², $F_6 = 90$ м². Отметки центров проемов h_i показаны на вертикальном разрезе здания.

Решение. 1. Определяем удельную теплонапряженность помещений цехов:

$$q_I = \frac{1{,}9 \cdot 10^6}{30\,000} = 63{,}5 \text{ кДж/(ч·м}^3\text{)}; \quad q_{II} = \frac{10{,}6 \cdot 10^6}{56\,000} = 190 \text{ кДж/(ч·м}^3\text{)};$$

$$q_{III} = \frac{1{,}5 \cdot 10^6}{30\,000} = 50 \text{ кДж/(ч·м}^3\text{)}.$$

Следовательно, в помещениях *I* и *III* избытки явного тепла незначительны [меньше 80 кДж/(ч·м³)], а в помещении *II* — значительны. Допустимая по санитарным нормам температура воздуха в рабочей зоне помещений составляет: $t_{р\,зI} = 21 + 3 = 24°$ С; $t_{р\,зII} = 21 + 5 = 26°$ С, $t_{р\,зIII} = 21 + 3 = 24°$ С.

Температура воздуха, удаляемого из помещений, по формулам (XVIII.17):

$$t_{yI} = 21 + \frac{24 - 21}{0{,}45} = 27{,}7° \text{ С}; \quad t_{yII} = 24 + \frac{2}{0{,}145} = 37{,}8° \text{ С};$$

$$t_{yIII} = t_{yI} = 27{,}7° \text{ С}.$$

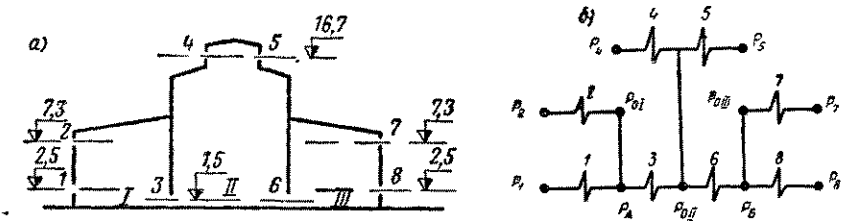


Рис. XVIII.4. Вертикальный разрез здания с указанием необходимых отметок (*а*) и схема связей помещений (*б*) к примеру XVIII.2.

Средняя по высоте помещения температура воздуха: $t_{вI} = 0{,}5(24 + 27{,}7) = 26°$ С; $t_{вII} = 0{,}5(26 + 37{,}8) = 32°$ С; $t_{вIII} = t_{вI} = 26°$ С

Плотность воздуха при различных температурах: $\rho_н = \rho_{пI} = \rho_{пIII} = 1{,}201$ кг/м³; $\rho_{вI} = \rho_{вIII} = 1{,}181$ кг/м³; $\rho_{yI} = \rho_{yIII} = 1{,}175$ кг/м³; $\rho_{вII} = \rho_{р\,зI} = \rho_{р\,зIII} = 1{,}19$ кг/м³; $\rho_{вII} = 1{,}151$ кг/м³; $\rho_{yII} = 1{,}14$ кг/м³.

2. Принимаем условный нуль давления воздуха на уровне середины отверстий *4* и *5*. Следовательно, давление снаружи на уровне середины каждого отверстия равно $p_1 = (16{,}7 - 2{,}5)(1{,}201 - 1{,}151)9{,}8 = 6{,}95$ Па; $p_2 = (16{,}7 - 7{,}3)(1{,}201 - 1{,}151)9{,}8 = 4{,}6$ Па; $p_4 = p_5 = 0$; $p_7 = p_2 = 4{,}6$ Па; $p_8 = p_1 = 6{,}95$ Па.

3. Схема воздухообмена показана на рис. XVIII.4, *б*. Для осуществления притока и вытяжки в помещении *I* необходимо, чтобы давление в нем было меньше p_1 и больше p_2. В этом помещении внутреннее давление изменяется по высоте от p_{0I} на уровне отверстия *2* до $p_{0I} + (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g$ на уровне отверстия *1*.

Для устойчивой аэрации по выбранной схеме движения воздуха с учетом выражения (XVIII.2) при $a = 1{,}2$ следует выдержать условие:

$$\Delta p_1 = 0{,}7\Delta p_2 \frac{\rho_{yI}}{\rho_{nI}},$$

где

$$\Delta p_1 = p_1 - [p_{0I} + (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g];$$

$$\Delta p_2 = p_{0I} - p_2.$$

Отсюда

$$p_{0I} = \frac{p_1 + 0{,}685\,p_2 - (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g}{1{,}685} =$$

$$= \frac{6{,}95 + 0{,}685 \cdot 4{,}6 - (7{,}3 - 2{,}5)(1{,}181 - 1{,}151)\,9{,}8}{1{,}685} = 5{,}2 \text{ Па}.$$

Аналогично $p_{0III} = 5{,}2$ Па.
Следовательно,

$$\Delta p_1 = \Delta p_8 = 6{,}95 - 5{,}2 - (7{,}3 - 2{,}5)(1{,}181 - 1{,}151)\,9{,}8 = 0{,}34 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_7 = 5{,}2 - 4{,}6 = 0{,}6 \text{ Па}.$$

Давления в помещениях *I* и *III* на уровне середины проемов между пролетами (отверстия *3* и *6*):

$$p_A = p_{0I} + (h_2 - h_3)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g =$$

$$= 5{,}2 + (7{,}3 - 1{,}5)(1{,}181 - 1{,}151)\,9{,}8 = 6{,}9 \text{ Па}; \quad p_Б = p_A = 6{,}9 \text{ Па}.$$

4. Определяем требуемый аэрационный расход в помещении *II*:

$$G_{yII} = G_{nII} = \frac{10{,}6 \cdot 10^6}{1\,(37{,}8 - 24)} = 0{,}774 \cdot 10^6 \text{ кг/ч}.$$

Значение p_{0II}, обеспечивающее необходимый приток из смежных цехов через проемы *3* и *6*, найдем из уравнения:

$$G_{nII} = \left(\frac{p_A - p_{0II}}{S_3}\right)^{1/2} + \left(\frac{p_Б - p_{0II}}{S_6}\right)^{1/2}. \qquad (а)$$

Здесь

$$S_3 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 1{,}19(110 \cdot 0{,}65)^2} = 6{,}3 \cdot 10^{-12};$$

$$S_6 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 1{,}19\,(90 \cdot 0{,}65)^2} = 9{,}45 \cdot 10^{-12},$$

где 0,65 — коэффициент расхода отверстий *3* и *6* ($\mu_3 = \mu_6$). Подбором из уравнения (а) получено $p_{0II} = 5{,}75$ Па.

5. Расходы воздуха через проемы между пролетами:

$$G_3 = \left(\frac{p_A - p_{0II}}{S_3}\right)^{1/2} = \left(\frac{6{,}9 - 5{,}75}{6{,}3 \cdot 10^{-12}}\right)^{1/2} = 0{,}426 \cdot 10^6 \text{ кг/ч};$$

$$C_6 = \left(\frac{p_Б - p_{0II}}{S_6}\right)^{1/2} = \left(\frac{6{,}9 - 5{,}75}{9{,}45 \cdot 10^{-12}}\right)^{1/2} = 0{,}35 \cdot 10^6 \text{ кг/ч}.$$

Невязка с G_{nII} составляет:

$$\frac{0{,}774 - (0{,}426 + 0{,}35)}{0{,}774}\,100 \approx 0{,}2\%.$$

Определяем требуемые аэрационные расходы в помещениях *I* и *III*:

$$G_{уI} = \frac{1{,}9\cdot 10^6 - 1\cdot 0{,}426\cdot 10^6\,(24-21)}{1\,(27{,}7-21)} = 0{,}092\cdot 10^6 \text{ кг/ч};$$

$$G_{пI} = (0{,}426 + 0{,}092)\,10^6 = 0{,}518\cdot 10^6 \text{ кг/ч};$$

$$G_{уIII} = \frac{1{,}5\cdot 10^6 - 1\cdot 0{,}35\cdot 10^6\,(24-21)}{1\,(27{,}7-21)} = 0{,}067\cdot 10^6 \text{ кг/ч};$$

$$G_{пIII} = (0{,}35 + 0{,}067)\,10^6 = 0{,}417\cdot 10^6 \text{ кг/ч}.$$

6. Определяем требуемые площади аэрационных проемов по формуле

$$F_i = \frac{G_i}{(26\cdot 10^6)^{1/2}\,\mu_i\,(\rho_i\,\Delta p_i)^{1/2}};$$

$$F_1 = \frac{0{,}518\cdot 10^6}{\sqrt{26\cdot 10^6}\cdot 0{,}4\sqrt{1{,}201\cdot 0{,}34}} = 396 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{0{,}092\cdot 10^6}{\sqrt{26\cdot 10^6}\cdot 0{,}35\sqrt{1{,}175\cdot 0{,}6}} = 61 \text{ м}^2;$$

$$F_7 = \frac{0{,}067\cdot 10^6}{\sqrt{26\cdot 10^6}\cdot 0{,}35\sqrt{1{,}175\cdot 0{,}6}} = 45 \text{ м}^2;$$

$$F_8 = \frac{0{,}417\cdot 10^6}{\sqrt{26\cdot 10^6}\cdot 0{,}4\sqrt{1{,}201\cdot 0{,}34}} = 320 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = F_5 = \frac{0{,}5\cdot 0{,}774\cdot 10^6}{\sqrt{26\cdot 10^6}\cdot 0{,}35\sqrt{1{,}14\,(5{,}75-0)}} = 84 \text{ м}^2.$$

Здесь принято $\mu_1 = \mu_8 = 0{,}4$; $\mu_2 = \mu_7 = \mu_4 = \mu_5 = 0{,}35$.

§ 95. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ АЭРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

К конструктивным элементам, предусматриваемым в здании для аэрации воздуха, относятся приточные проемы, а также проемы и устройства для удаления воздуха (аэрационные фонари, дефлекторы, шахты).

Приточные проемы. Для осуществления подачи воздуха в помещение обычно используют открывающуюся часть его окон. В некоторых помещениях (с большими избытками тепла) для аэрационного притока устраивают специальные отверстия в наружных стенах, закрывающиеся непрозрачными створками-клапанами.

Для притока в теплое время года используют аэрационные отверстия, расположенные в нижней части стен (низ оконного проема). В этот период аэрация помещения наиболее эффективно осуществляется через отверстия, находящиеся непосредственно напротив рабочих мест. Для предотвращения загрязнения (или нагрева) приточной струи верхнюю кромку отверстия для притока следует располагать не выше 3—3,5 м над уровнем пола.

В холодный период года струю приточного воздуха направляют в зону, удаленную от рабочих мест. При этом низ отверстия для притока должен находиться не ниже 4—6 м над уровнем пола. В связи с этим в холодное время года для притока используют верхний ряд створок

Рис. XVIII 5 Схемы створок у окон в помещениях с аэрацией воздуха

а — створки в окне с двойным остеклением для притока в нижнюю зону помещения (летом), *б* — то же, в верхнюю зону (зимой); *в* — створка в окне с одинарным остеклением для притока; *г* — то же, для вытяжки; *д* — среднеподвесная створка в окне с одинарным остеклением для вытяжки

высоких окон или аэрационные отверстия, расположенные в верхней части стен.

Створки для подачи воздуха в помещение обычно подвешивают на горизонтальной оси (рис. XVIII.5).

Створки, используемые для притока в теплый период года, как правило, бывают двойными (рис. XVIII.5, *а*). Обе створки верхнеподвесные, но одна открывается наружу, а другая — внутрь. Створки, используемые для притока в холодный период года, располагают так, чтобы направить поток воздуха вверх (рис. XVIII.5, *б*, *в*).

Регулирование аэрационного притока осуществляют изменением угла открытия створок (максимум 45° С). Для управления створками устраивают специальные системы механических передач (блочки, рычажные механизмы). В некоторых производствах регулировку аэрационным процессом автоматизируют.

Вытяжные проемы. Размещать вытяжные проемы наиболее целесообразно над источниками тепла. В зависимости от конструкции здания аэрационная вытяжка осуществляется либо через верхний ряд оконных створок, либо через проемы в аэрационных фонарях. Створки, подвешенные на горизонтальной оси (верхне- или среднеподвесные), открываются так, чтобы предотвратить попадание в помещение атмосферных осадков (рис. XVIII.5, *г*, *д*). В аэрационных фонарях створки могут быть подвешены и на вертикальной оси. Управление створками вытяжных и приточных проемов аналогично.

Для помещений с сильно загрязненной верхней зоной (дымовые и прочие газы, нагретый воздух и т. д.) представляет опасность «опрокидывание» вытяжки. От порыва ветра вытяжное отверстие, расположенное с наветренной стороны здания, начинает работать на приток. Струя воздуха, ворвавшаяся через это отверстие, разносит вредные выделения по помещению и загрязняет рабочую зону. Для предотвращения «опрокидывания» — явления, иногда опасного для здоровья людей, вытяжные отверстия устраивают в фонарях специальной конструкции, называемых *незадуваемыми*. Особенность этих фонарей состоит в том, что расположенные в них вытяжные отверстия всегда находятся в зоне разрежения, создаваемого ветром. Усиление ветра только увеличивает вытяжку через открытые проемы незадуваемых фонарей.

Простейшим видом незадуваемого фонаря является обычный фонарь с ветроотбойными щитами (рис. XVIII.6, *а*) В дальнейшем эта конструкция была усовершенствована в институте Промстройпроект в Ленинграде. Незадуваемый фонарь, разработанный в Московском институте охраны труда (рис. XVIII.6, *б*), требует некоторого эксплуатационного регулирования с перестановкой отдельных створок (возможные положения их показаны пунктиром). Незадуваемый фонарь, предложенный В. В. Батуриным (рис. XVIII.6, *в*), получил широкое распространение благодаря простоте устройства и надежности. В этом фонаре остекление не затеняется и максимально используется для освещения внутренних пролетов здания, т. е. фонарь выполняет свое прямое назначение, давшее ему его название.

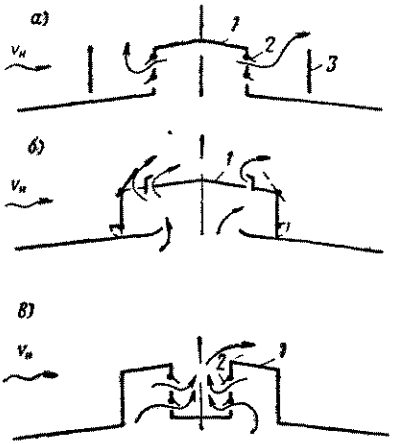


Рис. XVIII.6. Незадуваемые фонари

а — с ветроотбойными щитами; *б* — конструкции МИОТ; *в* — конструкции проф В. В. Батурина; *1* — перекрытие фонаря; *2* — створка вытяжного отверстия; *3* — ветроотбойный щит

Вытяжные шахты, дефлекторы. Для удаления воздуха из цехов, не имеющих фонаря, в их перекрытиях устраивают вытяжные шахты с естественным побуждением движения воздуха. Конструктивное выполнение шахт зависит от назначения здания, технологии производства, а также внутренних и внешних климатических факторов. Шахты могут быть утепленными или неутепленными, квадратного или круглого сечения, могут быть снабжены зонтом или дефлектором. Через вытяжную шахту может удаляться воздух вентиляции общеобменной или местной.

При расчетах воздушного режима помещения (инфильтрации и аэрации) вытяжные шахты учитывают как обычные отверстия.

В некоторых случаях действие ветра ухудшает работу вытяжных шахт. Поэтому для помещений с незначительными избытками тепла рекомендуется устанавливать на шахте дефлектор. Назначение и принцип действия дефлектора аналогичны назначению и принципу действия незадуваемого фонаря. В дефлекторе также используется энергия набегающего ветра для создания разрежения у устья шахты, что усиливает вытяжку из помещения.

Широкое применение находят дефлекторы при устройстве вентиляции в жилых и общественных зданиях (административных, зрелищных, спортивных), в сельскохозяйственных зданиях и сооружениях (хранилища, животноводческие помещения), на предприятиях многих отраслей промышленности, в транспортных средствах (железнодорожные вагоны, автобусы, суда и т. д.).

Схема дефлектора и потоков воздуха, обтекающих его, показана на рис. XVIII.7.

Виды дефлекторов весьма разнообразны. В основном они различаются конструкцией корпуса. Эффективность работы дефлектора зависит от его формы и высоты расположения. Чем большее сопротивление оказывает корпус дефлектора потоку воздуха, тем большее разрежение создает дефлектор.

Для зданий, расположенных в районах с постоянными ветрами, а также для транспортных средств при проектировании вентиляции через шахты с дефлекторами учитывается действие ветра и разрежение, создаваемое им.

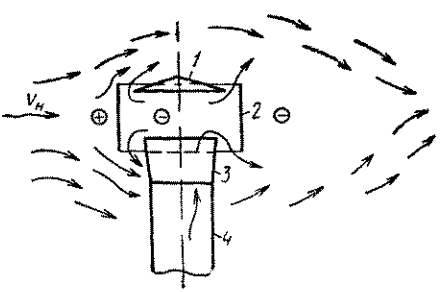


Рис. XVIII.7. Дефлектор

1 — зонт дефлектора; *2* — корпус дефлектора; *3* — диффузор; *4* — вытяжная шахта; знаки «+» и «—» обозначают соответственно зоны избыточного давления и разрежения

При расчете сечений шахт, снабженных дефлекторами, располагаемое давление определяют по формуле

$$\Delta p_{ш} = p_0 - p_{н.д}, \qquad (XVIII.27)$$

где p_0 — давление в помещении, определяемое при расчете его воздушного режима; $p_{н.д}$ — давление в устье шахты, снабженной дефлектором, определяемое по формуле (XVI.11), в которой в этом случае оно обозначено $p_{ш}$.

Аэродинамический коэффициент дефлектора $k_{аэр.д}$ зависит от его конструкции и расхода воздуха, проходящего через шахту. Аэродинамические характеристики типовых дефлекторов приведены в справочной литературе.

Для вентиляционных систем большинства объектов, расположенных в районах с обычным климатом, при подборе сечения вытяжных шахт дефлектор учитывают как местное сопротивление, так как расчет проводят на худший случай— штиль. Для этих систем главное назначение дефлектора — предотвратить «опрокидывание» или уменьшение вытяжки. Номер дефлектора, соответствующий длине стороны или диаметру шахты в дециметрах, определяют по размеру шахты, на которой его устанавливают.

Глава XIX
ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ

§ 96. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Воздушная завеса — это вентиляционное устройство для предотвращения прохода воздуха через открытый проем. В ней использовано шиберующее свойство плоской воздушной струи.

Воздушные завесы устраивают как у проемов в наружных ограждениях, так и у проемов во внутренних ограждениях. В последнем случае воздушная завеса препятствует перетеканию воздуха из загрязненного помещения в чистое. Устраивают воздушные завесы также у проемов и отверстий в ограждении технологического оборудования для предотвращения выбивания вредных выделений в помещение.

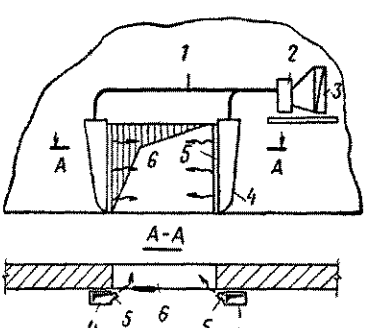


Рис. XIX.1. Основные элементы воздушной завесы

1 — воздуховод; *2* — вентилятор; *3* — калорифер; *4* — воздуховод равномерной раздачи; *5* — щелевой насадок; *6* — проем в ограждении

Воздушные завесы давно нашли широкое применение в промышленных зданиях. В нашей стране теорией и моделированием воздушных завес занимались многие исследователи: В. В. Батурин, С. Е. Бутаков, Г. Н. Уфимцев, И. А. Шепелев и др. Такое простое и хорошо изученное вентиляционное устройство, как воздушная завеса, раскрывает на практике все новые и новые свои возможности, в связи с чем область применения его постоянно расширяется.

Схема и основные элементы воздушной завесы показаны на рис. XIX.1 Главным элементом этого вентиляционного устройства является воздуховод равномерной раздачи, снабженный щелевым насадком с направляющими пластинками. Выходящий из насадка воздух образует плоскую струю. Раздающие устройства (одно или два) связаны воздуховодами с вентиляторами. На схеме показан центробежный вентилятор, однако воздушные завесы компонуются и с осевыми вентиляторами. При необходимости подогрева подаваемого воздуха в воздушной завесе устанавливают калорифер.

§ 97. КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС*

Одним из главных признаков для классификации воздушных завес следует считать режим их работы. По режиму работы различают воздушные завесы двух видов:

1) *периодического действия* (воздушные завесы у периодически открываемых проемов);

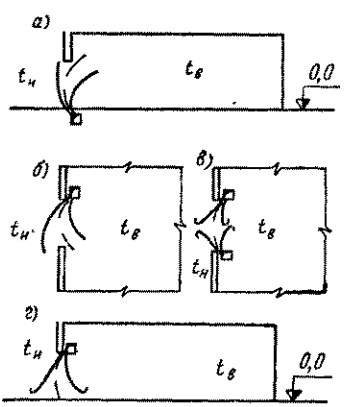


Рис XIX.2. Схемы воздушных завес с различным направлением струи

а — направление струи снизу вверх; *б* — боковая односторонняя завеса (план); *в* — боковая двусторонняя завеса (план); *г* — направление струи сверху вниз

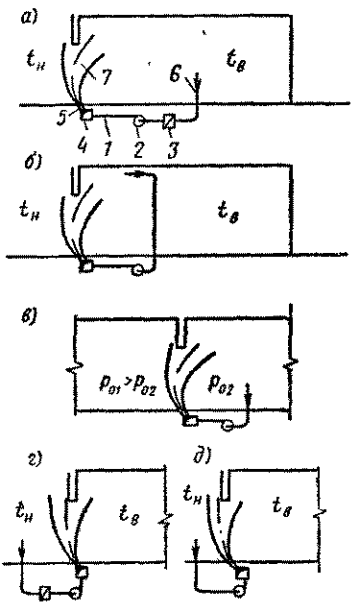


Рис. XIX 3. Схемы воздушных завес с различным местом воздухозабора и разной температурой подаваемого воздуха

1—5 — см подпись к рис. XIX 1; *6* — воздухозабор; *7* — струя завесы; p_{01} — избыточное давление в первом помещении; p_{02} — избыточное давление во втором помещении

* Здесь под воздушными завесами понимаются завесы щиберующего типа с подогревом или без подогрева подаваемого воздуха. Воздушно-тепловые завесы для входов в административные и общественные здания рассмотрены в ч I учебника.

2) *постоянного действия* (воздушные завесы у постоянно открытых проемов).

Режим работы воздушных завес определяется требованиями технологии производства.

Периодичность действия обусловливает необходимость проведения расчета и наладки воздушной завесы таким образом, чтобы ее работа не влияла на тепловой и воздушный режимы помещения.

Постоянство действия позволяет использовать воздушную завесу не только по прямому ее назначению, но и для организации притока или вытяжки либо в качестве воздушно-отопительного агрегата.

По направлению струи воздушные завесы можно разделить на три вида:

1) *с направлением струи снизу вверх* (с подачей воздуха через горизонтальную щель, расположенную внизу проема) (рис. XIX.2, *а*);

2) *с горизонтальным направлением струи — одно- и двусторонние* [с подачей воздуха через вертикальную щель, расположенную с одной (рис. XIX.2, *б*) или с двух (рис. XIX.2, *в*) сторон проема];

3) *с направлением струи сверху вниз* (с подачей воздуха через горизонтальную щель, расположенную вверху проема) (рис. XIX.2, *г*).

Для проемов в наружных ограждениях наиболее целесообразно устройство завес с подачей воздуха снизу вверх, так как при этом наиболее надежно предотвращается врывание холодного воздуха в нижнюю (рабочую) часть помещения.

В случаях возможной остановки транспорта в открытом проеме или опасности засорения горизонтальной щели сыпучими материалами, падающими с проходящего транспорта, а также при установке в проемах транспортеров или другого оборудования следует устраивать завесу с боковой подачей воздуха. Завесы этого вида получили наиболее широкое распространение.

Воздушные завесы с подачей воздуха сверху вниз можно рекомендовать в первую очередь для проемов во внутренних ограждениях или для проемов и отверстий в ограждении технологического оборудования, т. е. для случаев, когда перепад давлений с двух сторон ограждения постоянен по высоте. Для проемов в наружных ограждениях этот вид воздушной завесы менее подходит, так как его применение связано с опасностью прорывания наружного воздуха в нижнюю (рабочую) часть помещения.

По месту воздухозабора и температуре подаваемого воздуха $t_з$ воздушные завесы можно разделить на четыре вида:

1) *с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха* — $t_з > t_в$ (рис. XIX.3, *а*),

2) *с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха* — $t_з = t_в$ (рис. XIX.3, *б*, *в*);

3) *с наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха* — $t_з > t_н$ (рис. XIX.3, *г*);

4) *с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха* — $t_з = t_н$ (рис. XIX.3, *д*).

Воздушные завесы с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха устраивают у проемов в наружных ограждениях помещений с постоянными рабочими местами вблизи ворот и дверей или с повышенными требованиями к воздушной среде. Для таких помещений устройство воздушных завес с наружным воздухозабором нецелесообразно, так как приводит к увеличению затрат тепла на подогрев воздуха.

Воздушные завесы с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха устраивают у проемов в наружных ограждениях помещений, в которых допускается некоторое периодическое понижение температуры, а также у проемов во внутренних ограждениях.

С наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха устраивают воздушные завесы постоянного действия, используемые в качестве приточных вентиляционных установок.

Использование воздушных завес с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха возможно в случае избыточного давления в помещении, которое как бы выдавливает струю завесы наружу.

В некоторых случаях целесообразна постоянная работа агрегата воздушной завесы и при периодическом открывании ворот (когда период открывания ворот очень мал или помещение имеет значительные размеры и в районе ворот нет постоянных рабочих мест). При этом вентиляционная установка завесы может использоваться при внутреннем воздухозаборе как отопительный агрегат для зоны ворот, где, как правило, наблюдается интенсивная инфильтрация, а при наружном воздухозаборе как приточная установка общеобменной вентиляции. Авторская разработка такой установки выполнена В. Е. Решетниковым.

В настоящее время получают распространение двух- и многослойные воздушные завесы, в которых отдельные струи подаваемого воздуха нагреваются до разной температуры.

§ 98. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

Требования строительных норм относительно проектирования воздушных завес сводятся к следующим основным положениям.

1. Если по технологическим или санитарно-гигиеническим требованиям понижение нормируемой температуры воздуха в помещении недопустимо, то у проемов в наружных ограждениях следует предусматривать устройство воздушных завес при любых расчетных зимних наружных условиях независимо от продолжительности открывания проемов. К этому случаю относятся помещения с искусственным микроклиматом, помещения с большим числом работающих или с постоянными рабочими местами у проемов, т. е. цеха предприятий текстильной, приборостроительной, легкой, пищевой и других подобных отраслей промышленности, а также помещения с $\varphi_в \geqslant 70\%$. Во всех остальных промышленных зданиях воздушные завесы у проемов в наружных ограждениях рекомендуется устраивать, если расчетная зимняя температура наружного воздуха района равна или ниже минус 15° С.

2. В промышленных и общественных зданиях у ворот и дверей, снабженных тамбурами или шлюзами, воздушные завесы, как правило, не устраивают. Исключение составляют помещения, оборудованные системами кондиционирования воздуха, помещения со значительными влаговыделениями или с постоянными рабочими местами вблизи проемов. Сюда же следует отнести случай, когда непосредственно в проеме возможна остановка транспорта.

3. На рабочих местах при кратковременном (до 10 мин) открывании наружных ворот и дверей нормы допускают понижение температуры воздуха до 14° С при легкой физической работе, до 12° С при работе средней тяжести и до 8° С при тяжелой работе; при отсутствии постоянных рабочих мест допускается понижение температуры в рабочей зоне до 5° С. В помещениях со значительными тепловыделениями ворвавшийся при кратковременном открывании ворот холодный воздух быстро на-

гревается за счет избытков тепла. Значительными в данном случае считают тепловыделения, если на нагрев ворвавшегося воздуха расходуется менее 5% теплоизбытков. В помещениях с незначительными избытками тепла или с теплонедостатками ворвавшийся холодный воздух может быть нагрет лишь теплом от агрегата воздушной завесы, если он будет продолжать работать некоторое время после закрытия проема. Для выполнения приведенного выше требования в этих помещениях температура смеси воздуха (струи) должна быть не ниже указанных температур. При этом необходимо рассчитывать продолжительность понижения температуры воздуха с учетом тепловой устойчивости помещения.

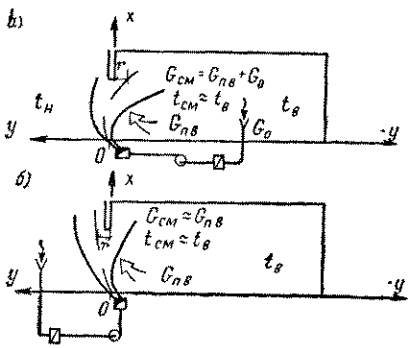


Рис. XIX.4. Схемы воздушных завес периодического действия

а — с внутренним воздухозабором; *б* — с наружным воздухозабором (G_0 — расход воздуха, забираемого из помещения для питания завесы; $G_{п\,в}$ — расход внутреннего воздуха, подсасываемого струей завесы; $G_{см}$ — расход воздуха, поступающего со струей завесы в помещение; $t_{см}$ — средняя температура воздуха части струи завесы, поступающей в помещение; r — полуширина «ядра струи»)

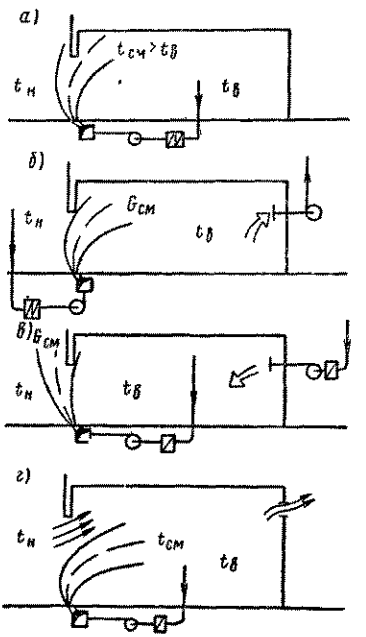


Рис. XIX.5. Схемы воздушных завес постоянного действия

а — используемой для воздушного отопления; *б* — используемой как приточная установка; *в* — используемой как вытяжная установка, *г* — при использовании части ворот как аэрационного проема

Подвижность воздуха, возникающая при работе воздушных завес, ограничивается в строительных нормах только общими требованиями соблюдения метеорологических параметров в рабочей зоне и замечанием о необходимости защиты щитами рабочих мест в помещениях, упомянутых в п. 3.

В существующих нормах не отражается необходимость учета теплового и воздушного режимов помещения, а приводятся лишь самые общие рекомендации.

Требования к воздушным завесам у проемов в наружных ограждениях с учетом теплового и воздушного режимов помещения можно сформулировать в зависимости от режима работы завесы.

Воздушные завесы периодического действия (рис. XIX.4). В цехах с периодически действующими завесами расчетным является режим при закрытом проеме и неработающей завесе. В связи с этим балансы тепла и воздуха в таких помещениях должны составляться без учета действия

завесы. Это условие вносит некоторое своеобразие в расчет воздушных завес. Чтобы баланс воздуха в помещении не изменялся при работе завесы, расход воздуха, поступающего со струей завесы в помещение, должен быть равен расходу воздуха, забираемого завесой из помещения (с учетом подсоса воздуха к струе).

Часть струи завесы, поступающая в помещение, должна иметь температуру, близкую к температуре помещения. Только при этом условии работающая завеса не окажет влияния на тепловой режим помещения. В связи с этим для холодных цехов, как правило, необходим подогрев подаваемого в воздушную завесу воздуха. Температура подогрева воздуха определяется из условия, чтобы средняя температура воздуха, поступающего со струей в помещение, была близка к температуре воздуха в помещении.

Расчет воздушных завес периодического действия сводится к выбору расхода воздуха, подаваемого в завесу, угла наклона плоскости щели для выпуска воздуха при заданной ширине щели и к определению температуры подаваемого воздуха.

Воздушные завесы постоянного действия. В настоящее время широко применяется методика расчета таких завес, основанная на экспериментальных данных. Здесь следует отметить лишь обязательность учета работы завес постоянного действия в балансах воздуха и тепла в помещении, поскольку это позволяет расширить возможности этих устройств. Например, в небольших помещениях вентиляционную установку воздушной завесы можно использовать как агрегат воздушного отопления по схеме, показанной на рис. XIX.5, *а*, подогревая воздух, подаваемый в завесу. Количество тепла, которое воздух завесы отдает помещению, кДж/ч:

$$Q' = c_p G_{см} (t_{см} - t_в), \qquad (XIX.1)$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $G_{см}$ — расход воздуха, поступающего в помещение со струей завесы (вся струя или часть ее), кг/ч; $t_{см}$ — средняя температура воздуха части струи завесы, поступающей в помещение; $t_в$ — температура воздуха в помещении.

Воздушные завесы постоянного действия можно использовать также как приточные или вытяжные установки (рис. XIX.5, *б*, *в*). В последнем случае установка калорифера для подогрева воздуха необязательна.

Верхнюю часть высоких проемов, защищенных постоянно действующей воздушной завесой, можно использовать в качестве аэрационного проема для подачи наружного воздуха в помещение со значительными теплоизбытками (рис. XIX.5, *г*).

§ 99. ОСОБЕННОСТИ СТРУЙ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

Инженерная методика расчета воздушных завес, получившая распространение в настоящее время, основана на применении условного коэффициента расхода воздуха через проем, защищенный завесой. Зная из эксперимента зависимость этого коэффициента от расхода воздуха, подаваемого в завесу и проходящего через проем в помещение, можно подобрать производительность и геометрические характеристики завесы. Все зависимости представлены в безразмерном виде. Наиболее полно эта методика изложена в работах В. М. Эльтермана и в «Указаниях по расчету воздушных завес».

Методически интереснее рассмотреть работу воздушной завесы с позиций струйной теории.

Воздушная завеса у проема в наружном ограждении — это плоская неизотермическая струя, развивающаяся на границе двух сред, имеющих разную температуру. Перепад давлений снаружи и внутри помещения приводит к изменению положения оси струи. Исследование плоских струй проводилось многими авторами. При определенных допущениях, о которых сказано ниже, можно воспользоваться теорией струй для определения характеристик воздушной завесы.

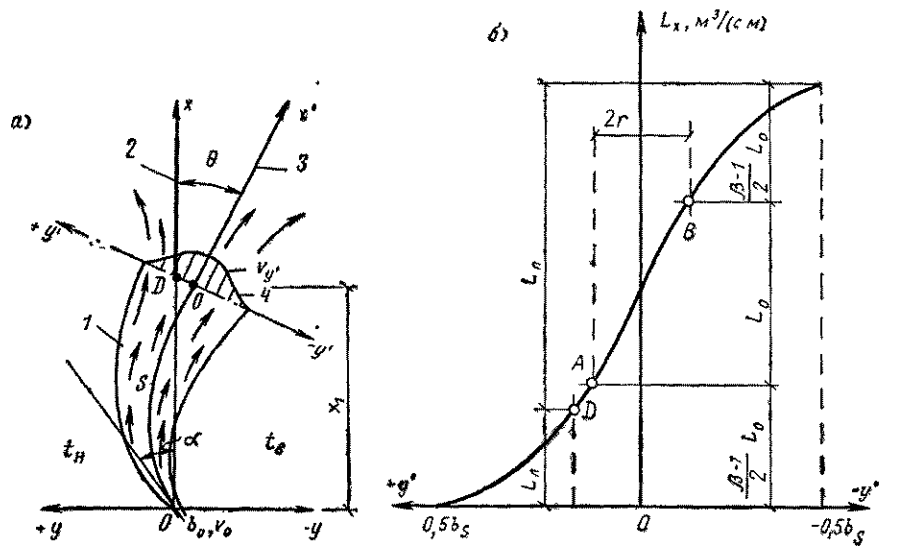


Рис XIX 6 Определение расхода воздуха в части сечения струи воздушной завесы

а — схема струи *1* — струя, *2* — вертикальная плоскость, разделяющая струю, *3* — направление оси струи в точке *O*; *4* — распределение скоростей в сечении струи, *б* — график изменения расхода воздуха в струе при перемещении вертикальной плоскости по сечению струи

Определение расхода воздуха в части сечения струи. Рассмотрим струю воздушной завесы (рис. XIX.6, *а*). Вертикальная плоскость, совпадающая с плоскостью открытого проема, делит струю на две части Поток воздуха в струе подходит к этой плоскости под некоторым углом θ Расположим вспомогательную систему координат $x'Oy'$ так, чтобы ось y' была перпендикулярна касательной к оси струи и проходила через кромку открытого проема (точка D). Ось x' — касательная к оси в точке O. Допустим, что точка D, в которой происходит деление струи, находится на расстоянии y' от точки O А сама точка O расположена на расстоянии S от начала рассматриваемой струи вдоль ее оси

Расход воздуха, м³/(с·м), в части сечения струи в плоскости $y'y'$ слева от точки D:

$$L_л = \int_{0,5b_S}^{y'} v_{y'}\, dy'. \qquad \text{(XIX.2)}$$

Расход воздуха в части сечения струи справа от точки D в той же плоскости

$$L_п = L_S - L_л, \qquad \text{(XIX.3)}$$

где L_S — расход воздуха в сечении струи, находящемся на расстоянии S от ее начала в пределах $0{,}5b_S > y' > -0{,}5b_S$ (здесь b_S — ширина струи, равная 0,416 S).

Распределение скоростей воздуха в сечениях струй воздушных завес изучено недостаточно. Есть утверждение В. М. Эльтермана, что даже при значениях угла $\theta > 30°$ профиль скоростей в струе воздушной завесы соответствует профилю скоростей, характерному для свободных струй. Поэтому для решения нашей задачи воспользуемся формулами для плоских свободных струй. Распределение скоростей $v_{y'}$ в сечении струи схематично показано на рис. XIX.6, *а*.

Если перемещать точку деления потока с левого края струи вправо, то изменение расхода $L_л$ можно представить в виде графика, изображенного на рис. XIX.6, *б*. В точке A плоскость делит струю на части, расход в которых составляет:

$$L_{лA} = \frac{\beta - 1}{2} L_0 \text{ и } L_{пA} = L_0 + \frac{\beta - 1}{2} L_0,$$

а в точке B — на части, расход в которых равен:

$$L_{лB} = L_0 + \frac{\beta - 1}{2} L_0 \text{ и } L_{пB} = \frac{\beta - 1}{2} L_0.$$

Здесь β — коэффициент увеличения расхода воздуха в струе

$$\beta = L_S / L_0 = 0{,}536 \sqrt{S/b_0} \text{ (по В. А. Бахареву)},$$

где L_0 и b_0 — соответственно секундный расход воздуха на 1 м длины щели и ширина щели.

Величина $\frac{\beta - 1}{2} L_0$ соответствует расходу воздуха, подмешивающегося с одной из сторон струи до сечения $y'y'$.

Характерно, что между точками A и B проходит расход воздуха, численно равный L_0 (назовем эту часть струи «ядром струи»). Ширина «ядра» $2r$ — функция b_0 и S — определена ниже.

Для определения расходов в левой и правой частях струи удобнее пользоваться формулами:

$$L_л = \beta L_0 B_л \text{ и } L_п = \beta L_0 B_п, \qquad \text{(XIX.4)}$$

где $B_л$ и $B_п$ — безразмерные коэффициенты, выражающие соответственно расходы $L_л$ и $L_п$ в долях L_S.

Для практических расчетов составлен график (рис. XIX.7), при пользовании которым следует учесть, что $B_п = 1 - B_л$. Используя график, можно решить и обратную задачу: при заданных расположении плоскости и расходе $L_п$ или $L_л$ определить v_0 и b_0 для данного проема.

Определение температуры воздуха в различных частях сечения струи воздушной завесы. Распределение избыточных температур в любом сечении плоской неизотермической струи можно описать формулой Шлихтинга:

$$\frac{t_y - t_\infty}{t_x - t_\infty} = \frac{\vartheta}{\vartheta_x} = 1 - \left(\frac{y'}{0{,}5 b_S} \right)^{1{,}5}, \qquad \text{(XIX.5)}$$

где t_y — температура воздуха в точке с координатами x, y; t_∞ — температура окружающего воздуха; t_x — температура по оси струи на расстоянии x от сечения на выходе из щели.

График изменения $\vartheta/\vartheta_x = f(y'/0{,}5 b_S)$ показан на рис. XIX.8, *а*.

Определение избыточной температуры в сечении струи в долях избыточной температуры по оси в том же сечении—прием, распространенный при исследовании и расчетах неизотермических струй. Задача нашего расчета — определение средней температуры в части сечения

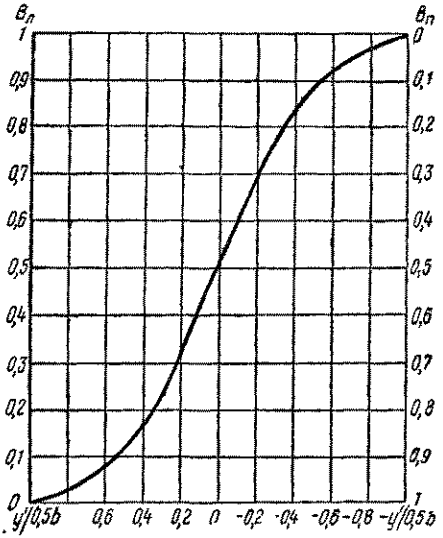


Рис. XIX.7. График для определения коэффициентов $B_л$ и $B_п$

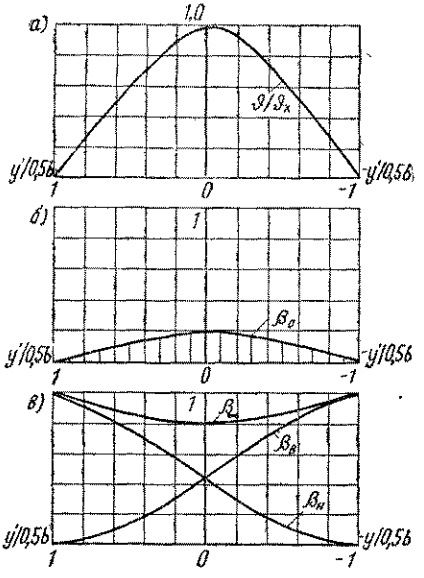


Рис. XIX.8. Распределение по сечению неизотермической струи

а — избыточной температуры ϑ/ϑ_x; *б* — коэффициента $\beta_0=\vartheta/\vartheta_0$; *в* — коэффициентов β_∞, $\beta_в$ и $\beta_п$

струи, поэтому удобнее воспользоваться несколько иной формой записи зависимостей.

Примем за условный нуль отсчета температур t_∞ и введем коэффициент β_0, определяющий отношение избыточных температур:

$$\beta_0 = \frac{t_y - t_\infty}{t_0 - t_\infty}.$$

Если за условный нуль отсчета принять температуру струи в сечении на выходе из щели t_0, то соответствующий коэффициент

$$\beta_\infty = \frac{t_y - t_0}{t_\infty - t_0}.$$

Очевидно, что сумма этих коэффициентов равна единице. Оба они являются функцией x и y. Изменение β_0 в произвольном сечении струи x показано на рис. XIX.8, *б*.

Используя эти коэффициенты, можно вычислить температуру воздуха в любой точке струи по формуле

$$t_y = \beta_0 t_0 + \beta_\infty t_\infty. \qquad \text{(XIX.6)}$$

Здесь коэффициенты β_0 и β_∞ имеют смысл долей единицы массы, попадающих в точку (x, y) с температурой t_0 и t_∞. Значения β_0 и β_∞ можно вычислить по формулам для неизотермических струй.

Этот же принцип суперпозиции можно применить, рассчитывая t_y для струи воздушной завесы. При разных температурах воздуха с двух сторон струи $t_н$ и $t_в$ и заданной температуре t_0 можно определить влияние каждой среды на формирование температуры в любой точке произ-

вольного сечения струи, повторив рассуждения и введя аналогичные коэффициенты:

$$t_y = \beta_0 t_0 + \beta_н t_н + \beta_в t_в. \qquad (XIX.7)$$

Характер изменения значений коэффициентов β_0, $\beta_н$ и $\beta_в$ в произвольном сечении струи x, определенных с использованием их очевидных свойств, показан на рис. XIX.8, *б*, *в*. Проведенные расчеты распределения температуры по сечению струи воздушных завес показали, что влияние начальной температуры t_0 с увеличением x быстро уменьшается. В сечении струи характерно резкое изменение температуры от $t_в$ на границе с внутренним воздухом до $t_н$ на границе с наружным воздухом. Следовательно, средние температуры левой и правой частей струи (см рис. XIX.6, *а*) сильно отличаются друг от друга и от средней температуры по всему сечению струи. Последняя определяется из уравнения баланса тепла в сечении x:

$$\beta L_0 \rho_{см} c_p t_{см} = L_0 \rho_0 c_p t_0 + \frac{\beta - 1}{2} L_0 \rho_н c_p t_н + \frac{\beta - 1}{2} L_0 \rho_в c_p t_в, \qquad (XIX.8)$$

где $\rho_{см}c_p$, $\rho_0 c_p$, $\rho_в c_p$, $\rho_в c_p$ — удельная объемная теплоемкость воздуха при соответствующих температурах.

Если принять, что плотность воздуха $\rho_{см} \approx \rho_0 \approx \rho_н \approx \rho_в$, то из уравнения (XIX.8) следует:

$$t_{см} = \frac{1}{\beta} t_0 + \frac{\beta - 1}{2\beta} (t_в + t_н). \qquad (XIX.9)$$

Средняя температура в части сечения струи рассчитывается по формуле, аналогичной формуле (XIX.7):
в левой части сечения струи

$$t_{см.л} = \beta_{0л} t_0 + \beta_{н.л} t_н + \beta_{в.л} t_в, \qquad (XIX.10)$$

в правой части сечения струи

$$t_{см.п} = \beta_{0п} t_0 + \beta_{н.п} t_н + \beta_{в.п} t_в, \qquad (XIX.11)$$

где $\beta_{i.л}$ и $\beta_{i.п}$ — средние интегральные коэффициенты по соответствующей части струи.

Для практических расчетов значения $\beta_{0л}$ и $\beta_{0п}$ при длине оси струи S можно определить по формулам:

$$\beta_{0л} = 3{,}12 \frac{a_{0л}}{\sqrt{S/b_0}}; \quad \beta_{0п} = 3{,}12 \frac{a_{0п}}{\sqrt{S/b_0}}, \qquad (XIX.12)$$

где $a_{0л}$ и $a_{0п}$ — средние интегральные значения числового коэффициента (рис. XIX.9, *а*).

Значения $\beta_{в.п}$ и $\beta_{н.п}$ для расчета средней температуры правой части струи приведены на рис. XIX.9, *б*. Здесь $\bar{x} = S/b_0$. Значения $\beta_{в.л}$ и $\beta_{н.л}$ можно определить по этому же рисунку, изменив шкалу $y'/0{,}5b_S$ на обратную.

Пример XIX.1 Определить расход воздуха и его среднюю температуру в правой части сечения струи воздушной завесы, если разделяющая струю плоскость проходит на 0,3 м правее оси струи (см. рис. XIX.6, *б*), $b_0 = 0{,}2$ м, $S = 3$ м, $v_0 = 10$ м/с, $t_н = -35°$ С (слева), $t_в = 18°$ С, $t_0 = 45°$ С.

Решение. 1. Расход воздуха, подаваемого на 1 м длины щели воздушной завесы:

$$L_0 = v_0 b_0 \cdot 1 = 10 \cdot 0{,}2 \cdot 1 = 2 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}).$$

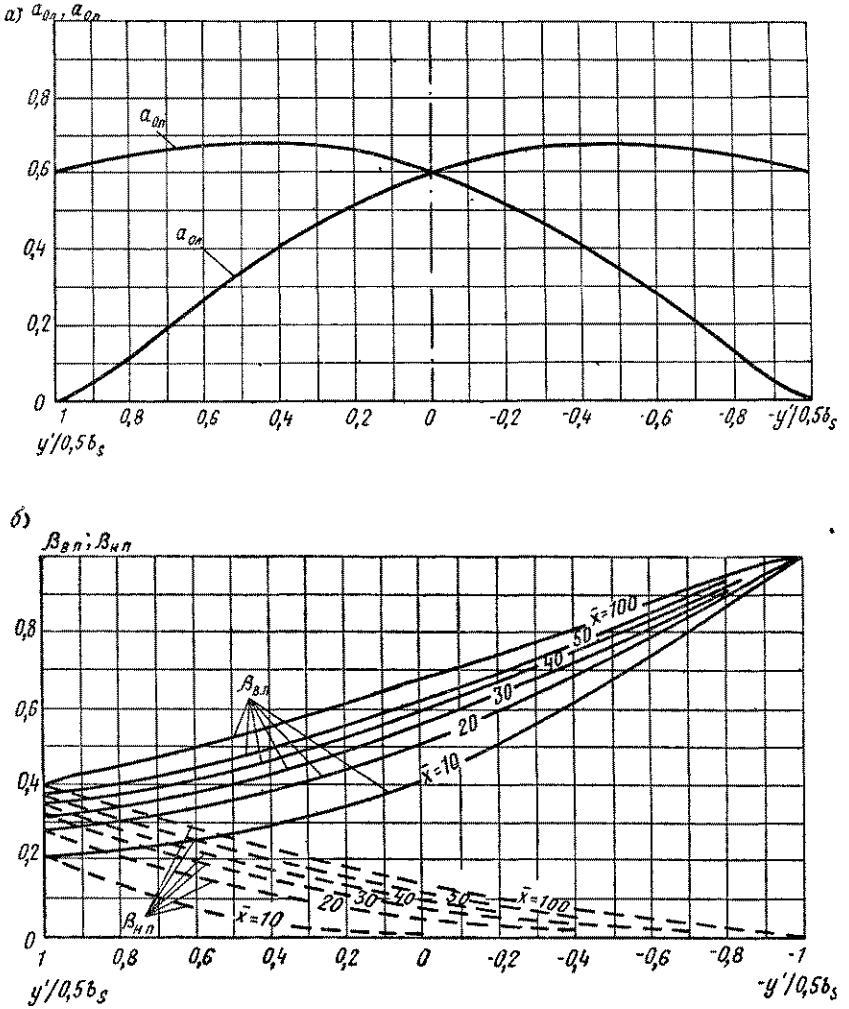


Рис. XIX 9. Графики зависимости интегральных значений коэффициентов $a_{0л}$ и $a_{0п}$ (*а*), $\beta_{в\,п}$ и $\beta_{н\,п}$ (*б*) от расположения вертикальной плоскости, разделяющей струю на две части

2. Ширина струи в сечении S·

$$b_S = 0{,}416S = 0{,}416 \cdot 3 = 1{,}25 \text{ м}.$$

Следовательно,

$$y'/0{,}5b_S = -0{,}3/(0{,}5 \cdot 1{,}25) = -0{,}48.$$

3. Коэффициент увеличения расхода в струе

$$\beta = 0{,}536\sqrt{S/b_0} = 0{,}536\sqrt{3/0{,}2} = 2{,}08.$$

•• По графику на рис. XIX.7 коэффициент $B_п = 0{,}125$. Следовательно, по формуле (XIX 4) искомый расход

$$L_п = 2{,}08 \cdot 2 \cdot 0{,}125 = 0{,}52 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}).$$

4. По графику на рис XIX.9, *а* определяем $a_{0п}=0{,}36$. Следовательно, $\beta_{0п}=3{,}12\times 0{,}36/\sqrt{3/0{,}2}=0{,}29$. По рис. XIX.9, *б* при $\bar{x}=S/b_0=15$ определяем $\beta_{в.п}=0{,}71$ и $\beta_{н.п}=0{,}01$. Проверим значения найденных коэффициентов β_i:

$$\beta_{0п}+\beta_{в.п}+\beta_{н.п}=0{,}29+0{,}71+0{,}01=1{,}01\approx 1.$$

5. По формуле (XIX.11) искомая температура

$$t_{см.п}=0{,}29\cdot 45+0{,}71\cdot 18+0{,}01\,(-35)=13{,}1+12{,}8-0{,}4=25{,}5^\circ\text{ С}.$$

Уравнение оси струи воздушной завесы можно вывести, воспользовавшись теоремой о количестве движения. Уравнение оси струи для случая постоянной по высоте проема разности давлений $p_н-p_0$ получено проф. С. Е. Бутаковым. Его решение можно применить для расчета воздушных завес с горизонтальным направлением струи (ось x горизонтальна):

$$y_{гор}=x\operatorname{tg}\alpha-A_{гор}x^2, \qquad \text{(XIX.13)}$$

где $A_{гор}=(p_н-p_0)/\left(2b_0\rho_0 v_0^2\cos\alpha\right)$.

Здесь $p_н$ — давление воздуха снаружи, Па; α — угол между вертикальной плоскостью и направлением выхода струи из щели воздушной завесы.

Повторив прием С. Е. Бутакова для переменного по высоте перепада давлений с двух сторон ограждения, можно получить уравнение оси вертикальной струи:

$$y_{вёрт}=x\operatorname{tg}\alpha-A_{верт}x^2+B_{верт}x^3, \qquad \text{(XIX.14)}$$

где

$$A_{верт}=\left(p_{н.макс}-p_0\right)/\left(2b_0\rho_0 v_0^2\cos\alpha\right);$$

$$B_{верт}=\frac{\Delta\rho g}{6b_0\rho_0 v_0^2\cos\alpha}.$$

Здесь $\Delta\rho$ — разность плотности наружного и внутреннего воздуха.

Уравнения (XIX.13) и (XIX.14) выведены в предположении, что расход воздуха, подсасываемого к струе с двух сторон, одинаков, что $\rho_0\approx\rho_в\approx\rho_н=\rho$, а закономерности распределения скоростей по сечению струи соответствуют изотермической струе (струи воздушных завес близки к слабонеизотермическим струям). При выводе уравнений (XIX.13) и (XIX.14) не учтено взаимодействие встречных струй и стеснение, оказываемое на струю конструкциями проема. Однако результаты расчета по предлагаемому способу дают хорошую сходимость с экспериментальными данными.

Уравнение оси струи дает возможность рассчитать начальную скорость струи v_0 при условии, что ось пройдет через точку с заданными координатами x_1, y_1. Например, для вертикальных завес при направлении струи снизу вверх

$$v_0=x_1\sqrt{\frac{\Delta p_{макс}-\frac{1}{3}\Delta\rho g x_1}{2b_0\left(x_1\operatorname{tg}\alpha-y_1\right)\rho\cos\alpha}}. \qquad \text{(XIX.15)}$$

Для завес с горизонтальным направлением струи (выходящих из боковых вертикальных щелей) скорость выхода воздуха из щели изменяется по высоте (так как Δp зависит от h):

$$v_0=x_1\sqrt{\frac{\Delta p}{2b_0\left(x_1\operatorname{tg}\alpha-y_1\right)\rho\cos\alpha}}. \qquad \text{(XIX.16)}$$

Величина Δp на произвольном вертикальном расстоянии h от пола равна:

$$\Delta p = \Delta p_{макс} - \Delta \rho g h \quad \text{(см гл. XVII)}.$$

Используя полученные закономерности, можно наметить последовательность расчета воздушных завес у проемов в наружных ограждениях.

§ 100. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

Завесы периодического действия. При работе воздушной завесы периодического действия воздушный и тепловой режимы помещения не должны меняться. Поэтому при определении расхода воздуха, подаваемого в завесу, можно руководствоваться распределением давлений, полученным при расчете воздушного режима помещения (при закрытом проеме и недействующей завесе). Такой расчет проводят для определения теплопотерь от инфильтрации, площадей аэрационных проемов для холодного периода года и площадей сечения вытяжных шахт.

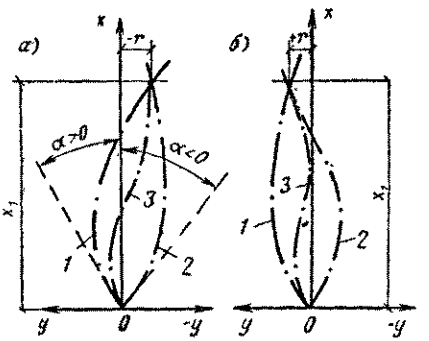


Рис. XIX.10. Схемы положения осей струй воздушных завес периодического действия

а — при внутреннем воздухозаборе; *б* — при наружном воздухозаборе; *1* — при $p_0 < p_н$ по всей высоте проема; *2* — при $p_0 > p_н$ по всей высоте проема; *3* — при $p_0 < p_н$ в нижней части проема и $p_0 > p_н$ в его верхней части (r — полуширина «ядра струи»; x_1 — расстояние до конца рабочего участка струи)

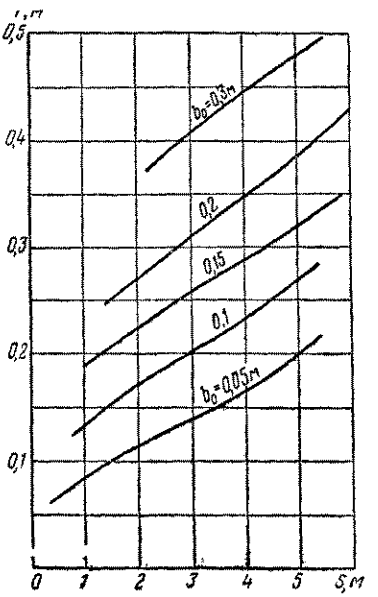


Рис. XIX.11. Зависимость полуширины «ядра струи» r от протяженности оси струи S при различной ширине щели b_0

При этом могут встретиться три случая: 1) $p_0 < p_н$ по всей высоте проема; 2) $p_0 > p_н$ по всей высоте проема; 3) $p_0 < p_н$ в нижней части проема и $p_0 > p_н$ в его верхней части. В первом и третьем случаях плоскость струи завесы должна быть наклонена в сторону наружного воздуха, т. е. $\alpha > 0$, во втором случае $\alpha < 0$ (рис. XIX.10).

Для соблюдения баланса воздуха, подаваемого воздушной завесой в помещение и забираемого из него, необходимо, чтобы ось струи завесы прошла через точку с координатами $x = x_1$ и $y = -r$ при внутреннем воздухозаборе; $x = x_1$ и $y = r$ при наружном воздухозаборе. Здесь x_1 — расстояние от сечения на выходе из щели до плоскости деления струи: при нижней подаче — это высота проема, при боковой подаче — это ширина или полуширина проема; r — полуширина ядра струи.

Для инженерных расчетов составлен график зависимости значения r от ширины щели и протяженности оси струи S (рис. XIX.11). Значение S из условия устойчивой работы воздушной завесы принимается около $1{,}05\,x_1$.

Для сохранения баланса тепла в помещении при работе завесы необходимо, чтобы средняя температура части струи, попадающей в помещение, равнялась температуре воздуха помещения. Это условие можно записать в виде зависимости для температуры подаваемого воздуха, используя формулу (XIX.11) при $t_{см.п}=t_в$:

$$t_0=\frac{t_в(1-\beta_{в.п})-\beta_{н.п}t_н}{\beta_{0п}}. \qquad \text{(XIX.17)}$$

Расчет периодически действующих завес проводят в определенной последовательности.

1. При расчете воздушного режима здания (расчете теплопотерь от инфильтрации, расчете аэрации) определяют давление воздуха в помещении и снаружи.

2. Задаваясь конструкцией и видом воздушной завесы (направление струи, наличие подогрева, место воздухозабора) определяют ширину щели b_0 (из условия, что площадь щели составляет $^1/_{30}$—$^1/_{40}$ площади проема). Такое соотношение площадей соответствует оптимуму приведенных затрат на устройство завесы.

В зависимости от вида воздушной завесы определяют $\Delta p_{макс}$ (для завес с нижней подачей воздуха) или Δp (для завес с боковой подачей воздуха). В последнем случае Δp определяют для нескольких уровней по высоте проема.

3. По формуле (XIX.15) или (XIX.16) при условии $y_1=-r$ (при внутреннем воздухозаборе) либо $y_1=r$ (при наружном воздухозаборе) вычисляют начальную скорость струи v_0. Значение r принимают по графику на рис. XIX.11.

4. Для значения y_1, указанного в п. 3, определяют коэффициенты $\beta_{0п}$, $\beta_{н.п}$ и $\beta_{в.п}$ по формуле (XIX.12) и графикам на рис. XIX.9. По формуле (XIX.17) вычисляют температуру воздуха, подаваемого в завесу. Если t_0 окажется выше 70° С — температуры, допустимой строительными нормами, то задаются следующим бóльшим стандартным размером щели и повторяют расчет, начиная с п. 3.

5. Определяют секундный расход воздуха на 1 м длины щели завесы: $L_0=v_0b_0\cdot 1$.

6. Подсчитывают массовый расход воздуха на завесу, кг/ч:

$$G_з=L_0l_щ\cdot 3600\rho_0, \qquad \text{(XIX.18)}$$

где $l_щ$ — длина щели завесы, м, равная $B_{вор}$, $H_{вор}$ или $2H_{вор}$ в зависимости от конструкции завесы и направления струи; ρ_0 — плотность воздуха, подаваемого в завесу.

7. Определяют затраты тепла на подогрев воздуха, подаваемого в завесу, кДж/ч:

$$Q_з^{'}=c_p\,G_з\,(t_0-t_{вх}), \qquad \text{(XIX.19)}$$

где $t_{вх}$ — температура воздуха, входящего в калорифер установки, равная $t_в$ или $t_н$ в зависимости от места воздухозабора.

8. Проводят обычным путем аэродинамический расчет воздуховодов завесы и подбирают калориферы.

Пример XIX.2. Рассчитать параметры периодически действующей воздушной завесы с нижней подачей воздуха для ворот, если $H_{вор}=3$ м, $B_{вор}=3{,}2$ м, $t_н=-35°$ С и $t_в=20°$ С.

Решение 1. Допустим, что из расчета воздушного режима здания известно $\Delta p_{макс}=20$ Па. Определяем $\Delta\rho\approx 0{,}005\Delta t=0{,}005(20+35)=0{,}275$ кг/м³.

2. Принимаем воздушную завесу с внутренним воздухозабором и $\alpha=30°$. Ширина щели $b_0=3/30=0{,}1$ м.

3. При значении $S=1{,}05\ H_{вор}=3{,}15$ м по графику на рис. XIX.11 находим $r=0{,}21$ м; принимаем $y_1=-0{,}21$ м, $x_1=H_{вор}=3$ м, $\rho_0\approx 1{,}2$ кг/м³.

По формуле (XIX.15) определяем скорость струи на выходе из щели:

$$v_0=3\left[\frac{20-0{,}33\cdot 0{,}275\cdot 9{,}8\cdot 3}{2\cdot 0{,}1\,(3\cdot 0{,}58+0{,}21)\,1{,}2\cdot 0{,}867}\right]^{1/2}=19{,}7\ \text{м/с}.$$

4 Определяем безразмерную координату при $y'\approx r$ и $S=3{,}15$ м:

$$y'/0{,}5b_S=0{,}21/(0{,}5\cdot 0{,}416\cdot 3{,}15)=0{,}32.$$

По графику на рис. XIX.9, *а* $a_{0п}=0{,}68$; следовательно, по формуле (XIX.12):

$$\beta_{0п}=3{,}12\cdot 0{,}68/\sqrt{3{,}15/0{,}1}=0{,}38.$$

По графику на рис. XIX.9, *б* при $\bar{x}=3{,}15/0{,}1=31{,}5$ находим $\beta_{в.п}=0{,}45$; $\beta_{н.п}=0{,}14$ ($\Sigma\beta_i\approx 1$).

Температура воздуха, подаваемого в завесу, по формуле (XIX.17):

$$t_0=[20\,(1-0{,}45)-0{,}14\,(-35)]/0{,}38=41{,}8°\,\text{С},$$

т. е. нужен подогрев на 41,8—20=21,8° С.

5. Расход воздуха на 1 м длины щели $L_0=19{,}7\cdot 0{,}1\cdot 1=1{,}97$ м³/(с·м).

6. Общий массовый расход воздуха при $l_щ=B_{вор}$:

$$G_з=1{,}97\cdot 3{,}2\cdot 3600\cdot 1{,}2=27\,200\ \text{кг/ч}.$$

7. Затраты тепла на подогрев воздуха

$$Q_з'=1\cdot 27\,200\cdot 21{,}8=590\,000\ \text{кДж/ч}.$$

Пример XIX.3. Рассчитать параметры периодически действующей воздушной завесы с боковой двусторонней подачей воздуха, если $H_{вор}=3$ м, $B_{вор}=3{,}2$ м, $t_н=-30°$ С, $t_в=15°$С и $\Delta p_{макс}=20$ Па.

Решение. 1. Определяем $\Delta\rho\approx 0{,}005\Delta t=0{,}005(15+30)=0{,}225$ кг/м³.

Задаемся значениями h и определяем $\Delta p=\Delta p_{макс}-h\Delta\rho g$:

h, м	Δp, Па
0	$\Delta p_{макс}=20$
1	$20-1\cdot 0{,}225\cdot 9{,}8=17{,}8$
2	$20-2\cdot 0{,}225\cdot 9{,}8=15{,}6$
3,2	$20-3{,}2\cdot 0{,}225\cdot 9{,}8=13$

2. Принимаем воздушную завесу с внутренним воздухозабором и $\alpha=30°$. Ширина щели $b_0=3\cdot 3{,}2/(2\cdot 30\cdot 3)=0{,}054$ м. Принимаем $b_0=0{,}05$ м.

3. По значению $S=1{,}05\cdot 0{,}5B_{вор}=1{,}05\cdot 0{,}5\cdot 3{,}2=1{,}68$ м по графику на рис. XIX.11 определяем $r=0{,}11$ м; принимаем $y_1=-0{,}11$ м, $x_1=0{,}5\cdot 3{,}2=1{,}6$ м.

Скорость выхода из щели по формуле (XIX.16):

$$v_0=1{,}6\left[\frac{\Delta p}{2\cdot 0{,}05\,(1{,}6\cdot 0{,}58+0{,}11)\,1{,}2\cdot 0{,}867}\right]^{1/2}=4{,}86\sqrt{\Delta p}.$$

Вычисляем значения скорости выхода струи на разных уровнях:

h, м	0	1	2	3,2
v_0, м/с	21,8	20,6	19,3	17,6

В расчете раздающего воздуховода следует учитывать это распределение скоростей по длине щели.

4. Безразмерная координата при $y'=r$ и $S=1{,}05x_1=1{,}68$ м:

$$y'/0{,}5b_S=0{,}11/(0{,}5\cdot 0{,}416\cdot 1{,}68)=0{,}314.$$

По графику на рис. XIX.9, *а* $a_{оп}=0{,}68$. Следовательно, по формуле (XIX.12) $\beta_{оп}=3{,}12\cdot 0{,}68/\sqrt{1{,}68/0{,}05}=0{,}366$.

При $x=1{,}68/0{,}05=33{,}6$ по графику на рис. XIX.9, *б* $\beta_{в.п}=0{,}47$ и $\beta_{н.п}=0{,}15$.

По формуле (XIX.17) температура подаваемого воздуха

$$t_0=[15\,(1-0{,}47)-0{,}15\,(-30)]/0{,}366=34^\circ\text{C}.$$

5. Расход воздуха на 1 м длины щели $L_0\approx 0{,}05\cdot 1\,(21{,}8+17{,}6)/2=0{,}99$ м³/(с·м).
6. Общий расход воздуха $G_з=0{,}99\cdot 2\cdot 3\cdot 3600\cdot 1.2=25\,600$ кг/ч.
7. Затраты тепла $Q'^{з}=1\cdot 25\,600\,(34-15)=486\,000$ кДж/ч.

Завесы постоянного действия. Последовательность расчета воздушной завесы постоянного действия зависит от дополнительных требований, предъявляемых к этому устройству.

Если дополнительных требований нет, то расчет можно проводить аналогично рассмотренному выше для завес периодического действия. Разница заключается в необязательности выполнения условий $y_1=\pm r$ и $t_{см}\approx t_в$. Однако при несоблюдении этих условий обязателен учет влияния воздушной завесы при составлении балансов воздуха и тепла в помещении.

Если воздушная завеса будет использована в качестве дополнительного агрегата воздушного отопления, последовательность расчета пп. 1—5 может быть сохранена. Температура воздуха, подаваемого в завесу, в этом случае определяется по формуле

$$t_0=\frac{t_{см.п}-\beta_{в.п}t_в-\beta_{н.п}t_н}{\beta_{оп}},\qquad\text{(XIX.20)}$$

где $t_{см.п}$ — температура приточного воздуха при вентиляции, совмещенной с отоплением, вычисляемая по формуле

$$t_{см.п}=t_в+\frac{Q'_{доп}}{c_p\rho_{см}L_{см.п}t_{щ}\cdot 3600},\qquad\text{(XIX.21)}$$

где $Q'_{доп}$ — дополнительная отопительная нагрузка на завесу, кДж/ч.

Если воздушная завеса используется в качестве приточного агрегата, при ее расчете целесообразно принимать $y_1\approx -0{,}5b_S$, т. е. условие, при котором вся струя завесы входит в помещение. В этом случае завесы должны проектироваться с наружным воздухозабором.

При использовании воздушной завесы в качестве вытяжной установки целесообразно принимать $y_1\approx +0{,}5b_S$ (вся струя завесы выйдет наружу). В этом случае рекомендуется устройство внутреннего воздухозабора.

В последних двух случаях при расчете необходимо учитывать, что возможности завес подавать и удалять воздух небезграничны (при больших расходах увеличивается b_0 и решение выходит за рамки экономической целесообразности).

Глава XX

СОВМЕЩЕНИЕ ВЕНТИЛЯЦИИ С ВОЗДУШНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

§ 101. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ

В помещениях промышленных зданий, требующих обогрева и устройства приточной вентиляции, целесообразно применять воздушное отопление. В этом случае для отопления используются все элементы вентиляционной установки — воздуховоды, вентилятор, электродвигатель и пр.; при этом приходится только соответственно увеличивать площадь поверхности нагрева калориферов. Поэтому такие совмещенные установки воздушного отопления и вентиляции являются наиболее экономичными. Системы воздушного отопления могут быть подразделены на централизованные и децентрализованные.

Централизованные системы — это системы воздушного отопления, совмещенные с системами приточной вентиляции.

Децентрализованные системы могут быть двух видов: а) с воздушно-отопительными агрегатами большой производительности с сосредоточенной подачей воздуха в помещения большого объема; б) с воздушно-отопительными агрегатами небольшой производительности, устанавливаемыми в помещениях, в которых не могут быть применены агрегаты большой производительности.

По качеству приточного воздуха системы воздушного отопления могут быть подразделены на рециркуляционные, с частичной рециркуляцией и прямоточные без рециркуляции.

Рециркуляционные системы применяют в помещениях, в которых отсутствуют выделения вредных веществ.

Системы с частичной рециркуляцией применяют в помещениях с избытками тепла, когда количество приточного воздуха, требуемого для поглощения теплоизбытков, превышает количество воздуха, необходимого для компенсации вытяжки местных отсосов. В нерабочее время эти системы могут действовать как рециркуляционные, если в помещениях исключена возможность остаточных выделений вредных веществ первого и второго класса опасности.

Прямоточные системы без рециркуляции применяют в следующих случаях: а) при содержании в воздухе помещения болезнетворных бактерий, вирусов и грибков; б) при наличии в воздухе помещений резко выраженных неприятных запахов; в) при выделении в воздух помещения вредных веществ первого, второго и третьего классов опасности.

Максимальная температура подаваемого в помещения воздуха при подаче его на высоте более 3,5 м от пола составляет 70° С, при подаче его на высоте 3,5 м от пола и на расстоянии более 2 м от рабочего места — 45° С. При этом расчетом должно быть подтверждено, что при проектировании той или иной системы воздушного отопления в рабочей зоне обеспечены внутренние условия, отвечающие требованиям СН 245-71.

§ 102. РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

При воздушном отоплении теплоносителем является нагретый воздух.

Воздух для отопления помещения поступает в количестве $G_{от}$, кг/ч, нагретым до температуры $t_п$ и, охлаждаясь до температуры $t_в$, возмещает теплопотери помещения $Q_{от}$, т. е.:

$$Q_{от} = G_{от} c \left(t_п - t_в\right), \qquad (XX.1)$$

где $Q_{от}$ — расход тепла для отопления помещения, Вт (ккал/ч); c — удельная теплоемкость воздуха.

Массовое количество воздуха, подаваемого для отопления помещения:

$$G_{от} = \frac{Q_{от}}{c\left(t_п - t_в\right)}. \qquad (XX.2)$$

Объемное количество подаваемого воздуха

$$L_{от} = \frac{G_{от}}{\rho_п}, \qquad (XX.3)$$

где $\rho_п$ — плотность подаваемого воздуха, кг/м³, при температуре $t_п$.

Необходимый воздухообмен в помещении при воздушном отоплении определится как

$$L_п = \frac{G_{от}}{\rho_в}, \qquad (XX.4)$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м³, в помещении при температуре $t_в$.

Из формулы (XX.2) видно, что при повышении температуры приточного воздуха $t_п$ массовое количество воздуха, необходимого для отопления, уменьшается. Это дает возможность в механических системах кроме уменьшения сечения каналов сокращать расход электроэнергии на перемещение воздуха.

При проектировании воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией, температуру приточного воздуха $t_п$ определяют по формуле

$$t_п = t_{р.з} + \frac{Q_{от}}{cG}, \qquad (XX.5)$$

где $t_{р.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне помещения, °С; G — массовое количество приточного воздуха, кг/ч.

Если температура приточного воздуха (температура перегрева) при воздушном отоплении окажется выше допустимой, то для ее снижения следует увеличить массовое количество приточного воздуха.

При полной рециркуляции воздуха теплопроизводительность калориферов соответствует теплопотерям цеха и $Q_{от}$ определится как

$$Q_{от} = cG_р\left(t_п - t_в\right), \qquad (XX.6)$$

откуда массовое количество рециркуляционного воздуха, кг/ч, выразится зависимостью

$$G_р = \frac{Q_{от}}{c\left(t_п - t_в\right)}. \qquad (XX.7)$$

Если к рециркуляционному воздуху подмешивается наружный воздух в количестве $G_н$ при температуре $t_н$, то в этом случае необходима дополнительная теплопроизводительность калориферов:

$$Q_{доп} = cG_н(t_п - t_н). \qquad (XX.8)$$

Оставляя то же массовое количество общего воздуха G, при частичной рециркуляции необходимую температуру приточного воздуха получим на основании равенства

$$Q_{от} + Q_{доп} = cG(t_п - t_{см}), \qquad (XX.9)$$

где $t_{см} = \frac{t_н + nt_в}{1+n}$ и $n = \frac{G_р}{G_н}$.

Для приточной отопительно-вентиляционной системы, работающей на наружном воздухе, расход тепла определится как

$$Q_{от} = cG_н(t_п - t_н), \qquad (XX.10)$$

где $G_н$ — массовое количество наружного воздуха, кг/ч.

Постоянно действующие системы отопления в цехах с тепловыделениями устраивают только тогда, когда зимний тепловой баланс отрицателен, т. е. когда теплопотери превышают тепловыделения.

Наиболее целесообразно отопление производственных помещений местными рециркуляционными воздушно-отопительными агрегатами (децентрализованная система воздушного отопления), располагаемыми либо на колоннах, либо вблизи наружных стен.

Если постоянные рабочие места расположены на расстоянии 2 м и менее от наружных стен и окон, то рекомендуется устраивать дополнительно центральное водяное отопление с использованием в качестве нагревательных приборов радиаторов и ребристых труб. Расчет его ведется из условия поддержания температуры в рабочей зоне 5° С.

На выходные дни или в ночные часы, когда работа не выполняется, необходимо устройство дежурного отопления для поддержания внутри цеха температуры 5° С. Дежурное отопление должно осуществляться во всех случаях, если расчетная наружная температура для отопления ниже —15° С.

Вопрос о том, какой вид отопления необходимо применять, решается на основе технико-экономических расчетов. Если в цехе имеется одна крупная приточная установка сравнительно большой мощности, то эксплуатировать ее в режиме полной рециркуляции нецелесообразно. Иногда для отопления следует установить несколько воздушно-отопительных агрегатов. Если приточных вентиляционных установок в цехе несколько и тепловая мощность одной из этих установок близко совпадает с количеством тепла, необходимого для целей дежурного отопления, то целесообразно эту установку использовать в качестве отопительной в режиме полной рециркуляции воздуха. Имеющаяся площадь поверхности калориферов этой установки должна быть проверена в режиме воздушного отопления, так как температура воздуха, забираемого из цеха, составит 5° С, т. е. окажется значительно выше, чем в обычном расчетном вентиляционном режиме. Средняя температура нагреваемого в калорифере воздуха также возрастет, расчетный перепад температур теплоносителя и воздуха уменьшится, и это приведет к снижению теплопроизводительности калориферов.

Расчет воздушного отопления промышленных зданий с сосредоточенной подачей воздуха и воздушного отопления жилых и общественных зданий подробно изложен в ч. I учебника (гл. VII) и поэтому здесь не рассматривается.

§ 103. ВОЗДУШНО-ОТОПИТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Если рециркуляция воздуха допустима, применяют простейшие воздушно-отопительные агрегаты. Особенно широкое применение они получили в системах воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха. В зависимости от назначения такие агрегаты изготовляют двух типов: для работы при полной рециркуляции воздуха помещений (отопительные) и для работы на рециркуляционном воздухе с большим процентом подмешивания наружного воздуха (воздушно-отопительные).

В зависимости от конструкции агрегаты можно устанавливать на полу на фундаментах, подвешивать на подвесках у потолка или устанавливать на колоннах (на кронштейнах).

Количество агрегатов для воздушного отопления может быть определено по формуле

$$n = \frac{Q_{от}}{q}, \qquad (XX.11)$$

где $Q_{от}$ — количество тепла, необходимого для отопления помещения; q — теплопроизводительность одного агрегата.

Применяют воздушно-отопительные агрегаты АПВ, АПВС, СТД-100 и СТД-300М, работающие на паре или на воде, и отопительный агрегат АГ-53.

Пароводяные агрегаты АПВ (рис. XX.1) марок 200-140 и 280-190 состоят из пластинчатых многоходовых калориферов с коридорным расположением трубок и работают на паре или на воде. В агрегатах на одной оси с электродвигателем установлены осевые вентиляторы типа О6-320-8 и О6-320-10, заключенные с калориферами в общий кожух с входным коническим коллектором. Первая цифра марки агрегата обозначает его теплопроизводительность, тыс. ккал/ч, при теплоносителе паре, вторая цифра — при теплоносителе воде с параметрами $t_т =$

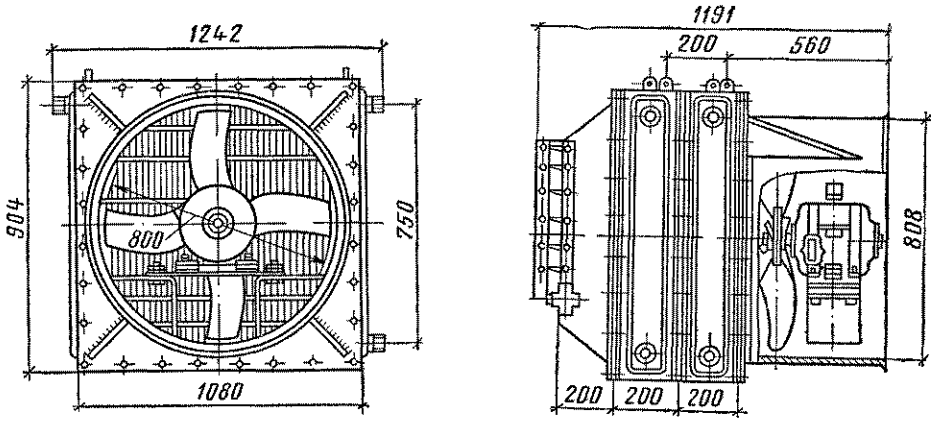


Рис. XX.1. Воздушно-отопительный агрегат АПВ 200-140

$=130°$ С, $t_0=70°$ С. Агрегат монтируется на раме из швеллера, что позволяет устанавливать его и на кронштейнах и на полу.

Пароводяные агрегаты АПВС (рис. XX.2) марок 50-30, 70-40 и 110-80 могут быть подвешены на петлях или установлены на кронштейнах. Агрегаты этого типа имеют спирально-навивные многоходовые ка-

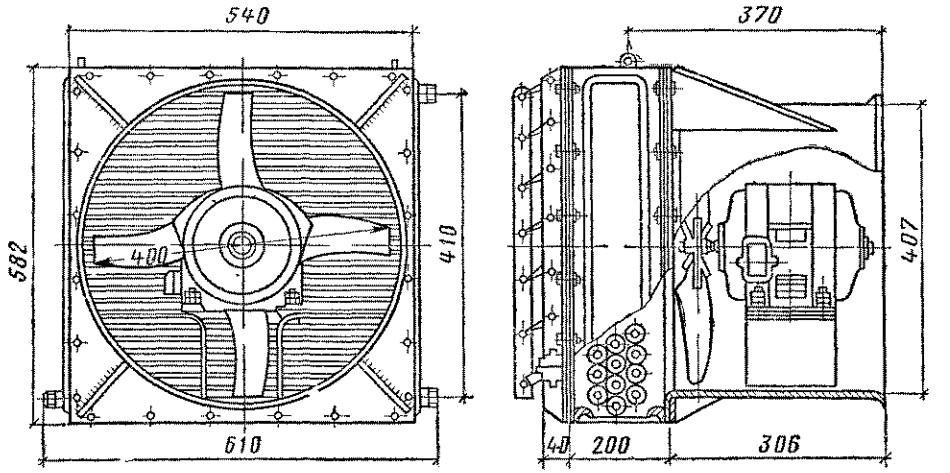
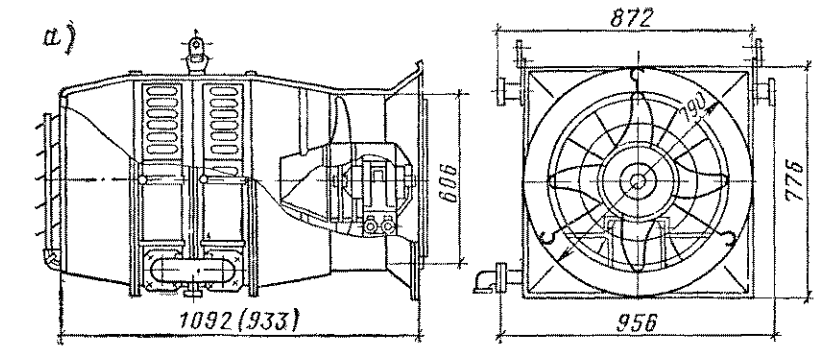


Рис. XX 2 Воздушно-отопительный агрегат АПВС 50-30



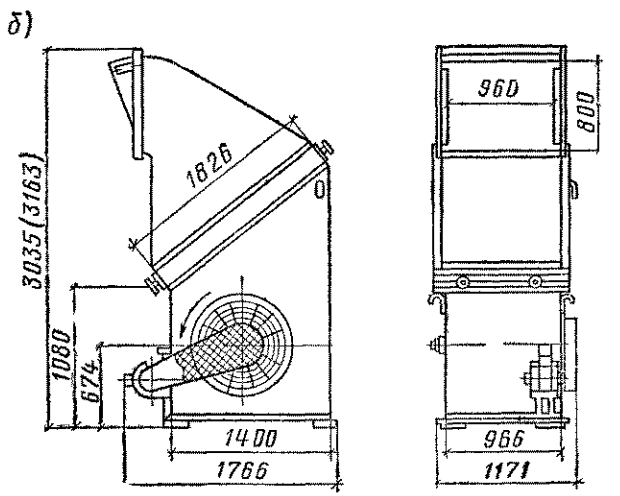


Рис XX 3 Воздушно-отопительные агрегаты СТД

а — СТД-100 (размеры в скобках при работе агрегата на паре, *б* — СТД 300М (размеры в скобках при работе агрегата на воде)

лориферы, работающие на паре или на воде. От агрегатов АПВ их отличают меньшая воздухопроизводительность, теплопроизводительность и масса. Значение цифр в марках агрегатов то же, что и в агрегатах АПВ.

Агрегаты СТД-100 (рис. XX.3,*а*) и **СТД-300М** (рис. XX.3,*б*). Агрегаты СТД-100 выпускаются подвесными, а СТД-300М — напольными. Цифры 100 и 300 обозначают теплопроизводительность при паре и воде. У обоих агрегатов число рядов калориферов по ходу воздуха зависит от вида теплоносителя: при работе на паре устанавливают один ряд одноходовых калориферов, при работе на воде — два ряда многоходовых калориферов, соединяемых последовательно по теплоносителю. Паровые агрегаты СТД-300М имеют два калорифера, а водяные — четыре, расположенные в два ряда по ходу воздуха. Агрегат СТД-300М имеет центробежный вентилятор Ц4-70 № 8 двустороннего всасывания, а агрегат СТД-100 — осевой четырехлопастной вентилятор типа Ц3-04.

В табл. XX.1 приводятся некоторые данные о воздушно-отопительных агрегатах.

Таблица XX.1

Характеристика воздушно-отопительных агрегатов

Агрегат	Площадь поверхности нагрева, м²	Воздухопроизводительность, кг/ч	Теплопроизводительность Q, Вт(ккал/ч), и температура t, °С, при обогреве				Скорость воздуха, м/с	Масса, кг
			паром — p=19,6·10⁵ Па (2 кгс/см²)		водой — 150/70			
			Q	t	Q	t		
АПВ-200-140	85,2	167 000	233 000(200 000)	66	162 820(140 000)	50,8	6,14	600
АПВ-280-190	121,5	22 600	316 000(280 000)	67,7	211 000(190 000)	51	7,1	813
АПВС-50-30	10,85	3960	58 100(50 000)	100,7	34 900(30 000)	67	4,15	100
АПВС-70-40	18,3	4680	78 700(68 500)	77	44 300(39 000)	50,8	2,8	163
АПВС-110-80	29,4	8280	127 930(110 000)	71,3	93 000(80 000)	56,2	3,2	220
СТД-100 (пар)	24,3	10 700	116 300(100 000)	55	—	—	7,6	178
СТД-100 (вода)	48,6	10 360	—	—	112 810(97 000)	55	7,3	299
СТД-300М (пар)	79,4	345 000	297 700(256 000)	47	—	—	11,8	840
СТД-300М (вода)	158,8	300 000	—	—	383 800(330 000)	61,3	10,3	1187

Глава XXI

ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХ

§ 104. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В результате технологических и бытовых процессов в воздух помещения поступают тепло и влага. Для поддержания заданных температурно-влажностных условий в помещении необходимо подавать в него приточный воздух с определенными параметрами. Параметры наружного воздуха изменяются во времени. В отдельные периоды года, особенно летом и зимой, они могут заметно отличаться от необходимых параметров приточного воздуха. Поэтому прежде чем подать наружный воздух в помещение, его необходимо специально обработать, придав ему определенные кондиции. *Процесс создания и поддержания определенных параметров воздушной среды называют кондиционированием воз-*

духа. Обычно при кондиционировании воздуха его в основном подвергают тепловлажностной обработке.

В жаркие летние дни наружный воздух имеет высокую температуру и большую влажность. Перед подачей в помещение такой воздух необходимо охладить, а иногда и осушить. Зимой наружный воздух имеет низкую температуру и небольшую влажность, поэтому перед подачей в помещение его приходится нагревать и увлажнять.

Тепловлажностной обработке воздух подвергают в установках, называемых *кондиционерами*. Установки кондиционирования воздуха имеют специальные устройства для определенных видов его обработки. Нагревают воздух обычно в калориферах, где он получает тепло от оребренных или гладких поверхностей трубок, по которым протекает теплоноситель. Охлаждение воздуха осуществляется в поверхностных или в контактных воздухоохладителях. В поверхностных воздухоохладителях воздух отдает тепло поверхностям трубок, по которым пропускают холодную воду или другой холодоноситель. Если эти поверхности имеют температуру ниже точки росы, то на них выпадает влага из воздуха, и последний не только охлаждается, но и осушается. Поверхности трубок воздухоохладителя или калорифера в некоторых случаях орошают водой, так как воздух интенсивнее обменивается теплом со смоченной поверхностью. Кроме того, при орошении водой воздух можно наряду с нагреванием или охлаждением осушать или увлажнять. В контактных охладителях воздух охлаждается в результате непосредственного контакта с водой. Наиболее часто воздух проходит через дождевое пространство оросительной камеры, в которой форсунками разбрызгивается охлажденная вода. В некоторых случаях применяют контактные охладители с орошаемой насадкой. В них охлажденной водой орошается слой (насадка) из фарфоровых или металлических колец, древесных стружек, бумажных сотовых конструкций, капроновых сеток и др. Воздух, проходя через лабиринтовые ходы смоченной насадки, охлаждается и осушается или увлажняется. В последнее время контактные устройства начинают применять также и для нагревания воздуха.

Для осушки воздуха иногда используют твердые (силикагель, алюмогель) или жидкие (растворы хлористого лития, хлористого кальция) влагопоглощающие вещества.

Комплекс технических средств и устройств для приготовления приточного воздуха с заданными параметрами и поддержания в помещениях оптимального или заданного состояния воздушной среды (независимо от изменения внешних и внутренних факторов) называется системой кондиционирования воздуха. Система кондиционирования позволяет автоматически поддерживать заданные температуру, влажность и скорость движения воздуха, его чистоту, газовый состав, ароматические запахи, содержание легких и тяжелых ионов, а в ряде случаев определенное барометрическое давление. В большинстве жилых, общественных и промышленных зданий современные системы кондиционирования позволяют поддерживать только первые четыре из перечисленных параметров.

§ 105. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

По назначению кондиционирование воздуха подразделяют на комфортное, технологическое и комфортно-технологическое. *Комфортное кондиционирование* применяется в жилых, общественных и промышленных зданиях с целью обеспечения оптимальных санитарно-гигиенических условий для находящихся в помещении людей. *Технологическое кондиционирование* предназначается для обеспечения требуемых усло-

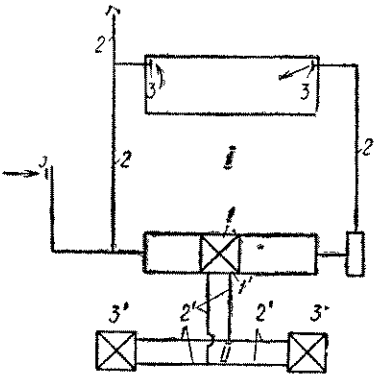


Рис. XXI.1. Основные элементы главного *I* и дополнительного *II* контуров системы кондиционирования воздуха

1, 1' — камеры и аппараты нагрева, охлаждения, осушки и увлажнения воздуха; *2* — система воздуховодов для распределения, удаления и рециркуляции воздуха; *2'* — распределительная сеть трубопроводов теплохолодоснабжения; *3* — устройства для подачи и забора воздуха; *3'* — генераторы тепла и холода

вий протекания производственных процессов (например, формирование структуры полимерных материалов из растворов, сушильные процессы, обработка строительных материалов и т. п.). В этом случае параметры воздушной среды могут быть совершенно непригодны для человека. При *комфортно-технологическом кондиционировании* параметры воздушной среды, принимаемые для обеспечения оптимальных условий протекания производственных процессов, отличаются несущественно или вообще не отличаются от параметров, соответствующих комфортным условиям.

Комплекс технических устройств системы кондиционирования воздуха можно представить в виде двух взаимосвязанных контуров *I* и *II* (рис. XXI.1).

В главном контуре *I* — собственно системе кондиционирования — обрабатывается и перемещается воздух. Этот контур состоит из следующих основных элементов:

1 — установки для тепловлажностной обработки воздуха в специальных камерах и аппаратах;

2 — системы воздуховодов (каналов для распределения, удаления и рециркуляции воздуха);

3 — устройств для подачи воздуха в помещения и для воздухозабора.

Камеры и аппараты, в которых осуществляется передача воздуху тепла и влаги или их сток, являются одновременно элементами дополнительного контура *II*, где рабочей средой (тепло- или холодоносителем) служит вода либо другая жидкость.

Дополнительный контур *II* — система теплохолодоснабжения — в свою очередь состоит из следующих основных элементов:

1' — камер и аппаратов нагрева, охлаждения, увлажнения и осушки;

2' — распределительной сети тепло- и холодоносителя;

3' — генераторов тепла и холода (холодильная установка, теплообменники системы теплоснабжения и т. п.).

Наиболее удобно провести классификацию систем по взаимному расположению основных элементов контуров *I* и *II* — системы кондиционирования и системы теплохолодоснабжения.

По расположению основных элементов *1, 2, 3* в главном контуре *I* системы кондиционирования воздуха подразделяют на *центральные и местные*. В центральных системах воздух обрабатывается в одном центральном кондиционере, от которого он распределяется по отдельным помещениям. В местных системах воздух обрабатывается в кондиционерах, расположенных в отдельных помещениях. Распределительная система воздуховодов в здании в этом случае отсутствует.

По принципу централизации основных элементов *1', 2', 3'* в дополнительном контуре *II* системы кондиционирования воздуха подразделяют на *автономные и неавтономные*. В автономных системах каждый кондиционер имеет свою систему теплохолодоснаб-

жения, т. е. встроенную в него холодильную машину, сеть трубопроводов и аппараты, служащие источниками и стоками тепла и влаги. Неавтономные системы имеют централизованные, единые для всего здания или ряда зданий генераторы тепла и холода, от которых разветвленной сетью тепло- и холодоноситель подводится к отдельным кондиционерам.

В больших общественных и промышленных зданиях часто применяют комбинированные системы. В них первичная обработка наружного воздуха централизована, а окончательная его доводка для получения нужных для отдельных помещений параметров приточного воздуха осуществляется в местных вентиляторных или безвентиляторных (эжекционных) доводчиках, расположенных в отдельных зонах или помещениях здания.

Центральные системы устраивают для обслуживания нескольких помещений с аналогичным температурно-влажностным режимом или одного крупного помещения. Производительность таких систем обычно измеряется десятками и сотнями тысяч кубических метров воздуха в 1 ч.

Для поддержания необходимых параметров воздуха в нескольких помещениях с различными требованиями к температурно-влажностным условиям применяют *местные системы* кондиционирования воздуха

Если общая потребность в холоде и тепле нескольких местных систем в здании оказывается очень большой, целесообразно предусматривать централизованное теплохолодоснабжение с устройством *неавтономных местных установок кондиционирования воздуха (кондиционеров).*

Если кондиционирование воздуха предусматривается только в отдельных помещениях при сравнительно небольшой общей потребности их в тепле и холоде, применение централизованного теплохолодоснабжения оказывается нецелесообразным. В таких условиях используют *местные автономные установки кондиционирования воздуха,* оснащенные источниками тепла и холода. Обычно в качестве источника тепла для указанных установок применяют трубчатые электронагреватели, а в качестве источника холода — встроенные холодильные машины.

По сезонности обеспечения требуемых параметров воздуха в помещении системы кондиционирования подразделяют на круглогодичные и сезонные. *Круглогодичные системы* обеспечивают требуемый режим в теплый, переходный и холодный периоды года. *Сезонные системы* обеспечивают внутренний расчетный режим либо в холодный, либо (чаще) в теплый период года.

Системы кондиционирования подразделяют также по обеспеченности заданных внутренних условий. Системы кондиционирования, обеспечивающие строгое поддержание заданных **оптимальных** значений температуры и влажности воздуха в помещении в течение года, относят к *системам полного кондиционирования.* Для этих систем характерна возможность осуществления процесса охлаждения и осушки воздуха в летний период, для чего необходимо наличие искусственных источников холода. *К системам неполного кондиционирования* относят системы, которые в летний период могут обеспечивать поддержание заданного **допустимого** значения температуры воздуха в помещении при изменении относительной влажности в некоторых пределах в зависимости от состояния наружного воздуха. В таких системах для охлаждения достаточно использования только процесса адиабатической обработки воздуха. В этом случае отпадает необходимость в искусственных источниках холода.

§ 106. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ОДНОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА. ВЫБОР СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Центральные однозональные системы кондиционирования воздуха применяются для обслуживания одного или нескольких отдельных помещений с близким по характеру температурно-влажностным режимом.

Одним из основных и принципиальных вопросов проектирования систем кондиционирования является выбор схемы обработки воздуха. Центральные кондиционеры имеют разнообразные схемы тепловлажностной обработки воздуха. Они могут быть *прямоточными*, обрабатывающими только наружный воздух, либо *с одной или двумя рециркуляциями*, т. е. с подмешиванием в определенных пропорциях внутреннего воздуха к основному потоку обрабатываемого наружного воздуха.

Наиболее распространенными являются *форсуночные кондиционеры*. Это название определено наличием в их оросительной камере, через которую проходит обрабатываемый воздух, форсунок для разбрызгивания воды. В камере может происходить процесс адиабатической или политропической обработки воздуха.

На рис. XXI.2 приведена схема форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями и полным кондиционированием воздуха. Наружный воздух через воздухозаборное устройство *1*, утепленный клапан *2* и воздушный фильтр *3* поступает в калориферы первой ступени подогрева *4*. Калорифер имеет обводной канал *5*. Перед обводным каналом и калорифером установлены регулирующие клапаны *6*, с помощью которых можно изменять соотношение количества воздуха, проходящего через калорифер и по обводному каналу. На подводках теплоносителя к калориферу установлены регулирующие задвижки *7*. После калорифера к подогретому наружному воздуху подмешивается внутренний воздух *8* (первая рециркуляция). Смешение происходит в смесительной камере *9*. Далее воздух через решетку-каплеотделитель (сепаратор) *10*, которая выравнивает поток и предупреждает вынос капель в смесительную камеру, поступает в оросительную камеру *11*. В оросительной камере установлены ряды форсунок, разбрызгивающих воду. Форсунки должны быть размещены так, чтобы их факелы перекрывали все сечение камеры. Воздух проходит через дождевое пространство и в процессе зимнего кондиционирования адиабатически увлажняется. После оросительной камеры установлен второй каплеотделитель *12*. В нижней части оросительной камеры расположен поддон *13*, в который стекает разбрызгиваемая вода. К увлажненному воздуху вновь подмешивается внутренний воздух *14* (вторая рециркуляция). На рециркуляционных каналах установлены регулирующие клапаны *15*. После смесительной камеры и воздушного фильтра *16* установлен калорифер второй ступени подогрева *17*, который, как и калорифер первой ступени подогрева, имеет обводной канал, регулирующие клапаны и регулирующие задвижки на подводках теплоносителя. Приготовленный таким образом воздух поступает в вентилятор *18* и нагнетается в распределительную сеть воздуховодов *19*.

В процессе летнего кондиционирования калорифер первой ступени подогрева не работает. В оросительную камеру подают предварительно охлажденную воду, имеющую температуру ниже температуры обрабатываемого воздуха, в результате чего воздух в оросительной камере охлаждается. Если температура воды ниже температуры точки росы поступающего воздуха, то он не только охлаждается, но и осушается. Вода из поддона камеры перетекает в баки холодильной установки и частично

используется повторно. Температура воды, подаваемой в форсунки, регулируется с помощью трехходового смесительного крана *20*, в котором смешивается вода из поддона камеры *21* с водой, идущей из холодильной установки *22*. Калориферы второй ступени подогрева обычно используются и для летнего и для зимнего кондиционирования.

Прямоточная схема и схема с одной рециркуляцией, по существу, являются разновидностями рассмотренной общей схемы. В прямоточной схеме не будет подачи рециркуляционного воздуха, а при примене-

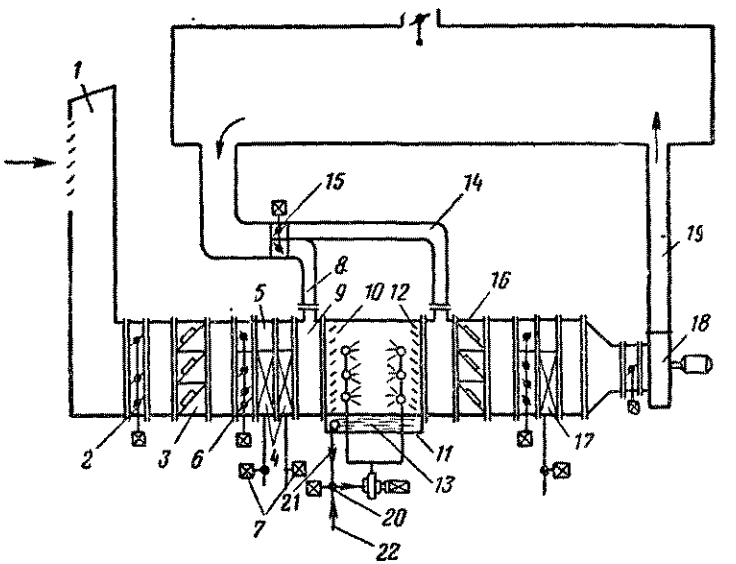


Рис. XXI.2. Принципиальная схема форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями

нии одной рециркуляции сохраняется только первая подача внутреннего воздуха. Ту или иную схему обработки воздуха в кондиционере выбирают по данным расчета тепловлажностного режима помещения, по расчетным наружным параметрам и с учетом функциональной специфики обслуживаемого объекта.

Рассмотрим последовательность выбора схемы тепловлажностной обработки воздуха.

Если энтальпия наружного воздуха, соответствующая расчетным наружным условиям для теплого периода года, ниже энтальпии внутреннего или удаляемого из помещения воздуха, представляется возможным использовать процесс *адиабатической обработки воздуха.*

Система кондиционирования воздуха с применением адиабатического увлажнения. На рис. XXI.3 показана принципиальная схема такой системы для *теплого периода года.* На схеме обозначены только те элементы, с которыми связана тепловлажностная обработка воздуха.

Построению процесса обработки воздуха предшествует выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха. При этом следует иметь в виду, что при использовании адиабатического охлаждения относительная влажность воздуха в помещении $\varphi_в$ принимается в некоторых допустимых пределах (на рис. XXI.4 от $\varphi = a$ до $\varphi = в$). Кроме того, составляют тепловлажностный баланс и определяют избытки тепла и влаги в воздухе помещения ΔQ и ΔW.

При использовании графоаналитического метода расчет и построение процесса изменения состояния воздуха в I—d-диаграмме проводят параллельно. На I—d-диаграмму (см. рис. XXI.4) наносят точку $н$, соответствующую параметрам наружного воздуха, и через эту точку проводят линию $I_н$=const до пересечения с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% * в точке $о$. Линия $но$ является лучом процесса изменения состояния воздуха в оросительной камере. После обработки в оросительной камере воздух по системе воздуховодов с по-

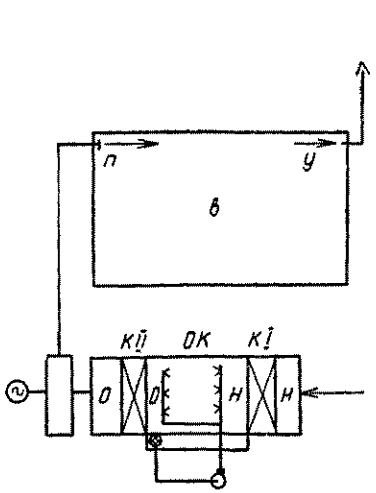


Рис XXI.3 Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с адиабатическим увлажнением

KI — калорифер первой ступени подогрева; *KII* — калорифер второй ступени подогрева; *ОК* — оросительная камера

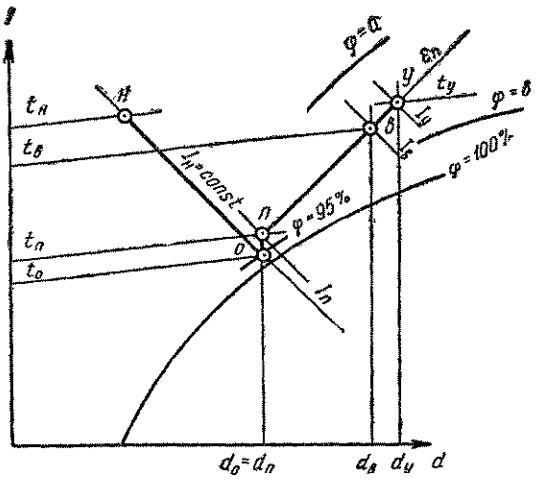


Рис XXI 4. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в прямоточной системе кондиционирования с адиабатическим увлажнением для летнего режима

мощью вентилятора направляется в обслуживаемое помещение. По пути до приточного отверстия температура воздуха повышается примерно на 1—1,5° С в результате подогрева в вентиляторе, а также в воздуховодах вследствие трения и теплопоступлений через их стенки. Ориентировочно повышение температуры в вентиляторе и вследствие трения можно оценить с помощью формулы

$$\Delta t = 0{,}392\Delta p, \qquad \text{(XXI.1)}$$

где Δp — потери давления в воздуховоде, Па.

В результате такого подогрева температура наружного воздуха будет равна:

$$t_п = t_о + \Delta t. \qquad \text{(XXI.2)}$$

Поскольку при этом влагосодержание воздуха не изменяется, точка $п$, характеризующая состояние приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_о$=const с изотермой $t_п$. Параметры воздуха в помещении изменяются от точки $п$ в соответствии с угловым коэффициентом луча процесса $\varepsilon_п$, кДж/кг, который вычисляется по формуле

$$\varepsilon_п = \Delta Q/\Delta W, \qquad \text{(XXI.3)}$$

где ΔQ — избытки полного тепла, кДж/ч; ΔW — избытки влаги, кг/ч.

* Здесь и далее на рисунках принято 95%.

Через точку n проводят луч процесса изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом $\varepsilon_{\text{п}}$ до пересечения с изотермами $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{у}}$. Изотерма $t_{\text{в}}$ соответствует заданной температуре воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне помещения, а изотерма $t_{\text{у}}$ — температуре удаляемого воздуха. Примерное значение $t_{\text{у}}$ при обычной схеме воздухораспределения можно определить по формуле

$$\frac{t_{\text{у}}-t_{\text{п}}}{t_{\text{в}}-t_{\text{п}}}=1+0{,}2\frac{H-2}{t_{\text{в}}-t_{\text{п}}}, \qquad \text{(XXI.4)}$$

где H — высота помещения, м.

Точка $в$, находящаяся на пересечении луча процесса с изотермой $t_{\text{в}}$, соответствует параметрам в рабочей или обслуживаемой зоне, а точка y, лежащая на пересечении этого же луча с изотермой $t_{\text{у}}$, — параметрам удаляемого воздуха. Если точка $в$ оказалась в пределах границ $\varphi=a$ и $\varphi=в$, построение процесса можно считать законченным, а принятую схему обработки воздуха — приемлемой.

Количество вентиляционного воздуха $G_{\text{о}}$, кг/ч, можно определить из условия удаления тепла или влаги:

$$G_{\text{о}}=\frac{\Delta Q}{I_{\text{у}}-I_{\text{п}}} \qquad \text{(XXI.5)}$$

или

$$G_{\text{о}}=\frac{\Delta W}{d_{\text{у}}-d_{\text{п}}}10^{3}. \qquad \text{(XXI.6)}$$

В процессе построения точка $в$, соответствующая состоянию воздуха в рабочей зоне, может оказаться за пределами интервала $\varphi=a$ и $\varphi=в$. Тогда рекомендуется применять **систему с частичным байпасированием наружного воздуха,** минуя обработку в оросительной камере. Схема такой системы показана на рис. XXI.5.

Исходные данные приняты те же, что и в предыдущем случае. Отличие заключается в том, что в рассматриваемом варианте расчетное значение относительной влажности в рабочей или в обслуживаемой зоне помещения принимается вполне определенным и равным $\varphi_{\text{в}}$.

Построение процесса изменения состояния воздуха (рис. XXI.6) начинают с нанесения на I—d-диаграмму точек $н$ и $в$, соответственно характеризующих состояние наружного воздуха и воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне. Через точку $н$ проводят линию $I_{\text{н}}=\text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi=\text{const}$ в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке $о$.

Для возможности дальнейшего построения учитывают подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах. С этой целью через точку $в$ проводят линию $d_{\text{в}}=\text{const}$ и, отложив вниз от этой точки отрезок, соответствующий 1—1,5° С, находят положение вспомогательной точки $в'$. Через эту точку проводят луч процесса изменения состояния воздуха до пересечения с линией $но$ в точке $с$, которая является точкой смеси воздуха, подвергшегося адиабатической обработке в оросительной камере, и воздуха, прошедшего по байпасному каналу. Таким образом, линия $но$ одновременно является и линией процесса адиабатической обработки, и линией смеси воздуха разных состояний.

От точки $с$ вверх по линии $d_{\text{с}}=\text{const}$ откладывают отрезок, соответствующий 1—1,5° С, для учета подогрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах, и через полученную точку $п$ проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении. Пересечение этого луча с изотермами

$I_в$ и $t_у$ определяет положение точек *в* и *у*. Заметим, что вспомогательное построение выполняют с определенным допущением, так как не учитывают непараллельность изотерм, в связи с чем длина отрезка *сп* не должна быть равна длине отрезка *вв'*. Однако это различие в рассматриваемом диапазоне *I—d*-диаграммы незначительно.

Общее количество вентиляционного воздуха, кг/ч, можно определить с помощью формул (XXI.5) и (XXI.6). Количество воздуха, проходящего по байпасному каналу, подсчитывают с помощью пропорции

$$\frac{G_б}{G_о} = \frac{со}{но} \text{ или } G_б = G_о \frac{со}{но}, \qquad (XXI.7)$$

где *со* и *но* — длины отрезков прямой.

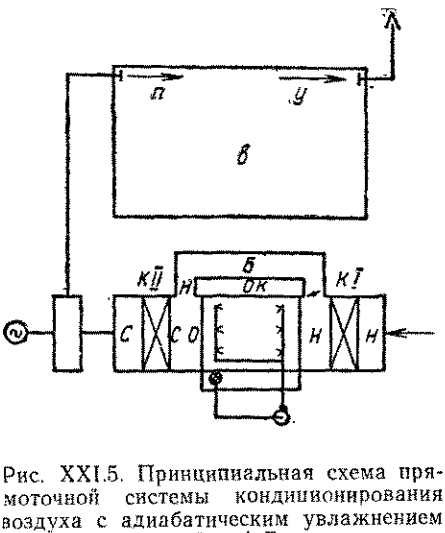


Рис. XXI.5. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с адиабатическим увлажнением и применением байпаса *Б*

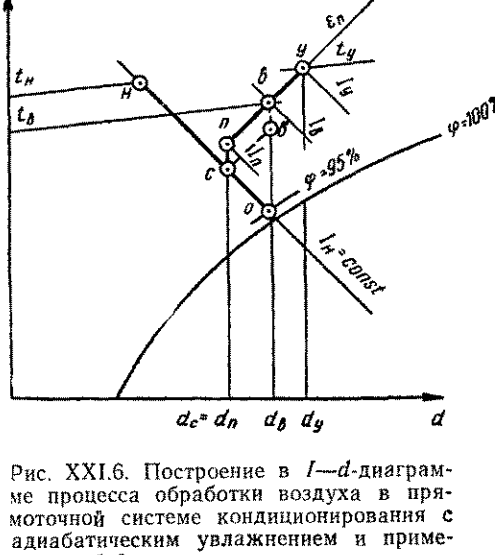


Рис. XXI.6. Построение в *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха в прямоточной системе кондиционирования с адиабатическим увлажнением и применением байпаса для летнего режима

Количество воздуха, подвергающегося обработке в оросительной камере:

$$G_{д.п} = G_о - G_б. \qquad (XXI.8)$$

При рассмотрении исходных данных для теплого периода года часто оказывается, что энтальпия воздуха в рабочей или в обслуживаемой зоне $I_в$ должна быть ниже энтальпии наружного воздуха $I_н$. В связи с этим возникает необходимость в охлаждении воздуха. Кроме того, в таких случаях обычно требуется и его осушка. Для охлаждения и осушки используют процесс *политропической обработки воздуха*. Нужно заметить, что при условии $I_в < I_н$ может оказаться и $I_у < I_н$. При таком соотношении энтальпий целесообразно применять частичную рециркуляцию вентиляционного воздуха, что позволит уменьшить расход холода и соответственно снизить требуемую мощность холодильного оборудования. Однако указанное условие является недостаточным для решения вопроса о возможности применения рециркуляции, поскольку следует учитывать также и санитарно-гигиенические требования. В тех случаях, когда в результате рециркуляции по зданию могут распространяться неприятные запахи, вредные вещества, инфекция и т. п., ее при-

менение не допускается. Она может быть нецелесообразна и по технико-экономическим соображениям.

Прямоточная система кондиционирования с использованием политропического охлаждения и осушки воздуха. Схема такой системы для *теплого периода года* представлена на рис. XXI.7.

Для построения и расчета процесса необходимо иметь следующие исходные данные: расчетные параметры наружного $t_н$, $I_н$ и внутреннего

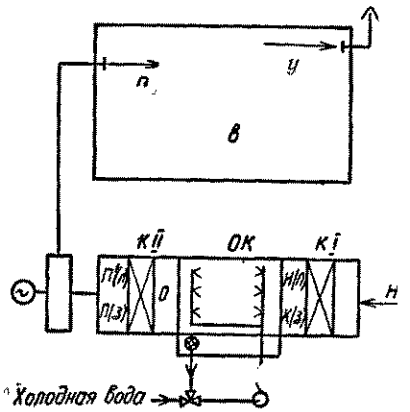


Рис. XXI.7. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с политропическим охлаждением

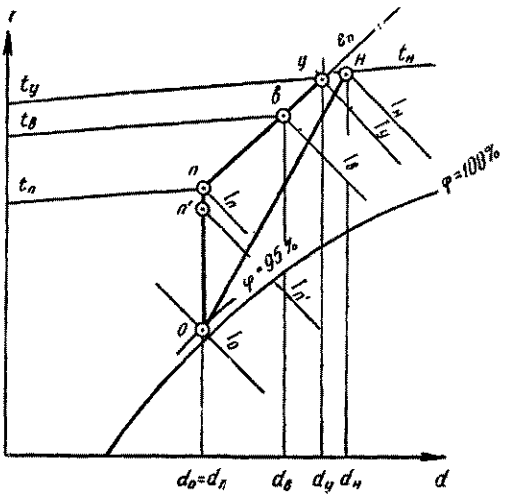


Рис. XXI.8. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в прямоточной системе кондиционирования с политропическим охлаждением для летнего режима

$t_в$, $\varphi_в$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW, а также допустимую разность температур внутреннего и приточного воздуха $\Delta t_{доп}$.

Построение начинают с нанесения на I—d-диаграмму (рис. XXI.8) точек $н$ и $в$. Через точку $в$ проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом, вычисленным по формуле (XXI.3), до пересечения с изотермой $t_у$, соответствующей определенной по формуле (XXI.4) температуре удаляемого воздуха, в точке $у$, а также с изотермой $t_п$, соответствующей температуре приточного воздуха

$$t_п = t_в - \Delta t_{доп}, \qquad \text{(XXI.9)}$$

в точке $п$.

Через точку $п$, которая характеризует состояние приточного воздуха, проводят линию $d_п$=const. По этой линии от точки $п$ вниз откладывают отрезок, соответствующий 1—1,5° С, для учета подогрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах и получают точку $п'$, параметры которой соответствуют состоянию воздуха, выходящего из калорифера второй ступени подогрева. С помощью этого калорифера обеспечивается поддержание требуемой температуры воздуха в помещении. Датчик температуры, установленный в обслуживаемом помещении, так воздействует на исполнительный механизм клапана подачи теплоносителя, что обеспечивает необходимую степень подогрева приточного воздуха для получения требуемого значения $t_в$.

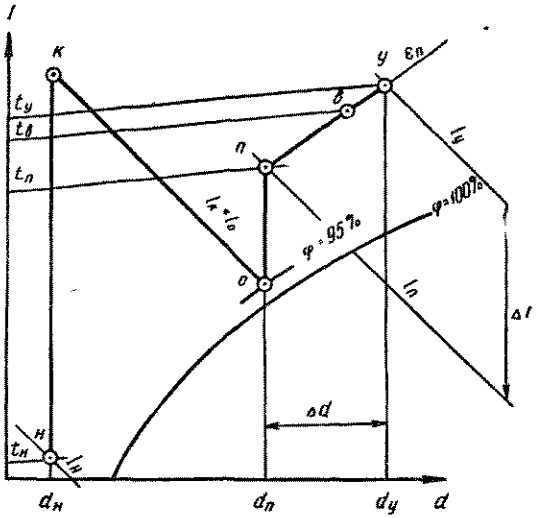


Рис XXI.9. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в прямоточной системе кондиционирования для зимнего режима

На пересечении линии $d_п$=const с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% находится точка *о*, характеризующая состояние воздуха на выходе из оросительной камеры. Прямая, соединяющая точки *н* и *о*, является лучом процесса изменения состояния воздуха в оросительной камере.

Общее количество вентиляционного воздуха, кг/ч, определяют по выражению

$$G_о = \frac{\Delta Q}{I_у - I_п}$$

или

$$G_о = \frac{\Delta W}{d_у - d_п} 10^3.$$

Потребность в холоде, кДж/ч:

$$Q_{охл} = G_о (I_н - I_о). \qquad (XXI.10)$$

Расход тепла в калорифере второй ступени подогрева, кДж/ч:

$$Q_п = G_о (I_{п'} - I_о). \qquad (XXI.11)$$

Расчет и построение процессов изменения состояния воздуха в *холодный период года* аналогичны рассмотренным выше схемам.

Для описания этих процессов воспользуемся схемой, показанной на рис. XXI.7, которая сохраняется и для зимнего режима. Исходными данными для расчета являются расчетные параметры наружного воздуха $t_н$ и $I_н$ и воздуха в рабочей зоне $t_в$ и $φ_в$, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW, а также количество вентиляционного воздуха, определенное из расчета летнего режима.

Построение процесса начинают с нанесения на I—d-диаграмму (рис. XXI.9) точек *н* и *в*, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха. Затем подсчитывают тепловлажностное отношение $ε_п = \Delta Q/\Delta W$, а также ассимилирующую способность воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{\Delta W}{G_о} 10^3 \qquad (XXI.12)$$

или по теплу

$$\Delta I = \frac{\Delta Q}{G_о}. \qquad (XXI.13)$$

Пользуясь выражением (XXI.4), определяют температуру удаляемого воздуха $t_у$. Через точку *в* проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до пересечения с изотермой $t_у$ в точке *у*, кото-

рая соответствует состоянию удаляемого воздуха. Затем вычисляют влагосодержание приточного воздуха

$$d_{\text{п}} = d_{\text{у}} - \Delta d \qquad \text{(XXI.14)}$$

или его энтальпию

$$I_{\text{п}} = I_{\text{у}} - \Delta I. \qquad \text{(XXI.15)}$$

Пересечение любой из этих линий с лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении определяет положение точки *п*, характеризующей состояние приточного воздуха. Далее через эту точку проводят линию $d_{\text{п}} = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = \text{const}$ в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке *о*, которая характеризует состояние воздуха на выходе из оросительной камеры перед его нагреванием в калорифере второй ступени подогрева. При расчете зимнего режима изменением температуры воздуха при его прохождении через вентилятор и систему воздуховодов пренебрегают.

Через точку *о* проводят линию $I_{\text{о}} = \text{const}$, а через точку *н* — линию $d_{\text{н}} = \text{const}$ до их взаимного пересечения в точке *к*. Отрезок *нк* характеризует процесс нагревания воздуха в калорифере первой ступени подогрева, а отрезок *ко* — процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере.

Потребность в тепле для калорифера первой ступени подогрева

$$Q_{\text{I}} = G_{\text{о}}(I_{\text{к}} - I_{\text{н}}), \qquad \text{(XXI.16)}$$

а для калорифера второй ступени подогрева

$$Q_{\text{II}} = G_{\text{о}}(I_{\text{п}} - I_{\text{о}}). \qquad \text{(XXI.17)}$$

Регулирование и поддержание заданных параметров воздуха в помещении осуществляются следующим путем. Заданное влагосодержание приточного воздуха обеспечивается использованием датчика температуры, установленного на выходе из оросительной камеры кондиционера. При работе в зимнем режиме импульс от этого датчика передается на исполнительный механизм клапана подачи теплоносителя калорифера первой ступени подогрева. Тем самым обеспечивается постоянство энтальпии воздуха, поступающего на обработку в оросительную камеру. Для поддержания заданной температуры в помещении используется, как и в теплый период года, датчик, воздействующий на исполнительный механизм клапана калорифера второй ступени подогрева.

При расчете воздухообмена количество вентиляционного воздуха зависит от допустимого перепада температур внутреннего и приточного воздуха. Обычно это количество значительно больше требуемого по санитарным нормам для удаления таких вредных веществ, как углекислый газ и т. п. Поэтому в тех случаях, когда нет указанных ранее ограничений, рекомендуется применение рециркуляции воздуха. Применение рециркуляции позволяет в холодный период года уменьшить расход тепла, а в теплый период — расход холода. Уменьшение расхода холода при использовании рециркуляции возможно только, когда энтальпия удаляемого воздуха ниже энтальпии наружного воздуха. Именно по этой причине не применяется рециркуляция в системах кондиционирования с использованием адиабатического охлаждения в теплый период года.

Наибольшее распространение имеют **системы кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции** (рис. XXI.10). Исходными данными для расчета *летнего режима* являются расчетные параметры наружного $t_{\text{н}}$ и $I_{\text{н}}$ и внутреннего $t_{\text{в}}$ и $\varphi_{\text{в}}$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW, допустимая разность температур внутреннего и приточного

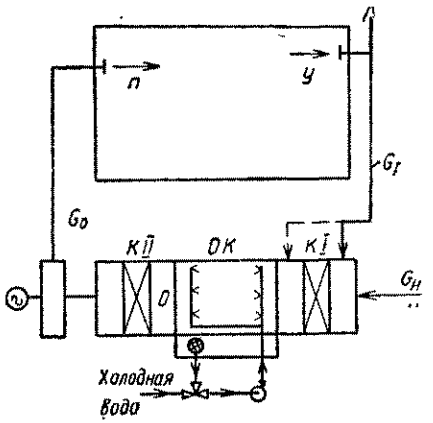


Рис. XXI.10. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции перед калорифером первой ступени подогрева или после него (пунктир)

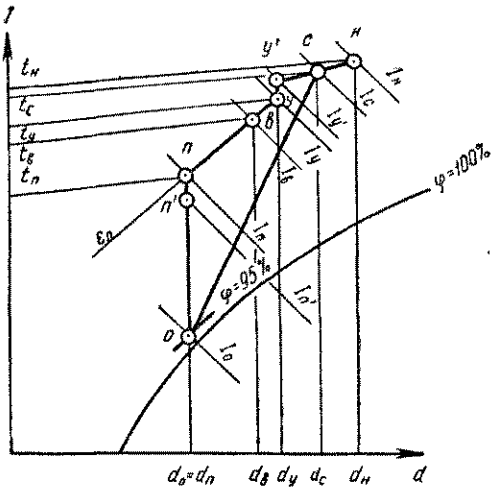


Рис XXI.11. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением первой рециркуляции для летнего режима

воздуха $\Delta t_{доп}$, а также минимальное количество свежего наружного воздуха $G_н$, соответствующее требованиям санитарных норм или определяемое расчетом.

Построение процесса в I—d-диаграмме (рис. XXI.11) начинают с нанесения точек $н$ и $в$, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха. Затем определяют температуру приточного $t_п$ и удаляемого $t_у$ воздуха, а также вычисляют угловой коэффициент $\varepsilon_п$ луча процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Через точку $в$ проводят луч процесса с полученным значением коэффициента $\varepsilon_п$ до пересечения с изотермами $t_п$ и $t_у$ соответственно в точках $п$ (приточный воздух) и $у$ (удаляемый воздух).

Общее количество вентиляционного воздуха, кг/ч, должно составлять:

$$G_0 = \frac{\Delta Q}{I_у - I_п} \text{ или } G_0 = \frac{\Delta W}{d_у - d_п} 10^3.$$

От точки $п$ проводят линию $d_п$=const до пересечения с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке $о$. На этой линии находят положение точки $п'$, расположенной на 1—1,5° С ниже точки $п$. В этом случае нагрузка на калорифер второй ступени подогрева составляет

$$Q_{II} = G_0 (I_{п'} - I_0).$$

Вверх от точки $у$ по линии $d_у$=const откладывают отрезок yy', соответствующий примерно 1° С, чем учитывают нагревание воздуха в рециркуляционном канале. В этом случае точка y' соответствует параметрам рециркуляционного воздуха, подмешиваемого к наружному. Точка, соответствующая состоянию смеси воздуха, должна лежать на прямой, соединяющей точки $н$ и y'. Поскольку количество свежего воздуха $G_н$ задано, а общее количество вентиляционного воздуха G_0 определено расчетом, нетрудно найти количество рециркуляционного воздуха:

$$G_р = G_0 - G_н. \qquad \text{(XXI.18)}$$

Положение точки *с* на прямой *ну'* можно определить с помощью выражения теплового баланса

$$G_р I_{у'} + G_н I_н = G_о I_с,$$

откуда

$$I_с = \frac{G_р I_{у'} + G_н I_н}{G_о}. \qquad (XXI.19)$$

Пересечение линии $I_с$=const и *ну'* определяет положение искомой точки *с*.

Потребность в холоде, кДж/ч, для охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере в данном случае составляет:

$$Q_{охл} = G_о (I_с - I_о). \qquad (XXI.20)$$

При использовании системы кондиционирования воздуха с рециркуляцией в *холодный период года* возможны два варианта смешения наружного и рециркуляционного воздуха.

В первом варианте (см. рис. XXI.10) рециркуляционный воздух вступает в смесь с неподогретым наружным воздухом. Такой вариант обычно рекомендуется использовать, если точка смеси оказывается выше кривой φ=100% и выпадения влаги из воздуха не происходит.

Исходными данными для расчета являются расчетные параметры наружного $t_н$ и $I_н$ и внутреннего $t_в$ и $\varphi_в$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW, общее количество вентиляционного воздуха $G_о$, а также количество наружного $G_н$ и рециркуляционного $G_р$ воздуха.

На *I—d*-диаграмму (рис. XXI.12) наносят точки *н* и *в*. Через точку *в* проводят луч процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$ до пересечения с изотермой $t_у$ в точке *у* (удаляемый воздух).

Ассимилирующая способность вентиляционного воздуха по теплу

$$\Delta I = \frac{\Delta Q}{G_о}.$$

Энтальпия приточного воздуха

$$I_п = I_у - \Delta I.$$

Пересечение линии $I_п$=const с лучом процесса в помещении $\varepsilon_п$ определяет положение точки *п* (приточный воздух). На пересечении линии $d_п$=const и φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% находится точка *о*, характеризующая состояние воздуха на выходе из оросительной камеры перед калорифером второй ступени подогрева.

Соединяя точки *н* и *у* прямой, получают линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Пользуясь выражением, аналогичным выражению (XXI.19), находят энтальпию, которой соответствует точка смеси *с*:

$$I_с = \frac{G_р I_у + G_н I_н}{G_о}. \qquad (XXI.21)$$

Точка *с* находится на пересечении линий *ну* и $I_с$=const. Как видно из рис. XXI.12, точка *с* находится выше кривой φ=100%, поэтому применение первого варианта правомерно.

Построение процесса в *I—d*-диаграмме завершается проведением линий $d_с$=const и $I_о$=const до их взаимного пересечения в точке *к*. При этом получают линию *ск* луча процесса нагревания воздуха в калорифере первой ступени подогрева и линию *ко* луча процесса адиабатической обработки воздуха в оросительной камере.

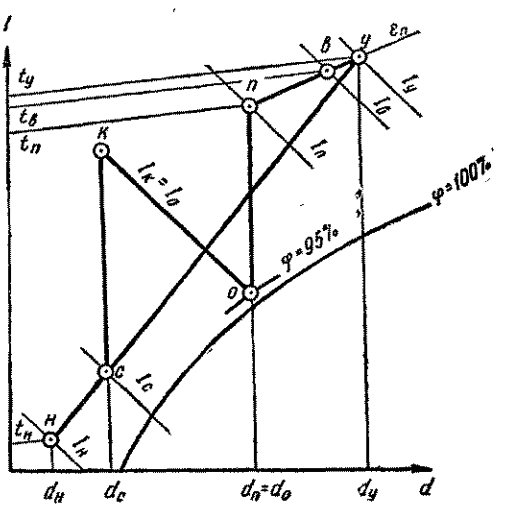


Рис. XXI.12. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением первой рециркуляции перед калорифером первой ступени подогрева для зимнего режима

Расход тепла, кДж/ч, на подогрев воздуха составляет:

в калорифере первой ступени подогрева

$$Q_{\text{I}} = G_{\text{о}}(I_{\text{к}} - I_{\text{с}});$$

в калорифере второй ступени подогрева

$$Q_{\text{II}} = G_{\text{о}}(I_{\text{п}} - I_{\text{о}}).$$

Если точка смеси неподогретого наружного и рециркуляционного воздуха оказывается ниже кривой $\varphi=100\%$, применяется второй вариант, при котором рециркуляционный воздух подмешивают к подогретому наружному воздуху после калорифера первой ступени подогрева (см. рис. XXI.10 — пунктир).

Исходные данные аналогичны принятым в первом варианте. Построение процесса в I—d-диаграмме (рис. XXI.13) начинают с нанесения точек *н* и *в*. Затем определяют положения точек *у*, *п* и *о*. Далее на линии *ну* определяют положение точки смеси *с'* [по формуле, аналогичной формуле (XXI.19)]. Точка *с'* находится ниже кривой $\varphi=100\%$, что подтверждает необходимость подогрева наружного воздуха перед его смешением с рециркуляционным.

Положение точки смеси *с* определяется из следующих условий. Энтальпия смеси равна энтальпии $I_{\text{о}}$, а значение ее влагосодержания соответствует балансу по влаге при смешении наружного и рециркуляционного воздуха:

$$G_{\text{о}}\, d_{\text{с}} = G_{\text{н}}\, d_{\text{н}} + G_{\text{р}}\, d_{\text{у}}. \qquad \text{(XXI.22)}$$

Решая выражение (XXI.22) относительно $d_{\text{с}}$, получают:

$$d_{\text{с}} = \frac{G_{\text{н}}\, d_{\text{н}} + G_{\text{р}}\, d_{\text{у}}}{G_{\text{о}}}. \qquad \text{(XXI.23)}$$

Пересечение линий $I_{\text{о}}=\text{const}$ и $d_{\text{с}}=\text{const}$ определяет положение точки смеси *с*.

Положение точки *к*, характеризующей состояние подогретого наружного воздуха, определяют из условия, что его влагосодержание равно влагосодержанию наружного воздуха $d_{\text{н}}$. Кроме того, точка *к* должна лежать на одной прямой с точками *с* и *у*. Проводя через точки *у* и *с* прямую линию, а через точку *н* — линию $d_{\text{н}}=\text{const}$, находят положение точки *к*. Имея данные построения процесса, можно определить расход тепла, кДж/ч, на нагревание воздуха в калориферах первой и второй ступени подогрева:

$$Q_{\text{I}} = G_{\text{н}}(I_{\text{к}} - I_{\text{н}})$$

и

$$Q_{\text{II}} = G_{\text{о}}(I_{\text{п}} - I_{\text{о}}).$$

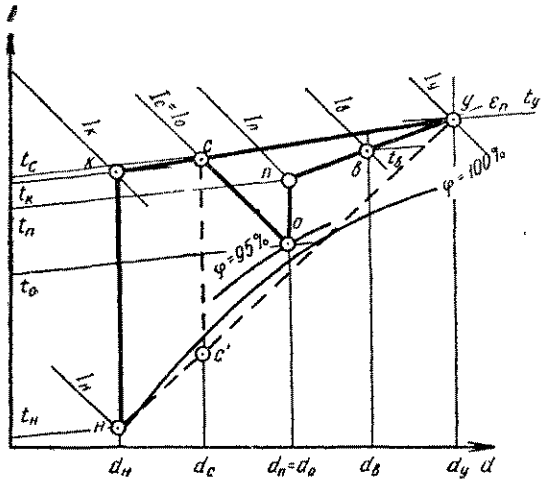


Рис. XXI.13. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением первой рециркуляции после калорифера первой ступени подогрева для зимнего режима (в случае, если точка смеси лежит ниже линии $\varphi = 100\%$)

Следует заметить, что по условию сохранения энергии и массы вещества расход тепла на нагревание воздуха в калориферах первой ступени подогрева для первого и второго вариантов одинаков.

С целью некоторого сокращения расхода тепла и холода в ряде случаев проектируют **системы кондиционирования воздуха с применением первой и второй рециркуляции.** Особенность этих систем заключается в том, что вторая рециркуляция частично выполняет функцию калорифера второй ступени подогрева (рис. XXI.14).

Исходные данные такие же, как и при рассмотрении летнего режима предыдущей системы.

Построение процесса при расчете *летнего режима* начинают с нанесения на I—d-диаграмму (рис. XXI.15) точек *н* и *в*. Далее через точку *в* проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяют положение точек *п* и *у*, которые соответствуют состоянию приточного и удаляемого воздуха. Дальнейшее построение отличается от предыдущего случая.

От точки *п* вниз по линии $d_п = \text{const}$ откладывают отрезок nn', со-

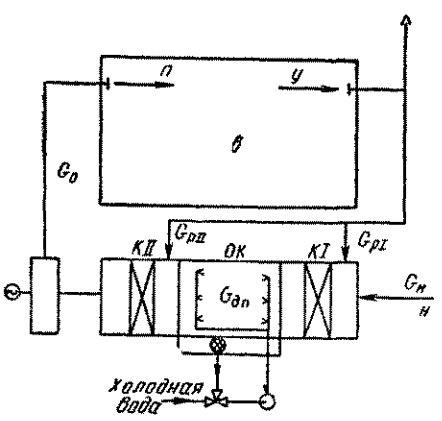


Рис. XXI.14. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с применением первой и второй рециркуляции

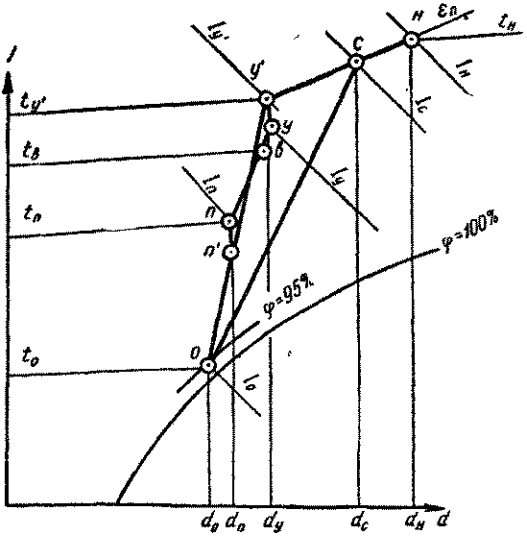


Рис. XXI.15. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением первой и второй рециркуляции для летнего режима

ответствующий 1—1,5° С (для учета нагревания воздуха в вентиляторе и воздуховодах), и получают точку n', которая соответствует состоянию смеси рециркуляционного воздуха при осуществлении второй рециркуляции (воздуха второй рециркуляции) и воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере. Температура воздуха второй рециркуляции примерно на 1° С выше температуры удаляемого воздуха. Этот процесс повышения температуры удаляемого воздуха на I—d-диаграмме отражен отрезком yy', расположенным на линии $d_y = \text{const}$.

Как было отмечено выше, точка n' является точкой смеси воздуха второй рециркуляции (точка y') и воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере. Состояние воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере, определяют, проводя через точки y' и n' прямую до пересечения с кривой $\varphi = \text{const}$ в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке o, которая и является искомой точкой. Если температура, соответствующая изотерме, проходящей через точку o, имеет очень низкое значение или если прямая, проходящая через точки y' и n', вообще не пересекает кривую $\varphi = 100\%$, рассматриваемая схема не может быть использована.

Общее количество вентиляционного воздуха, кг/ч, определяется по формуле

$$G_o = \frac{\Delta Q}{I_y - I_п} \text{ или } G_o = \frac{\Delta W}{d_y - d_п} 10^3.$$

Величина G_o складывается из количества воздуха второй рециркуляции $G_{IIр}$ и количества воздуха, прошедшего дождевое пространство, $G_{д.п}$. Для вычисления этих количеств пользуются пропорцией

$$\frac{G_{IIр}}{on'} = \frac{G_o}{y'o},$$

откуда

$$G_{IIр} = G_o \frac{on'}{y'o},$$

и равенством

$$G_{д.п} = G_o - G_{IIр}. \qquad \text{(XXI.24)}$$

Точки y' и $н$ соединяют прямой, которая является линией смеси воздуха первой рециркуляции и свежего наружного воздуха. Поскольку количество свежего наружного воздуха $G_н$ задано по условию, количество воздуха первой рециркуляции можно найти из выражения

$$G_{Iр} = G_{д.п} - G_н. \qquad \text{(XXI.25)}$$

Положение точки смеси c на прямой $y'н$ находят из решения уравнения теплового баланса

$$G_{д.п} I_c = G_н I_н + G_{Iр} I_{y'}, \qquad \text{(XXI.26)}$$

откуда

$$I_c = \frac{G_н I_н + G_{Iр} I_{y'}}{G_{д.п}}.$$

Точка смеси c расположена на пересечении линии $I_c = \text{const}$ с прямой $y'н$. Прямая co является лучом процесса охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере.

Расход холода для охлаждения и осушки воздуха определяют из выражения

$$Q_{охл} = G_{д.п} (I_c - I_o). \qquad \text{(XXI.27)}$$

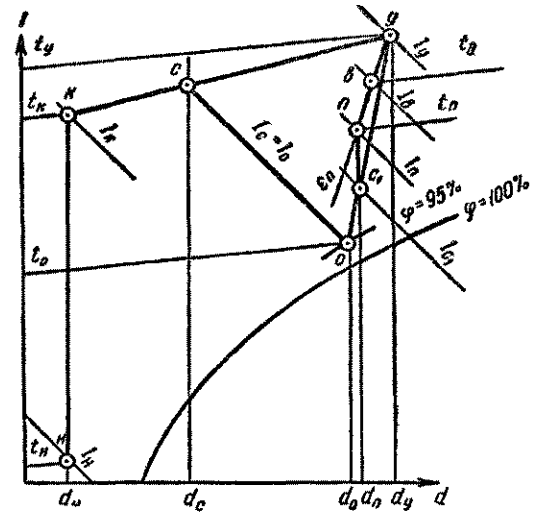


Рис XXI 16 Построение в I—d диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением первой и второй рециркуляции для зимнего режима

Калориферы первой и второй ступени подогрева в расчетных условиях летнего режима не работают.

Рассмотрим расчет *зимнего режима* системы кондиционирования воздуха с применением первой и второй рециркуляции. Заметим, что в данном случае, как и в системе с одной рециркуляцией, возможны два варианта смешения наружного воздуха с воздухом первой рециркуляции: перед калорифером первой ступени подогрева или после него. Ограничимся рассмотрением более общего случая, когда смешение производится после калорифера первой ступени подогрева.

Исходные данные для расчета: расчетные параметры наружного $t_н$ и $I_н$ и внутреннего $t_в$ и $\varphi_в$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW, расходы воздуха $G_н$, $G_о$, $G_{Iр}$, $G_{IIр}$ и $G_{д.п}$, установленные при расчете летнего режима.

Построение в I—d-диаграмме (рис. XXI.16) начинают с нанесения точек $н$ и $в$, соответствующих состоянию наружного и внутреннего воздуха. Вычисляя угловой коэффициент $\varepsilon_п = \Delta Q/\Delta W$, проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до пересечения с изотермой $t_у$ в точке y (удаляемый воздух). Определив ассимилирующую способность вентиляционного воздуха, например по теплу,

$$\Delta I = \frac{\Delta Q}{G_о},$$

вычисляют энтальпию приточного воздуха:

$$I_п = I_у - \Delta I.$$

Точка $п$, определяющая состояние приточного воздуха, расположена на пересечении линии $I_п$=const с лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Затем переходят к определению положения точки $о$, характеризующей состояние воздуха на выходе из оросительной камеры перед смешением его с воздухом второй рециркуляции. Воздух второй рециркуляции в количестве $G_{IIр}$ с влагосодержанием $d_у$ смешивается с воздухом, прошедшим обработку в оросительной камере, в количестве $G_{д.п}$ с искомым влагосодержанием $d_о$. В результате этого получается смесь в количестве $G_о$ с влагосодержанием, равным влагосодержанию приточного воздуха $d_п$. Тогда можно записать

$$G_{IIр}\, d_у + G_{д.п}\, d_о = G_о\, d_п, \qquad \text{(XXI.28)}$$

откуда

$$d_о = \frac{G_о\, d_п - G_{IIр}\, d_у}{G_{д.п}}. \qquad \text{(XXI.29)}$$

Пересечение линии d_o=const с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% определяет положение точки *о*.

Соединяя точки *о* и *у*, получают линию смеси. Пересечение линии *оу* с линией $d_п$=const определяет положение точки c_1, отвечающей параметрам смеси воздуха второй рециркуляции и воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере.

Известное количество подогретого наружного воздуха $G_н$ с влагосодержанием $d_н$ смешивается с известным количеством воздуха первой рециркуляции $G_{Iр}$ с влагосодержанием $d_у$. В результате получается воздушная смесь в количестве $G_{д.п}$ с влагосодержанием $d_с$.

Записывают

$$G_н d_н + G_{Iр} d_у = G_{д.п} d_с. \qquad \text{(XXI.30)}$$

Решая это уравнение относительно $d_с$, получают

$$d_с = \frac{G_н d_н + G_{Iр} d_у}{G_{д.п}}. \qquad \text{(XXI.31)}$$

Поскольку точка смеси *с* должна соответствовать энтальпии $I_с = I_о$, ее положение в *I—d*-диаграмме определяют, проводя линии $I_о$=const и $d_с$=const до их взаимного пересечения. Построение процесса завершается проведением через точки *у* и *с* прямой до пересечения с линией $d_н$=const в точке *к*. Линия *нк* является лучом процесса нагревания воздуха в калорифере первой ступени подогрева, а линия *ку* — линией смеси подогретого наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

Расход тепла на нагревание воздуха в калорифере первой ступени подогрева

$$Q_I = G_н (I_к - I_н),$$

а в калорифере второй ступени подогрева

$$Q_{II} = G_о (I_п - I_{c1}).$$

В этом параграфе рассмотрены системы кондиционирования, в которых в теплый период года используются процессы адиабатического или политропического охлаждения. При использовании адиабатического охлаждения не требуется применения внешних источников холода, однако влагосодержание приточного воздуха может оказаться довольно высоким. Использование политропического охлаждения требует применения каких-либо источников холода, вследствие чего стоимость систем существенно возрастает. В связи с этим большое внимание уделяется разработке новых типов систем кондиционирования с использованием адиабатического охлаждения. Одним из результатов этих разработок является система кондиционирования воздуха с применением *двухступенчатого испарительного охлаждения.*

Двухступенчатое испарительное охлаждение получило свое название в связи с одновременным использованием косвенного и прямого испарительного охлаждения. Под косвенным испарительным охлаждением имеется в виду испарительное охлаждение воды во вспомогательном контактном аппарате (оросительной камере, насадке, градирне и т. п., через которые пропускается наружный воздух), после которого вода при температуре, близкой к температуре мокрого термометра, поступает в поверхностный воздухоохладитель (поверхностный теплообменник). В поверхностном воздухоохладителе происходит сухое охлаждение воздуха (при неизменном влагосодержании, что само по себе весьма существенно). Этот процесс является первой ступенью охлаждения.

Второй ступенью охлаждения является прямое испарительное охлаждение воздуха в оросительной камере. В результате такой комплексной двухступенчатой обработки воздух имеет более низкую температуру и более низкое влагосодержание, чем при использовании только адиабатического охлаждения.

Принципиальная схема **системы кондиционирования воздуха с применением двухступенчатого испарительного охлаждения** показана на

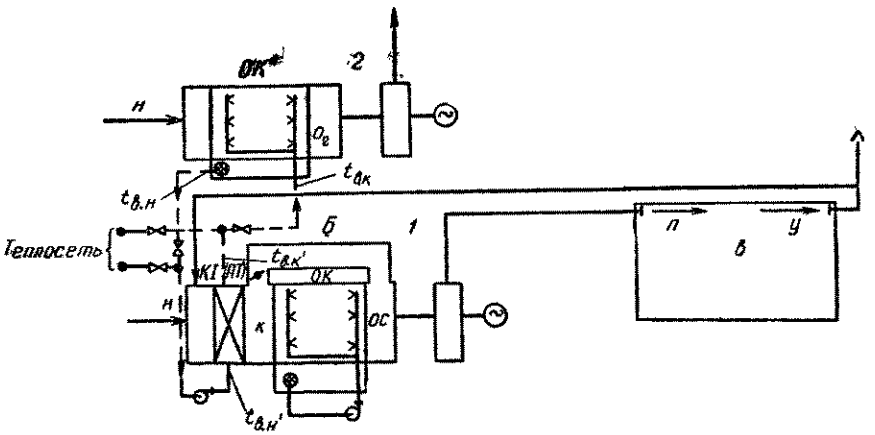


Рис. XXI.17. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с применением двухступенчатого испарительного охлаждения

1 — основной кондиционер; *2* — кондиционер-градирня

рис. XXI.17. Рассматриваемая система состоит из двух кондиционеров: основного, в котором производится обработка воздуха для обслуживаемого помещения, и вспомогательного — градирни. Основное назначение градирни — воздушно-испарительное охлаждение воды, питающей первую ступень основного кондиционера в теплый период года (поверхностный теплообменник *ПТ*). Вторая ступень основного кондиционера — оросительная камера *ОК*, работающая в режиме адиабатического увлажнения, имеет обводной канал — байпас *Б* для регулирования влажности воздуха в помещении.

Исходными данными для расчета *летнего режима* являются расчетные параметры наружного $t_н$ и $I_н$ и внутреннего $t_в$ и $\varphi_в$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW.

Построение процесса в I—d-диаграмме (рис. XXI.18) начинают с нанесения точек *н* и *в*. Через точку *в* проводят луч процесса изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$ до пересечения с изотермой $t_у$ в точке *у* (удаляемый воздух).

Через точку *н* проводят линию $d_н$=const до пересечения с изотермой

$$t_к = t_{м\,в} + 3,\ .5, \qquad \text{(XXI.32)}$$

где $t_{м\,в}$ — температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С.

Из полученной таким образом точки *к* проводят линию $I_к$=const до пересечения с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке *о*. Заметим, что линия *нк* соответствует процессу охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе (в первой ступени *ПТ*), а линия *ко* — процессу адиабатического охлаждения в оросительной камере (во второй ступени *ОК*).

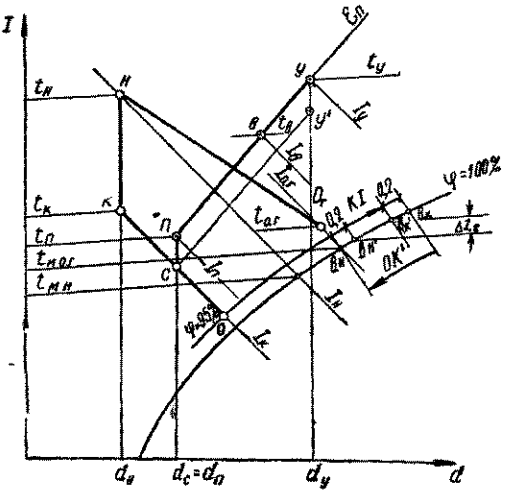


Рис XXI.18 Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением двухступенчатого испарительного охлаждения для летнего режима (на линии $\varphi=100\%$ показан процесс изменения температуры воды в контуре оросительной камеры OK' градирни и поверхностном охладителе KI основного кондиционера)

От точки y вниз по линии $d_у=\text{const}$ откладывают отрезок yy', соответствующий 1—1,5° С, и через полученную точку y' проводят луч процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$ до пересечения с линией $ко$ в точке $с$. Точка $с$ является точкой смеси воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере (точка $о$) и воздуха, прошедшего по байпасному каналу (точка $к$).

От точки $с$ вверх по линии $d_с=\text{const}$ откладывают отрезок $сп$, соответствующий 1—1,5° С (для учета подогрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах), и получают точку $п$, характеризующую состояние приточного воздуха. Линия, проведенная через эту точку с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$, проходит через точку $в$. На этом построение процесса изменения состояния воздуха в основном кондиционере заканчивается.

Общее количество вентиляционного воздуха

$$G_о = \frac{\Delta Q}{I_у - I_п} \text{ или } G_о = \frac{\Delta W}{d_у - d_п} 10^3.$$

Количество воздуха, проходящего по байпасному каналу,

$$G_б = G_о \frac{со}{ко},$$

через оросительную камеру

$$G_{д\,п} = G_о - G_б.$$

Количество тепла, отводимого от воздуха в поверхностном воздухоохладителе (первой ступени):

$$Q_{охл} = G_о (I_н - I_к). \qquad \text{(XXI.33)}$$

Далее переходят к расчету вспомогательного кондиционера — градирни и определению температуры воды, питающей поверхностный воздухоохладитель.

Коэффициент эффективности испарительного охлаждения воды определяется выражением

$$E_ж = \frac{t_{в.н} - t_{в.к}}{t_{в.к} - t_{м\,н}}, \qquad \text{(XXI.34)}$$

где $t_{в.н}$ и $t_{в\,к}$ — соответственно начальная и конечная температура воды, °С.

Опытами установлено, что значение $E_ж$ находится в пределах 0,45—0,55.

Практически величину повышения температуры воды в поверхностном воздухоохладителе $\Delta t_в$ принимают равной 2—3° С, а в трубопроводах и насосе — 0,4° С. Тогда (см. рис. XXI.18) можно записать

$$t_{в.к} = t_{в.н} + \Delta t_в + 0{,}4. \qquad \text{(XXI.35)}$$

Подставляя выражение (XXI.35) в уравнение (XXI.34) и решая последнее относительно $t_{в.н}$, получают

$$t_{в.н} = \frac{(1 - E_ж)(\Delta t_в + 0{,}4) + E_ж t_{м.н}}{E_ж}. \quad (XXI.36)$$

Условно принимают, что температура воды в трубопроводах и насосе повышается на 0,2° С по пути от вспомогательного кондиционера до воздухоохладителя и на 0,2° С по пути от воздухоохладителя до вспомогательного кондиционера (см. рис. XXI.18). Тогда записывают

$$t_{в.н'} = t_{в.н} + 0{,}2 \quad (XXI.37)$$

и

$$t_{в.к'} = t_{в.н'} + \Delta t_в, \quad (XXI.38)$$

где $t_{в.н'}$ и $t_{в.к'}$ — температура воды соответственно на входе в поверхностный воздухоохладитель и на выходе из него, °С.

Расход воды, питающей поверхностный воздухоохладитель, составляет

$$W = \frac{Q_{охл}}{\Delta t_в}. \quad (XXI.39)$$

Коэффициент орошения градирни $B_г$, кг воды/кг воздуха, определяется из выражения

$$E_ж = 0{,}064 B_г^{-0{,}41} t_{в.к}^{0{,}22} t_{м.н}^{0{,}4} \quad (XXI.40)$$

и равен

$$B_г = \left(0{,}064 E_ж^{-1} t_{в.к}^{0{,}22} t_{м.н}^{0{,}4}\right)^{2{,}44}. \quad (XXI.40')$$

Количество воздуха, проходящего через вспомогательный кондиционер, составляет

$$G_г = \frac{W}{B_г}. \quad (XXI.41)$$

Из выражения теплового баланса для вспомогательного кондиционера

$$B_г c_ж (t_{в.к} - t_{в.н}) = I_н - I_{о.г}$$

получаем:

$$I_{о.г} = I_н - B_г c_ж (t_{в.к} - t_{в.н}), \quad (XXI.42)$$

где $I_{о.г}$ — энтальпия воздуха, покидающего вспомогательный кондиционер — градирню.

Температуру воздуха по мокрому термометру $t_{м.о.г}$ определяют по величине $I_{о.г}$ с помощью I—d-диаграммы или по приближенной зависимости, действительной в интервале $18° С < t_{м.о.г} < 24° С$:

$$t_{м.о.г} = \frac{I_{о.г}}{0{,}7}. \quad (XXI.43)$$

Коэффициент эффективности испарительного охлаждения воздуха $E_в$ (в градирне в процессе, близком к адиабатическому) определяют по формуле, предложенной, как и зависимость (XXI.40), О. Я. Кокориным:

$$E_в = 0{,}88 B_г^{0{,}18}. \quad (XXI.44)$$

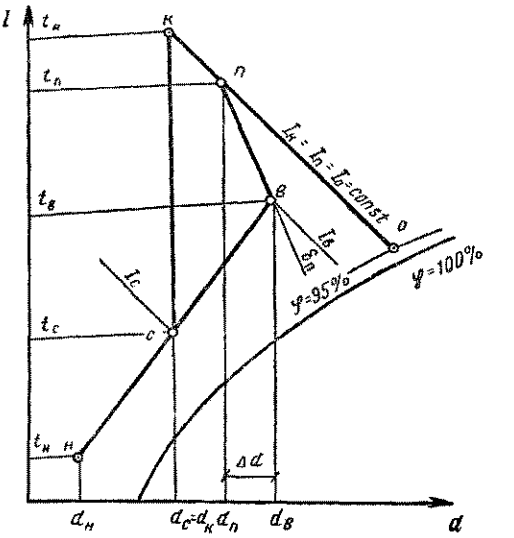


Рис. XXI.19. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с применением двухступенчатого испарительного охлаждения для зимнего режима

Поскольку

$$E_в = 1 - \frac{t_{о.г} - t_{м.о.г}}{t_н - t_{м.н}}, \qquad (XXI.44')$$

получают

$$t_{о.г} = t_{м.о.г} + (1 - E_в)(t_н - t_{м.н}). \qquad (XXI.45)$$

Пересечение линий $I_{о.г} = const$ и $t_{о.г} = const$ определяет положение точки $O_г$, характеризующей состояние воздуха, уходящего из вспомогательного кондиционера — градирни. Этот воздух может быть использован для подачи в некоторые помещения второстепенного назначения, а также для охлаждения чердачных помещений, межстекольного пространства и т. п.

Кроме кондиционеров — градирен для охлаждения воды могут быть использованы промышленные градирни, фонтаны, брызгальные бассейны и т. п. В районах с жарким и влажным климатом в ряде случаев в дополнение к косвенному испарительному охлаждению используют машинное охлаждение.

Рассмотрим особенность использования системы кондиционирования воздуха с применением двухступенчатого испарительного охлаждения в *холодный период года*. Поверхностный теплообменник, работающий в теплый период с небольшой разностью температур воздуха и воды, при питании в холодный период высокотемпературным теплоносителем имеет значительный запас по теплопроизводительности. Это обстоятельство позволяет не только отказаться от применения калорифера второй ступени подогрева, возложив его функции на поверхностный теплообменник, выполняющий роль калорифера первой ступени подогрева, но и обеспечить компенсацию теплопотерь помещения путем перегрева приточного воздуха (воздушное отопление).

Исходные данные для расчета процесса: общее количество вентиляционного воздуха $G_о$ (по летнему режиму), необходимое количество наружного воздуха $G_н$ (по требованиям санитарных норм), расчетные параметры наружного $t_н$ и $I_н$ и внутреннего $t_в$ и $\varphi_в$ воздуха, избытки тепла ΔQ и влаги ΔW. В данном случае, если позволяют санитарные нормы, возможно применение рециркуляции. Рассмотрим построение в I—d-диаграмме процесса изменения состояния воздуха (рис. XXI.19). Построение начинают с нанесения на поле I—d-диаграммы точек *н* и *в* и отыскания на линии, соединяющей эти точки, положения точки смеси *с*, используя уравнение баланса по влаге:

$$G_о d_с = G_в d_н + (G_о - G_н) d_в,$$

откуда

$$d_с = \frac{G_н d_н + (G_о - G_н) d_в}{G_о}.$$

Искомая точка *с* находится на пересечении линии $d_с = const$ с линией *вн*.

Определив ассимилирующую способность воздуха, например, по влаге

$$\Delta d = \frac{\Delta W}{G_0} 10^3,$$

находят влагосодержание приточного воздуха:

$$d_п = d_в - \Delta d.$$

Точка n, определяющая состояние приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_п = \text{const}$ и луча процесса изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом $\varepsilon_п = \Delta Q/\Delta W$.

Поскольку точка n является одновременно точкой смеси воздуха, обработанного в оросительной камере, и воздуха, прошедшего по байпасному каналу, через эту точку проводят линию $I_п = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = \text{const}$ в диапазоне относительной влажности 90—95% в точке $о$ и с линией $d_с = \text{const}$ в точке $к$. Линия $ск$ соответствует процессу нагревания воздуха в поверхностном теплообменнике KI, расход тепла в котором составляет

$$Q_I = G_0 (I_к - I_с). \qquad (XXI.46)$$

В заключение укажем, что рассмотренная схема имеет дальнейшее развитие, в частности, путем использования **системы многоступенчатого испарительного охлаждения.** Теоретическим пределом охлаждения воздуха с использованием таких систем является температура точки росы. Системы кондиционирования воздуха с применением прямого и косвенного испарительного охлаждения имеют более широкую область применения по сравнению с системами, в которых используется только прямое (адиабатическое) испарительное охлаждение воздуха.

Пример XXI.1. Определить параметры приточного воздуха и другие характеристики процесса обработки воздуха, а также требуемые тепловую и холодильную мощности системы кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции и калориферов первой и второй ступеней подогрева для конференц-зала на 530 человек при следующих исходных данных для летнего и зимнего режимов

Летний режим. Параметры наружного воздуха (точка $н$): $t_н = 31°$ С, $I_н = 79{,}8$ кДж/кг, $d_н = 19$ г/кг сухой части воздуха, $\varphi_н = 60\%$; параметры внутреннего воздуха (точка $в$): $t_в = 24°$ С, $I_в = 48{,}2$ кДж/кг, $d_в = 9{,}5$ г/кг сухой части воздуха, $\varphi_в = 50\%$.

Зимний режим. Параметры наружного воздуха (точка $н$): $t_н = -15°$ С, $I_н = -12{,}55$ кДж/кг, $d_н = 0{,}8$ г/кг сухой части воздуха, $\varphi_н = 75\%$; параметры внутреннего воздуха (точка $в$): $t_в = 18°$ С, $I_в = 34{,}4$ кДж/кг, $d_в = 6{,}55$ г/кг сухой части воздуха, $\varphi_в = 50\%$.

Теплопоступления через ограждения летом составляют 11 500 Вт. Теплопотери через наружные ограждения зимой, которые должны компенсироваться системой кондиционирования воздуха, составляют 19 200 Вт. Количество наружного воздуха в общем притоке в помещение по санитарным нормам должно быть равно $G_н = 19\,000$ кг/ч. Допустимый перепад температур подаваемого в помещение приточного воздуха и внутреннего воздуха в теплый период года $\Delta t_{доп} = 5°$ С.

Решение. 1. Составляем тепловой баланс помещения. Примем, что один человек в состоянии покоя летом при $t_в = 24°$ С выделяет полного тепла $q_{ч.п} = 124$ Вт, а зимой при $t_в = 18°$ С — $q_{ч.п} = 141$ Вт. Тогда теплопоступления в помещение, которые в расчете рассматриваются как избытки тепла, составляют:

летом

$$\Delta Q = 124 \cdot 530 + 11\,500 = 77\,000 \text{ Вт} = 277\,000 \text{ кДж/ч};$$

зимой

$$\Delta Q = 141 \cdot 530 - 19\,200 = 55\,400 \text{ Вт} = 199\,000 \text{ кДж/ч}.$$

2. Определяем влаговыделения в помещении. Человек в состоянии покоя выделяет летом при $t_в = 24°$ С влаги 78 г/ч, а зимой при $t_в = 18°$ С влаги 57 г/ч Тогда общие влаговыделения составляют:

летом

$$\Delta W = 78 \cdot 530 = 41\,400 \text{ г/ч} = 41{,}4 \text{ кг/ч};$$

зимой

$$\Delta W = 57 \cdot 530 = 30\,200 \text{ г/ч} = 30{,}2 \text{ кг/ч}.$$

3. Определяем угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении:
в теплый период года

$$\varepsilon_{\text{п.л}} = \frac{277\,000}{41{,}4} = 6700 \text{ кДж/кг} = 6{,}7 \text{ кДж/г};$$

в холодный период года

$$\varepsilon_{\text{п.з}} = \frac{199\,000}{30{,}2} = 6600 \text{ кДж/кг} = 6{,}6 \text{ кДж/г}.$$

А. Рассмотрим *летний режим* работы системы (см. рис. XXI.11).
1. Определяем температуру приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{доп}} = 24 - 5 = 19^{\circ}\text{C}.$$

2. Наносим на I—d-диаграмму точку n, которая лежит на пересечении луча процесса с $\varepsilon_{\text{п л}} = 6700$ кДж/кг, проведенного через точку $в$, и изотермы $t_{\text{п}} = 19^{\circ}$ С. Параметры этой точки: $I_{\text{п}} = 40{,}1$ кДж/кг, $d_{\text{п}} = 8{,}3$ г/кг, $\varphi_{\text{п}} = 60\%$, $t_{\text{п}} = 19^{\circ}$ С.
Разность энтальпии приточного и внутреннего воздуха по I—d-диаграмме составляет

$$\Delta I = I_{\text{в}} - I_{\text{п}} = 48{,}2 - 40{,}1 = 8{,}1 \text{ кДж/кг},$$

или из аналитической формулы [см. формулу (III.35)]

$$\frac{\Delta t_{\text{доп}}}{\Delta I} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{п.л}}};$$

$$\Delta I = \frac{\Delta t_{\text{доп}}\, \varepsilon_{\text{п.л}}}{0{,}98\varepsilon_{\text{п.л}} - 2{,}45} = \frac{5 \cdot 6{,}7}{0{,}98 \cdot 6{,}7 - 2{,}45} = 8{,}16 \text{ кДж/кг},$$

откуда

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} - \Delta I = 48{,}2 - 8{,}16 = 40{,}04 \text{ кДж/кг}.$$

Разность влагосодержания приточного и внутреннего воздуха по I—d-диаграмме равна:

$$\Delta d = d_{\text{в}} - d_{\text{п}} = 9{,}5 - 8{,}3 = 1{,}2 \text{ г/кг},$$

или из аналитической формулы

$$\frac{\Delta t_{\text{доп}}}{\Delta I} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{п.л}}} \text{ или } \frac{\Delta t_{\text{доп}}}{\varepsilon_{\text{п.л}}\, \Delta d} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{п.л}}};$$

$$\Delta d = \frac{\Delta t_{\text{доп}}}{0{,}98\varepsilon_{\text{п.л}} - 2{,}45} = \frac{5}{0{,}98 \cdot 6{,}7 - 2{,}45} = 1{,}22 \text{ г/кг},$$

откуда

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}} - \Delta d = 9{,}5 - 1{,}22 = 8{,}28 \text{ г/кг}.$$

3. Количество приточного воздуха, необходимого для ассимиляции избытков тепла и влаги в помещении:

$$G_{\text{о}} = \frac{277\,000}{8{,}16} = \frac{41\,400}{1{,}22} = 33\,900 \text{ кг/ч}.$$

4. Количество рециркуляционного воздуха

$$G_{\text{р}} = G_{\text{о}} - G_{\text{н}} = 33\,900 - 19\,000 = 14\,900 \text{ кг/ч}.$$

5. Принимаем нагрев воздуха в воздуховодах и в вентиляторе 1,5° С. Тогда в вентилятор должен входить воздух с параметрами точки n': $t_{п'}=19-1,5=17,5°$ С, $\varphi_{п'}=65\%$, $I_{п'}=38,8$ кДж/кг, $d_{п'}=8,3$ г/кг, или при использовании аналитической формулы (III.25)

$$I_{п'}=I_{п}-\frac{\Delta t}{0,98}=40,1-\frac{1,5}{0,98}=38,6 \text{ кДж/кг};$$

$$d_{п'}=d_{п}=8,28 \text{ г/кг}; \quad t_{п'}=17,5° \text{ С}.$$

С параметрами точки n' воздух выходит из калорифера второй ступени подогрева. В калорифере он нагревается по линии $d_{п}=\text{const}$. Следовательно, параметры воздуха перед калорифером второй ступени подогрева после оросительной камеры определяются точкой o пересечения линии $d_{п'}=8,3$ г/кг и линии $\varphi=95\%$; ее координаты по I—d-диаграмме: $d_{o}=8,3$ г/кг; $\varphi_{o}=95\%$, $I_{o}=32.9$ кДж/кг, $t_{o}=11,6°$ С, или по аналитическим формулам:

$$d_{o}=d_{п'}=8,28 \text{ г/кг}; \quad I_{o}=C+Dd_{o}=-0,5+4,02\cdot 8,28=$$

$$=32,78 \text{ кДж/кг}; \quad t_{o}=t_{п'}-(I_{п'}-I_{o})\,0,98=17,5-(38,6-32,78)\,0,98=11,8° \text{ С},$$

где коэффициенты $C=-0,5$ и $D=4,02$ приняты по табл. III.1.

6. Определяем мощность калориферов второй ступени подогрева (отрезок on'):

$$Q_{II}=G_{o}(I_{п'}-I_{o})=33\,900(38,6-32,78)=197\,000 \text{ кДж/ч}.$$

7. В оросительную камеру попадает смесь воздуха наружного $G_{н}=19\,000$ кг/ч и рециркуляционного $G_{р}=14\,900$ кг/ч с параметрами точки $в$. Для нахождения положения точки $с$ на линии смеси $вн$ (нагревом воздуха от точки $в$ до точки $у$ и в рециркуляционном воздуховоде — отрезок $уу'$ на рис. XXI.11 — пренебрегаем) воспользуемся соотношением:

$$\frac{вс}{вн}=\frac{G_{н}}{G_{o}}=\frac{19\,000}{33\,900}=0,56,$$

отсюда

$$вс=0,56\,вн.$$

Таким образом, пользуясь I—d-диаграммой, находим параметры точки $с$: $t_{с}=27,9°$ С, $I_{с}=65,9$ кДж/кг, $\varphi_{с}=63\%$, $d_{с}=14,8$ г/кг.

Параметры точки $с$, определенные по формулам, равны:

$$n=\frac{G_{н}}{G_{o}}=\frac{19\,000}{33\,900}=0,56;$$

$$d_{с}=n(d_{н}-d_{в})+d_{в}=0,56\,(19-9,5)+9,5=14,81 \text{ г/кг};$$

$$I_{с}=n(I_{н}-I_{в})+I_{в}=0,56\,(79,8-48,2)+48,2=65,9 \text{ кДж/кг}.$$

8. Линия $ос$ в I—d-диаграмме отражает процесс охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере:

$$\Delta I_{o}=I_{с}-I_{o}=65,9-32,78=33,12 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta d_{o}=d_{с}-d_{o}=14,81-8,28=6,53 \text{ г/кг}.$$

Потребность в холоде для охлаждения воздуха в оросительной камере

$$Q_{охл}=G_{o}\Delta I_{o}=33\,900\cdot 33,12=1\,120\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Осушающий эффект камеры

$$W_{o}=G_{o}\Delta d_{o}=33\,900\cdot 6,53=221\,000 \text{ г/ч}=221 \text{ кг/ч}.$$

Б. Рассмотрим *зимний режим* работы системы (см. рис. XXI.13).

1. Количество приточного воздуха принимаем таким же, как для летнего режима работы системы, $G_{o}=33\,900$ кг/ч. Тогда ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу и по влаге равна:

$$\Delta I=\frac{\Delta Q}{G_{o}}=\frac{199\,000}{33\,900}=5,9 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta d=\frac{\Delta W}{G_{o}}=\frac{30\,200}{33\,900}=0,89 \text{ г/кг}.$$

2. Находим параметры точки n, используя I—d-диаграмму: $d_п = 5{,}66$ г/кг, $I_п = 28{,}5$ кДж/кг, $t_п = 14{,}7°$ С, $\varphi_п = 54\%$.

Находим параметры точки n по аналитическим зависимостям:

$$d_п = d_в - \Delta d = 6{,}55 - 0{,}89 = 5{,}66 \text{ г/кг};$$

$$I_п = I_в - \Delta I = 34{,}4 - 5{,}9 = 28{,}5 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta t_{пр} = \Delta I \left(0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{п\,з}}\right) = 5{,}9 \left(0{,}98 - \frac{2{,}45}{6{,}6}\right) = 3{,}6° \text{ С};$$

$$t_п = t_в - \Delta t_{пр} = 18 - 3{,}6 = 14{,}4° \text{ С}.$$

3. Нагрев воздуха в вентиляторе и в воздуховодах не учитываем Тогда параметры воздуха после оросительной камеры перед калорифером второй ступени подогрева (точка $о$) по I—d-диаграмме: $d_о = d_п = 5{,}66$ г/кг, $I_о = 20{,}8$ кДж/кг, $t_о = 6{,}4°$ С, $\varphi_о = 95\%$.

Параметры воздуха находим по аналитическим формулам:

$$d_о = d_п = 5{,}66 \text{ г/кг};$$

$$I_о = C + Dd_о = -9{,}67 + 5{,}32 \cdot 5{,}66 = 20{,}44 \text{ кДж/кг};$$

$$t_о = t_п - (I_п - I_о)\,0{,}98 = 14{,}4 - (28{,}5 - 20{,}44)\,0{,}98 = 6{,}5,$$

где коэффициенты $C = -9{,}67$ и $D = 5{,}32$ приняты по табл. III.1.

4. Расход тепла на вторую ступень подогрева

$$Q_{II} = G_о (I_п - I_о) = 33\,900\,(28{,}5 - 20{,}44) = 273\,000 \text{ кДж/ч}.$$

5. Определяем параметры точки смеси воздуха после калорифера второй ступени подогрева и рециркуляционного:

$$n = 0{,}56;$$

$$d_с = d_в - (d_в - d_н)\,n = 6{,}55 - (6{,}55 - 0{,}8)\,0{,}56 = 3{,}33 \text{ г/кг}.$$

В холодный период года в оросительной камере происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха по линии $I = \text{const}$, поэтому $I_с = I_о = 20{,}44$ кДж/кг, а $t_с$ равна:

$$t_с = t_о + 2{,}45\,(d_о - d_с) = 5{,}8 + 2{,}45\,(5{,}66 - 3{,}33) = 11{,}52° \text{ С}.$$

6. Определяем общее количество испаряющейся в оросительной камере воды:

$$W = G_о\,(d_о - d_с) = 33\,900\,(5{,}66 - 3{,}33) = 79\,000 \text{ г/ч} = 79 \text{ кг/ч}.$$

7. Влагосодержание воздуха после калорифера первой ступени подогрева

$$d_к = d_в = 0{,}8 \text{ г/кг}.$$

Из формулы

$$\frac{I_в - I_с}{I_в - I_к} = n$$

находим

$$I_к = I_в - \frac{1}{n}\,(I_в - I_с) = 34{,}4 - \frac{1}{0{,}56}\,(34{,}4 - 20{,}44) = 9{,}4 \text{ кДж/кг};$$

по аналитической зависимости

$$t_к = t_н + (I_к - I_н)\,0{,}98 = -15 + (9{,}4 + 12{,}55)\,0{,}98 = 6{,}5° \text{ С}.$$

8. Расход тепла на первую ступень подогрева

$$Q_I = G_в\,(I_к - I_в) = 19\,000\,(9{,}4 + 12{,}55) = 417\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Таким образом, для проектируемого зала необходима система кондиционирования воздуха со следующими характеристиками: количество приточного воздуха $G_о = 33\,900$ кг/ч, в том числе наружного $G_н = 19\,000$ кг/ч, рециркуляционного $G_р = 14\,900$ кг/ч; холодильная мощность оросительной камеры $Q_{охл} = 1\,120\,000$ кДж/ч;

тепловая мощность калорифера первой ступени подогрева $Q_I = 417\,000$ кДж/ч; тепловая мощность калорифера второй ступени подогрева $Q_{II} = 273\,000$ кДж/ч.

§ 107. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В больших зданиях отдельные помещения могут иметь различные тепловлажностные режимы, и в таких случаях при устройстве кондиционирования воздуха в них удобно использовать комбинированные системы. В некоторых случаях удается выделить группы помещений или отдельные зоны зданий с близкими режимами. В этом случае прибегают к устройству зональных систем. Обычно зонирование осуществляют, руководствуясь ориентацией помещений по странам света, расположением их по высоте в многоэтажных зданиях, общностью внутреннего тепловлажностного режима и функционального назначения.

Возможны различные схемы зональных систем.

Простейшей является **зональная система с регулированием изменения расхода воздуха** (рис. XXI.20). Система рассчитывается на максимально потребное для каждой зоны количество приточного воздуха с учетом некоторого коэффициента одновременности максимальных нагрузок. Воздух приготовляется в центральном кондиционере и подается во все зоны с одинаковыми параметрами. Регулирование тепловлажностного режима в отдельных зонах и поддержание заданных внутренних условий осуществляется только изменением количества подаваемого воздуха. Изменение количества приточного воздуха является недостатком этой системы.

Применяются также **зональные системы с постоянным количеством воздуха, но позонным подогревом или охлаждением** его (рис. XXI.21). Воздух, приготовленный в центральном кондиционере, поступает в зональные доводчики, где в установленных теплообменниках догревается или доохлаждается. Поддержание заданных условий при постоянном расходе воздуха обеспечивается регулированием догрева или доохлаждения в доводчиках.

Сейчас широко используются **системы с зональными эжекционными кондиционерами-доводчиками** (рис. XXI.22). В этих системах наряду с догревом и доохлаждением в доводчике обеспечивается рециркуляция внутреннего воздуха (подмешивание его к основному потоку, идущему из центрального кондиционера). Рециркуляция обычно обеспечивается эжектирующим действием основного потока воздуха. В некоторых случаях для этой цели устанавливают вентиляторы. Подогревать и охлаждать в доводчике целесообразно рециркуляционный воздух.

Возможно применение **зональных двухканальных систем кондиционирования** (рис. XXI.23) низкого, среднего или высокого давления. Системы оборудуются центральными кондиционерами, в которых приготовляется воздух с разными параметрами. Холодный и горячий воздух подается самостоятельными воздуховодами к специальным смесительным устройствам. Регулирующее приспособление, обеспечивающее поддержание заданных внутренних условий, устанавливает в смесительном устройстве необходимое соотношение количеств холодного и горячего воздуха. Принципиально такие же схемы, как для зональных систем, могут быть использованы для обслуживания отдельных помещений с различными режимами.

В изложении данного параграфа ограничимся более подробным рассмотрением **центральной системы кондиционирования воздуха с зо-**

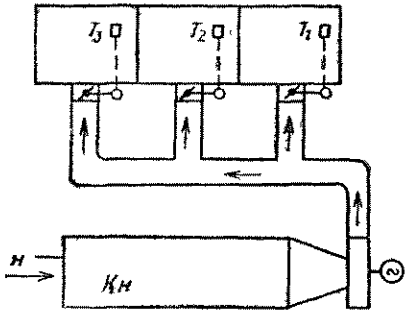


Рис. XXI.20. Принципиальная схема зональной системы кондиционирования с регулированием изменения расхода воздуха

T_1—T_3 — датчики температуры; Кн — кондиционер

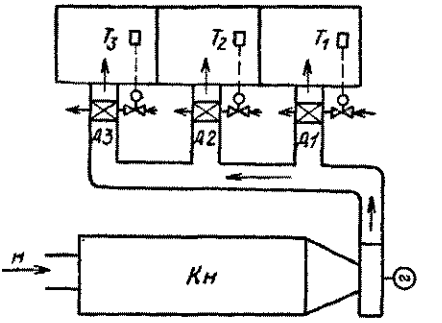


Рис. XXI.21. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с зональными доводчиками-теплообменниками *Д1—Д3*

нальными доводчиками, принципиальная схема которой приведена на рис. XXI.24.

Наружный воздух с параметрами *н* проходит через калорифер первой ступени подогрева *К1* и смешивается с рециркуляционным воздухом (если рециркуляция допустима и целесообразна). После обработки в

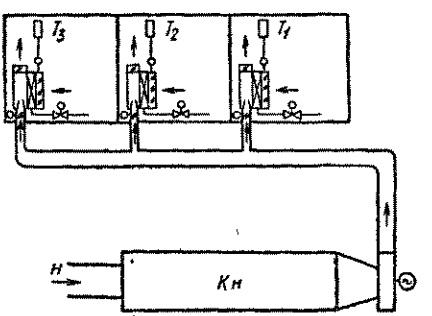


Рис. XXI.22. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками

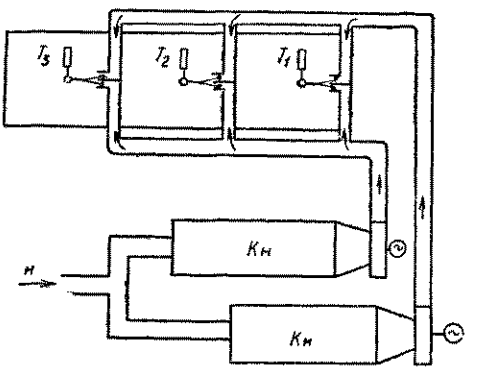


Рис. XXI.23. Принципиальная схема двухканальной системы кондиционирования воздуха

оросительной камере *ОК* центрального кондиционера воздух направляется через систему воздуховодов к отдельным помещениям (зонам). На ответвлениях в каждую зону установлены зональные доводчики (*Д1*, *Д2* и т. д.), с помощью которых при необходимости можно догревать или доохлаждать подаваемый воздух (калорифера второй ступени подогрева в центральном кондиционере нет). Регулирование степени подогрева (охлаждения) осуществляется клапанами подачи теплохолодоносителя ($К_1$, $К_2$ и т. д.), получающими командные импульсы на исполнительные механизмы от датчиков температуры ($Т_1$, $Т_2$ и т. д.) обслуживаемых помещений (зон). Удаляемый из помещений воздух направляется в вытяжную систему и на рециркуляцию.

Рассмотрим построение в *I—d*-диаграмме (рис. XXI.26) процесса обработки воздуха в *теплый период года* для многозональной системы.

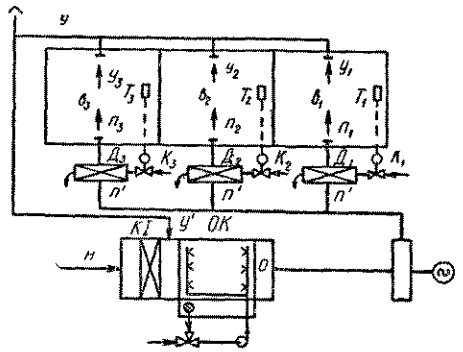


Рис. XXI.24. Система кондиционирования воздуха с зональными доводчиками-теплообменниками

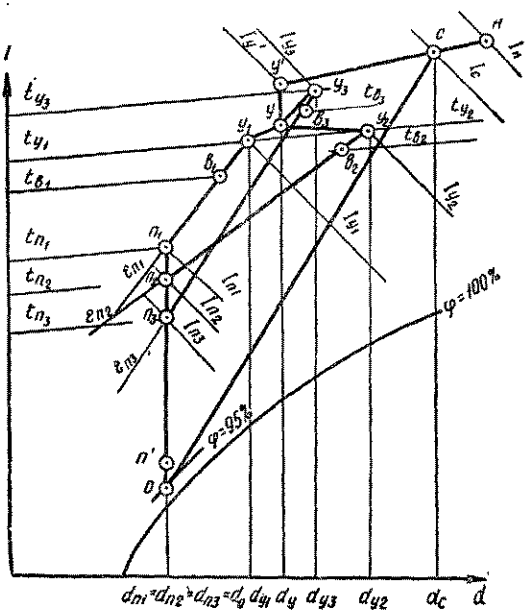


Рис. XXI.25. Построение в I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с зональными доводчиками-теплообменниками для летнего режима

На I—d-диаграмму наносят точки $н$, $в_1$, $в_2$ и т. д., характеризующие состояние наружного воздуха и воздуха в каждой зоне. Через точки $в_1$, $в_2$ и т. д. проводят лучи процессов изменения состояния воздуха в отдельных зонах (помещениях) с угловыми коэффициентами $\varepsilon_{п1}$, $\varepsilon_{п2}$ и т. д. до пересечения с изотермами $t_{у1}$, $t_{у2}$ и т. д. в точках y_1, y_2 и т. д., соответствующих параметрам удаляемого воздуха. Точки n_1, n_2 и т. д. выбираются таким образом, чтобы перепады температур $t_{в1}$—$t_{п1}$, $t_{в2}$—$t_{п2}$ и т. д. не выходили за допустимые пределы, а соответствующие им влагосодержания были одинаковы, т. е.

$$d_{п1} = d_{п2} = \cdots = d_о = \text{const}.$$

Точка $о$, находящаяся на пересечении линии $d_о$=const с кривой φ=const в диапазоне относительной влажности 90—95%, определяет состояние воздуха, покидающего оросительную камеру. Отрезок $оп'$ учитывает подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

Количество вентиляционного воздуха для каждой зоны определяется по формуле (на примере первой зоны)

$$G_{о1} = \frac{\Delta Q_i}{I_{у1} - I_{п1}}. \qquad \text{(XXI.47)}$$

Общий расход вентиляционного воздуха

$$\Sigma G_о = G_{о1} + G_{о2} + \cdots. \qquad \text{(XXI.48)}$$

Положение точки $у$, соответствующей средним параметрам удаляемого воздуха, определяют путем вычисления энтальпии и влагосодержания по формулам:

$$I_у = \frac{G_{о1} I_{у1} + G_{о2} I_{у2} + \cdots}{\Sigma G_о} \qquad \text{(XXI.49)}$$

и

$$d_у = \frac{G_{о1} d_{у1} + G_{о2} d_{у2} + \cdots}{\Sigma G_о}. \qquad \text{(XXI.50)}$$

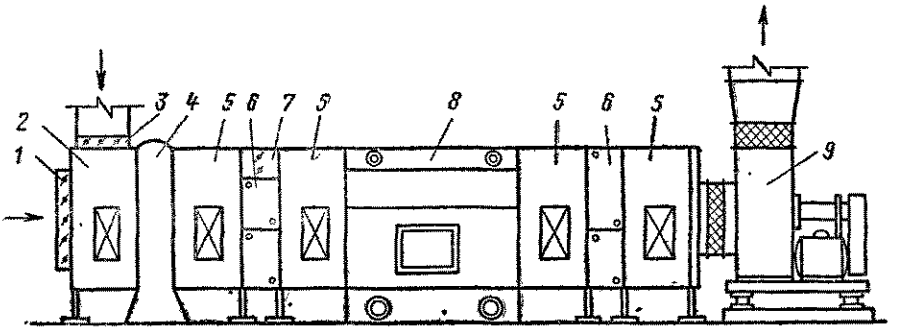


Рис. XXI.26. Компоновочная схема сборки типовых секций форсуночного кондиционера типа Кт

1 — утепленный клапан; *2* — смесительная камера; *3* — регулирующий клапан; *4* — воздушный фильтр; *5* — воздушная камера; *6* — калориферы (секции подогрева); *7* — обводной створчатый клапан; *8* — форсуночная (оросительная) камера; *9* — вентилятор

Отложив вверх от точки y по линии $d_y = \text{const}$ отрезок, соответствующий приблизительно 1° С, получают точку y', характеризующую параметры рециркуляционного воздуха, смешиваемого с наружным. Если задано суммарное количество наружного воздуха $G_н$, положение точки смеси c находят на пересечении линии $y'н$ с линией $I_c = \text{const}$. Значение I_c определяют из выражения

$$I_c = \frac{G_н I_н + (\Sigma G_o - G_н) I_{y'}}{\Sigma G_o}. \qquad \text{(XXI.51)}$$

Соединяя точки c и o прямой, получают луч процесса обработки воздуха в оросительной камере.

Мощность отдельных зональных теплообменников можно определить для расчетных условий, пользуясь результатами построения процесса на I—d-диаграмме. Расчетная суммарная нагрузка для всего здания всегда оказывается меньше суммы расчетных нагрузок для каждой зоны (с учетом коэффициентов одновременности и загрузки).

§ 108. ТИПОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНДИЦИОНЕРОВ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ

Типовые элементы кондиционеров центральных систем изготовляются харьковским и домодедовским заводами. Длительное время выпускались кондиционеры серии КД, которые были разработаны НИИ санитарной техники совместно с этими заводами.

В последние годы Харьковским институтом ВНИИкондвентмаш разработан и частично освоен единый параметрический ряд кондиционеров серии Кт. Этот ряд кондиционеров общего назначения производительностью по воздуху 0,4—500 тыс. м³/ч представлен тремя группами кондиционеров: блочными (0,4—3 тыс. м³/ч), блочно-секционными (4—25 тыс. м³/ч) и секционными (30—500 тыс. м³/ч). Параметры ряда секционных кондиционеров основаны на размерах базовых элементов Кт 30 и Кт 40, рассчитанных на производительность 30 и 40 тыс. м³/ч. Типовые секции изготовляются исходя из скорости движения воздуха в оросительной камере в пределах от 2,8 до 3,2 м/с на номинальную производительность 30, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 250 тыс. м³/ч воздуха (фактическая производительность может отклоняться от этих цифр на ±20%). Кроме того, предполагается разработка кондиционеров производительностью 320, 400 и 500 тыс. м³/ч.

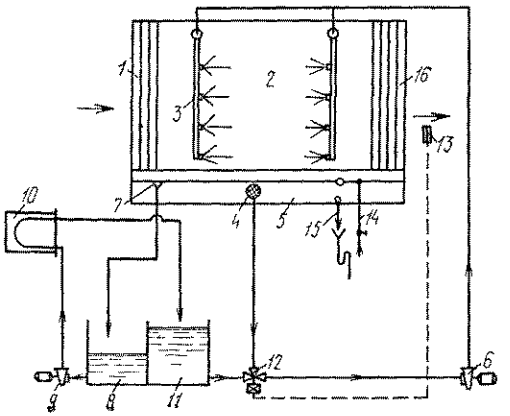


Рис. XXI.27. Схема устройства форсуночной (оросительной) камеры и ее холодоснабжения

На рис. XXI.26 приведен пример компоновочной схемы форсуночного кондиционера с применением первой рециркуляции.

Схема устройства оросительной камеры и ее холодоснабжения показана на рис. XXI.27. Оросительная камера снабжена входным сепаратором *1*, выполняющим роль воздухораспределителя. В дождевом пространстве *2* устанавливается несколько (чаще два) рядов форсунок *3*, которые разбрызгивают воду. Форсунки размещают так, чтобы их факелы перекрывали все сечение камеры. В двухрядных оросительных камерах первый ряд форсунок разбрызгивает воду попутно движению воздуха, а второй ряд — навстречу ему. В трехрядных камерах первый ряд форсунок разбрызгивает воду попутно движению воздуха, а второй и третий — навстречу ему.

В камерах устанавливаются тангенциальные форсунки с выходным отверстием диаметром от 3 до 5,5 мм. Плотность их расположения в ряду принимается равной 18 и 24 шт/м². Давление воды перед форсунками должно быть не ниже 70—100 кПа (0,7—1 ат). Производительность одной форсунки q, кг/ч, может быть определена по формуле

$$q = 38{,}5d^{1{,}38}p^{0{,}478}, \qquad \text{(XXI.52)}$$

где d — диаметр выходного отверстия форсунки, мм; p — давление воды перед форсунками, ат.

При выборе форсунок следует учитывать, что для осуществления процесса адиабатической обработки воздуха необходим тонкий распыл воды, который может быть обеспечен при диаметре форсунок $d=3 \ldots 4$ мм и давлении воды $p=300 \ldots 500$ кПа (3—5 ат). Политропический процесс обработки воздуха требует применения грубого распыла воды [$d=4{,}5$ ... 5,5 мм, $p=70$ ... 200 кПа (0,7—2 ат)].

Во избежание засорения форсунок циркулирующую в камере воду очищают. Для очистки воды обычно используют сетчатые фильтры *4*, располагаемые в поддоне камеры *5*, или бутылочные фильтры, устанавливаемые вне поддона. Фильтрация воды в этих фильтрах происходит через латунные сетки с отверстиями размером от 0,5 до 1,25 мм. При наличии в воздухе волокнистой пыли воду очищают с помощью коксовых или гравийных фильтров.

При летнем режиме кондиционирования в камеру насосом *6* подают охлажденную воду, температура которой при обработке воздуха повышается на 2—4° С. Скапливающаяся в поддоне *5* вода через переливное устройство *7* направляется в бак отепленной воды *8*, откуда насосом *9* подается на охлаждение в испаритель холодильной установки *10*. Охлажденная вода поступает в бак холодной воды *11*, из которого направляется к смесительному клапану *12*. К смесительному клапану подводится также трубопровод от поддона оросительной камеры. С помощью этого клапана регулируется соотношение холодной и отепленной

воды с целью получения необходимой температуры их смеси. Эта температура достигается при перемещении плунжера клапана под воздействием исполнительного механизма, получающего импульс от датчика температуры точки росы *13*. Вода с необходимой температурой подводится к насосу *6*. Кроме того, камеру оборудуют шаровым клапаном для подпитки системы из водопровода *14*, спускным краном *15*, дверцей со стеклом для наблюдения и герметичным светильником. На выходе из оросительной камеры установлен сепаратор-каплеотделитель *16*.

В холодный период года происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха. При этом весь расход орошающей воды из поддона через фильтр *4* и смесительный клапан *12* насосом *6* подается к форсункам *3*. Система охлаждения в этот период не работает. В процессе адиабатического увлажнения испаряется не более 3% количества разбрызгиваемой воды (чаще около 1%). Дефицит воды восполняется из водопроводной сети *14* через шаровой клапан.

Рассмотренная схема форсуночного кондиционера соответствует варианту смешения рециркуляционного воздуха с наружным перед калорифером первой ступени подогрева. При их смешении после калорифера воздушный фильтр размещается после смесительной камеры, а при применении первой и второй рециркуляции — перед калорифером второй ступени подогрева. При работе по прямоточной схеме смесительные камеры заменяются соединительными.

§ 109. МЕСТНЫЕ НЕАВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Местные неавтономные кондиционеры устанавливают непосредственно в обслуживаемом помещении или вблизи него; они присоединяются патрубком к воздухозаборному устройству, а также имеют подводку тепло- и холодоносителя. Тепло- или холодоноситель подается к местным неавтономным кондиционерам от центральных источников тепла или холода по трубопроводам системы теплохолодоснабжения.

В качестве примера местного неавтономного кондиционера можно указать подоконный кондиционер КДМ-53 (рис. XXI.28). Этот кондиционер устанавливают в отдельных помещениях под окнами. Наряду

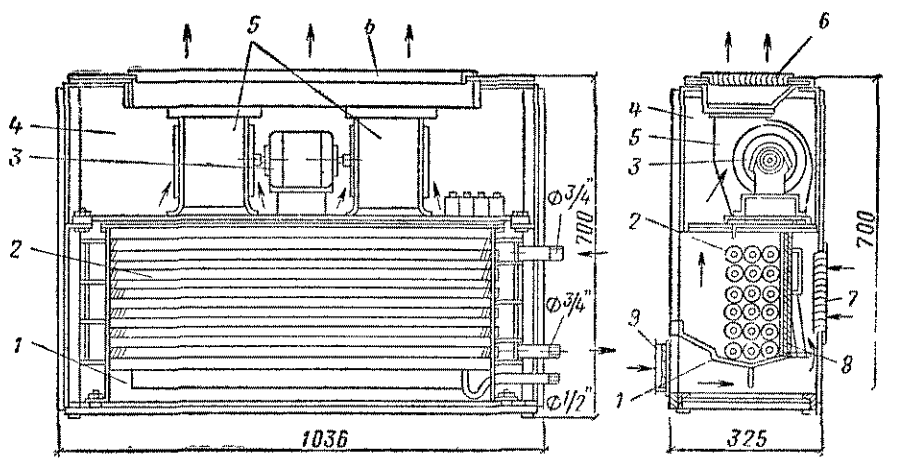


Рис. XXI.28. Подоконный кондиционер КДМ-53

1 — поддон; *2* — теплообменник из стальных трубок со спирально-ленточным стальным оребрением; *3* — малошумный однофазный электродвигатель; *4* — корпус с теплозвуковой изоляцией; *5* — центробежные малошумные вентиляторы двустороннего всасывания; *6* — приточная решетка, *7* — рециркуляционная решетка, *8* — воздушный фильтр, *9* — патрубок забора наружного воздуха с утепленным клапаном

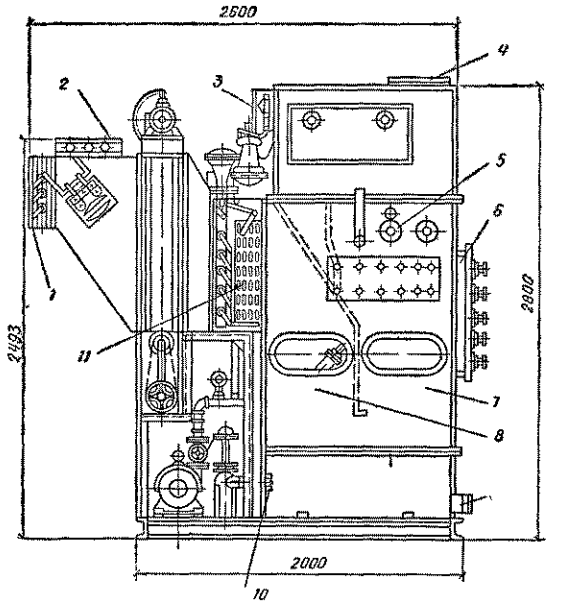


Рис. XXI.29. Неавтономный вертикальный кондиционер КН-7,5

1 — клапан для входа наружного воздуха; *2* — клапан для входа воздуха первой рециркуляции; *3* — клапан для входа воздуха второй рециркуляции; *4* — патрубок для выхода воздуха; *5* — калорифер второй ступени подогрева; *6* — панель дистанционного управления; *7* — оросительная камера; *8* — воздухоохладитель; *9* — спускной патрубок; *10* — патрубок d=15 мм для подачи холодной воды; *11* — калорифер первой ступени подогрева

с подоконными кондиционерами выпускаются неавтономные агрегатные кондиционеры вертикального типа производительностью по воздуху от 1,5 до 20 тыс. м³/ч (рис. XXI.29). В этих кондиционерах предусмотрена обработка воздуха по прямоточной схеме или с применением первой и второй рециркуляции. Наличие оросительной камеры позволяет осуществлять летом охлаждение и осушку воздуха, а зимой — его увлажнение.

§ 110. МЕСТНО-ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования, сочетающие особенности центральных и местных систем, относятся к местно-центральным. Наиболее ха-

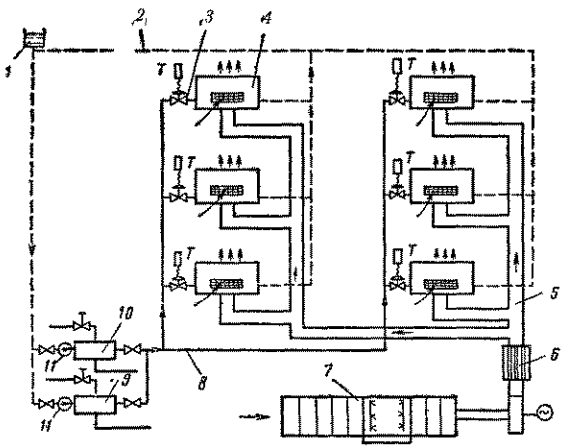


Рис. XXI.30. Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками с подачей теплохолодоносителя по двухтрубной системе

1 — расширительный бак; *2* — обратный трубопровод; *3* — регулирующий клапан; *4* — эжекционный кондиционер-доводчик; *5* — высокоскоростной воздуховод; *6* — шумоглушитель. *7* — центральный кондиционер; *8* — подающий трубопровод; *9* — водоохладитель; *10* — водоподогреватель; *11* — насосы

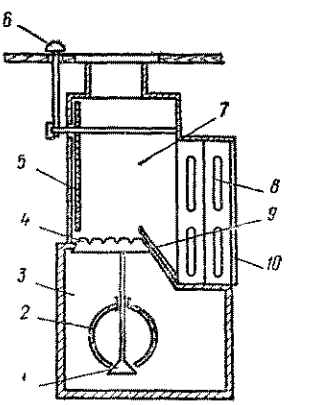


Рис. XXI. 31. Схема эжекционного кондиционера-доводчика КНЭ-V

1 — клапан; *2* — труба; *3* — камера; *4* — сопла; *5* — подвижной клапан; *6* — ручка; *7* — смесительная камера, *8* — поверхностный теплообменник; *9* — подающий клапан; *10* — сетчатый фильтр

рактерным примером такого типа систем являются системы с эжекционными кондиционерами-доводчиками. Схема одной из разновидностей такой системы показана на рис. XXI.30. Первичный воздух, обработанный в центральном кондиционере, направляется в систему воздуховодов. Из эжекционного доводчика первичный воздух выходит через сопла со скоростью до 20 м/с, тем самым эжектируя вторичный воздух из помещения. Вторичный воздух проходит через теплообменник, в котором в зависимости от необходимости подогревается или охлаждается. Смесь первичного и вторичного воздуха поступает в помещение.

На рис. XXI.31 показана схема устройства эжекционного кондиционера-доводчика КНЭ-V.

Питание теплообменника может осуществляться по двух-, трех- или четырехтрубной системе.

Часто более предпочтительной оказывается схема, когда к доводчикам по двухтрубной системе подводится горячая вода и в них осуществляется только догрев воздуха в течение всего времени работы. В центральном кондиционере осуществляется охлаждение воздуха из условия обеспечения необходимого температурного режима в помещении с наибольшей теплонапряженностью.

§ 111. МЕСТНЫЕ АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

При необходимости обеспечить кондиционирование воздуха отдельных небольших помещений целесообразно использовать местные автономные кондиционеры. Они подразделяются на сезонные (летние) и круглогодичные. Летние имеют встроенную холодильную машину или специальное устройство для испарительного охлаждения воздуха. В круглогодичных для нагревания воздуха в холодный период года используются трубчатые электронагреватели или холодильные машины, работающие по принципу теплового насоса. Последнее весьма целесообразно, так как при этом повышается коэффициент использования оборудования, а также эффективность потребления электроэнергии. Так, с помощью теплового насоса при затрате 1 кВт·ч электроэнергии можно получить примерно в 3 раза больше тепла, чем при использовании нагревателей, работающих по принципу электросопротивления. При использовании теплового насоса тепло отбирают от среды с низким температурным потенциалом (водопроводной или артезианской воды, грунта, наружного воздуха и т. д.) и передают его среде с более высоким потенциалом (обрабатываемому нагреваемому воздуху).

Автономные кондиционеры бывают оконного, подоконного и шкафного типа.

На рис. XXI.32 приведена схема компоновки летнего оконного кондиционера «Азербайджан», присоединяемого к электрической сети. С его помощью в помещение подается воздух в количестве 400 м³/ч. Холодопроизводительность этого кондиционера составляет 2000 Вт (1700 ккал/ч). Хладагентом для парокомпрессионной холодильной машины служит фреон-22. Установочная мощность кондиционера 1,3 кВт.

На рис. XXI.33 изображен шкафной автономный кондиционер круглогодичного действия «Харьков» модели 17-00. Встроенная в него холодильная машина зимой работает по принципу теплового насоса. Производительность его по воздуху 1700 м³/ч, холодопроизводительность 8400 Вт (7200 ккал/ч), установочная мощность 2 кВт. Увлажнение воздуха в холодный период года не обеспечивается.

В данной главе изложены основы кондиционирования воздуха, необходимые для общего освоения курса «Вентиляция». В настоящее вре-

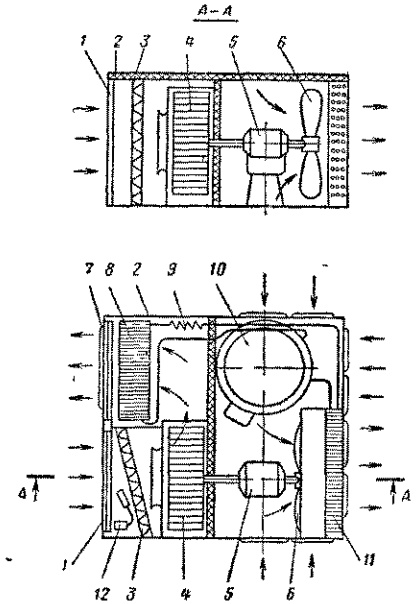


Рис. XXI.32 Схема компоновки оконного летнего кондиционера «Азербайджан»

1 — воздухозаборная декоративная решетка; *2* — корпус с теплозвуковой изоляцией; *3* — бумажный заменяемый воздушный фильтр; *4* — центробежный вентилятор испарителя; *5* — малошумный однофазный электродвигатель вентиляторов; *6* — осевой вентилятор конденсатора; *7* — приточная регулируемая решетка; *8* — поверхностный пластинчатый теплообменник для непосредственного испарения фреона; *9* — капиллярная трубка; *10* — герметичный фреоновый компрессор; *11* — пластинчатый воздушный конденсатор; *12* — двухпозиционный терморегулятор воздуха, воздействующий на пускатель электродвигателя компрессора

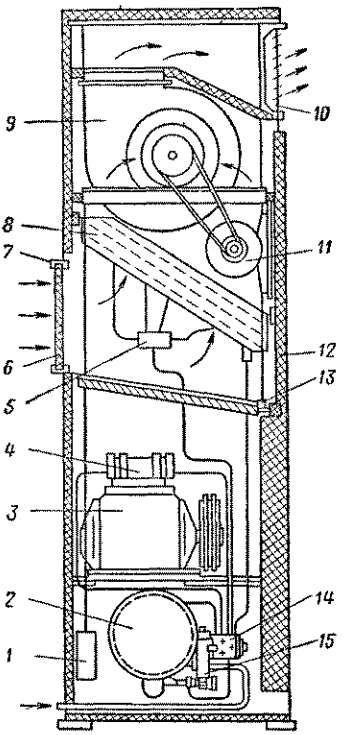


Рис XXI.33. Схема компоновки шкафного кондиционера «Харьков»

1 — электроаппаратура; *2* — водяной кожухотрубный конденсатор; *3* — трехфазный малошумный электродвигатель компрессора мощностью 1,8 кВт; *4* — двухцилиндровый вертикальный фреоновый компрессор типа 2ФВ-6,5; *5* — пауковая разводка фреона; *6* — ячейка сетчатого масляного воздушного фильтра; *7* — воздухозаборный патрубок; *8* — поверхностный теплообменник из трубок со спирально-ленточным оребрением; *9* — центробежный малошумный вентилятор двустороннего всасывания; *10* — приточная решетка; *11* — трехфазный малошумный электродвигатель вентилятора мощностью 0,25 кВт; *12* — корпус с теплозвуковой изоляцией; *13* — поддон; *14* — четырехходовой вентиль для ручного переключения; *15* — водорегулирующий вентиль

мя имеются значительные достижения в изучении механизма и интенсификации процессов тепло- и влагообмена, а также в совершенствовании существующих и разработке новых аппаратов и установок кондиционирования воздуха. Подробное освещение вопросов кондиционирования микроклимата дается в учебных пособиях и специальной научно-технической литературе.

Глава XXII

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ МАТЕРИАЛОВ И ОТХОДОВ

§ 112. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Пневматическим транспортом, или, сокращенно, *пневмотранспортом* называют перемещение измельченных материалов и отходов по воздуховодам в смеси с воздухом.

Пневматический транспорт широко применяют для перемещения сухих формовочных материалов в литейном производстве, хлопка на очистных установках и текстильных фабриках, асбеста при его переработке и многих других измельченных материалов на предприятиях различных отраслей промышленности.

Системы пневмотранспорта применяют также для перемещения отходов, образующихся при механической обработке древесины, графита, металлов и других материалов.

Особенно широкое применение системы пневмотранспорта получили на предприятиях деревообрабатывающей промышленности, так как при установке этих систем появляется возможность совмещать перемещение материалов и отходов с такими технологическими операциями, как сушка, охлаждение, обеспыливание и перемешивание.

Применение систем пневмотранспорта упрощает решение задачи обеспыливания рабочих мест и уборки помещения. Системы пневмотранспорта одновременно выполняют роль вытяжной вентиляции.

К недостаткам систем пневмотранспорта следует отнести ограничения, которые накладывает на их применение влажность материалов (например, повышенная влажность опилок), размеры перемещаемых кусков и невозможность транспортирования слипающихся материалов. К недостаткам этих систем относится также влияние на износ всех их элементов абразивных свойств таких перемещаемых материалов, как песок, молотая глина, металлические опилки и др.

По назначению различают системы пневматического транспорта *внутрицеховые и внешние (межцеховые)*, а по значениям потерь давления их делят на *системы низкого давления* ($\Delta p \leqslant \leqslant 5000$ Па), *среднего давления* (5000 Па $< \Delta p \leqslant 20\,000$ Па) и *высокого* давления ($\Delta p > 20\,000$ Па).

В настоящей главе рассмотрены некоторые общие вопросы, касающиеся систем пневмотранспорта любых материалов, и более подробно рассмотрены системы транспортирования древесных материалов и их отходов.

§ 113. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЧАСТИЦЫ МАТЕРИАЛА В ПОТОКЕ ВОЗДУХА

Скорость витания твердой частицы в воздухе. Рассмотрим свободное падение твердой частицы в неподвижном воздухе. Частица, имеющая массу m, свободно, без толчка, падает из точки O, которую примем за начало координат. Ось x направим вертикально вниз (рис. XXII.1). Под действием силы тяжести $P = mg$ частица будет падать, все время оставаясь на оси x. В первый момент времени частица будет падать с ускорением g, но так как воздух оказывает сопротивление ее движению, через некоторое время частица станет падать без ускорения — с постоянной скоростью. Таким образом, скорость падения частицы в вязкой среде не может беспредельно возрастать, а с течением времени достигает некоторого наибольшего значения $v_в$, которое и сохраняет во все последующее время падения.

Рис. XXII 1. Падение материальной точки в неподвижном воздухе

Очевидно, что если твердую частицу поместить в восходящий поток воздуха, то при определенной скорости этого потока частица «зависнет» в нем, т. е. будет витать.

Скорость восходящего потока воздуха, при которой твердая частица не будет иметь вертикального перемещения, равна постоянной скорости падения частицы в неподвижном воздухе. Такую скорость называют *скоростью витания*.

На твердую частицу действуют две силы: сила тяжести $P=mg$, направленная вниз, и сила сопротивления воздуха $R=Kv_s^2$ (K — коэффициент пропорциональности), пропорциональная квадрату скорости и направленная вверх.

При достижении падающей частицей постоянной скорости $P=R$ и $mg=Kv_s^2$, откуда

$$v_s=\sqrt{\frac{mg}{K}}, \qquad \text{(XXII.1)}$$

где g — ускорение свободного падения, м/с².

Сопротивление среды движущемуся в ней телу можно представить в виде зависимости

$$R=cF\rho_в\frac{v_s^2}{2}, \qquad \text{(XXII.2)}$$

где c — коэффициент, являющийся функцией числа Re; F — площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную вектору скорости, м²; $\rho_в$ — плотность среды (воздуха), кг/м³.

Следовательно, коэффициент пропорциональности K будет равен:

$$K=cF\frac{\rho_в}{2},$$

а скорость

$$v_с=\sqrt{\frac{2mg}{cF\rho_в}}. \qquad \text{(XXII.3)}$$

Коэффициент c может быть определен по формуле Л. С. Клячко, дающей хорошую сходимость с экспериментами до значений числа Re=2000:

$$c=\frac{24}{\mathrm{Re}}+\frac{4}{\sqrt{\mathrm{Re}}}.$$

Для значений числа Re<1 с достаточной для практики точностью можно принимать $c\approx 24/\mathrm{Re}$.

Подставляя это значение c при развернутом виде числа $\mathrm{Re}=v_sd/\nu_в$ в формулу (XXII.3), получим:

$$v_s=\sqrt{\frac{2mgv_s\,d}{24\nu_в F\rho_в}}$$

или

$$v_s=\frac{mgd}{12\nu_в F\rho_в}. \qquad \text{(XXII.4)}$$

Для частицы, имеющей форму шара:

$$m=V\rho_м=\frac{1}{6}\pi d^3\rho_м, \text{ а } F=\frac{\pi d^2}{4}$$

и, следовательно, выражение (XXII.4) примет вид

$$v_s = \frac{d^2 \rho_м g}{18 \nu_в \rho_в} \text{ или } v_s = \frac{d^2 \rho_м g}{18 \eta_в}, \qquad (XXII.5)$$

где d — диаметр частицы, м; $\rho_м$ — плотность материала, кг/м³; $\eta_в$ — динамическая вязкость воздуха, Па·с.

Формула (XXII.5) справедлива лишь для частиц, имеющих форму шара, и при значениях числа $Re < 1$. Для частиц иной формы вид зависимости для массовой скорости значительно усложняется; формула (XXII.5) может применяться только для пыли с шаровидной формой частиц размером не более 100 мкм.

На предприятиях деревообрабатывающей промышленности такая пыль выделяется при обработке древесины на шлифовальных станках, все же другие отходы и материалы, которые могут транспортироваться пневмосистемами, имеют весьма разнообразную форму и в десятки и сотни раз бóльшие размеры.

Скорость витания частиц, отличающихся по форме от шара и имеющих большие размеры, определяется по эмпирическим формулам, справедливым лишь для определенной формы частиц данного материала.

Для определения скорости витания древесных материалов или отходов существует несколько эмпирических формул, одна из которых, предложенная Ленинградской лесотехнической академией имени С. М. Кирова (ЛТА имени С. М. Кирова), имеет вид

$$v_s = 0{,}14 \sqrt{\frac{\rho_м}{\left(0{,}02 + \frac{a}{h}\right) \rho_в}}, \qquad (XXII.6)$$

где v_s — скорость витания, м/с; $\rho_м$ — плотность материала, кг/м³; a — коэффициент, зависящий от формы частиц: при квадратном поперечном сечении $a = 1{,}1$, при прямоугольном поперечном сечении $a = 0{,}9$; h — толщина частицы, мм; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м³.

Скорость трогания. Одиночная частица, лежащая на внутренней поверхности горизонтального участка воздуховода, при некоторой скорости воздушного потока сдвигается со своего места и начинает перемещаться по длине воздуховода. Минимальную скорость движения воздуха, при которой частица начнет сдвигаться, называют *скоростью трогания*.

Л. С. Клячко для скорости трогания рекомендует следующую формулу:

$$v_{тр} = 1{,}3 \sqrt[3]{\rho_м}, \qquad (XXII.7)$$

где $v_{тр}$ — скорость трогания частицы, м/с; $\rho_м$ — плотность материала, кг/м³.

В момент трогания на лобовой поверхности частицы, обращенной в сторону вектора скорости движения воздуха, создается некоторое давление, причем на нижней ее части оно будет больше, чем на верхней.

При скорости движения воздуха, большей скорости трогания, подъемная сила может превысить силу тяжести, и тогда частица оторвется от поверхности стенки воздуховода и окажется в потоке воздуха. Когда давление снизу и сверху частицы сделается одинаковым, частица начнет опускаться и вновь окажется на поверхности стенки воздуховода — коснется ее. Далее картина движения частицы повторится. Дальнейшее увеличение скорости потока приведет к увеличению расстояния от одного касания до другого.

Относительная скорость. Находясь в потоке воздуха, твердая частица перемещается со скоростью, меньшей, чем скорость движения воздуха. Отношение скорости движения частицы, находящейся в потоке воздуха, к скорости движения воздуха называют *относительной скоростью:*

$$A = \frac{v_м}{v_в}, \qquad (XXII.8)$$

где $v_м$ — скорость движения твердой частицы материала, м/с; $v_в$ — скорость движения воздуха, м/с.

В момент трогания частицы относительная скорость равна нулю. При скорости движения воздуха, большей скорости трогания, относительная скорость A всегда меньше единицы. Увеличение скорости движения воздуха приводит к увеличению относительной скорости и к более устойчивому движению частицы в потоке воздуха.

При некоторой скорости движения воздуха в горизонтальном участке воздуховода, называемой *критической скоростью,* относительная скорость A приобретает максимальное значение.

Критическая скорость движения воздуха для горизонтального участка воздуховода зависит от формы и размера частиц, их плотности, от концентрации смеси и плотности воздуха.

Транспортирующая скорость. Скорость движения воздуха в воздуховоде, при которой происходит транспортирование материала, называют *транспортирующей скоростью.* Эта скорость должна быть несколько больше критической скорости.

Для нахождения транспортирующей скорости древесных материалов и отходов ЛТА имени С. М. Кирова предложена следующая эмпирическая формула:

$$v_{гор} = c\left(4\mu_р \frac{v_в}{v_м} + 0{,}01\rho_м + b\right), \qquad (XXII.9)$$

где $v_{гор}$ — транспортирующая скорость движения воздуха в горизонтальном участке воздуховода, м/с; c — коэффициент, учитывающий снижение скорости перемещения материала в местных сопротивлениях системы (отводы, тройники и другие элементы системы); для внутрицеховых систем с частым расположением отводов $c = 1{,}1...1{,}15$, для межцеховых систем длиной до 30 м $c = 1{,}05..1{,}1$, длиной более 30 м $c = 1$; $\mu_р$ — массовая расходная концентрация смеси, равная $G_м/G_в$; $v_в/v_м$ — величина, обратная средней относительной скорости $1/A$; значения A приведены в табл. XXII.1; $\rho_м$ — плотность материала, кг/м³; b — коэффициент, зависящий от вида транспортируемого материала (см. табл. XXII.1).

Формула (XXII.9) применима только для измельченной древесины при $\mu_р \leqslant 2$.

Таблица XXII.1

Средняя относительная скорость A при устойчивом движении частиц измельченной древесины в горизонтальном участке воздуховода и коэффициент b учета вида транспортируемого материала

Транспортируемый материал	$A = v_м/v_в$ при $\mu_р \leqslant 2$	b	Транспортируемый материал	$A = v_м/v_в$ при $\mu_р \leqslant 2$	b
Опилки:			Сортированная технологическая щепа (длиной до 35 мм)	0,7	11
мелкие	0,9	7			
крупные	0,85	8			
Стружка:			Крупная несортированная щепа (длиной более 40 мм)	0,6	13
мелкая	0,85	9			
крупная	0,8	10			

При транспортировании смеси воздуха и материала по вертикальным участкам системы воздуховодов с такой же скоростью, как и по горизонтальным, действие силы тяжести перемещаемых частиц приводит к увеличению концентрации смеси в вертикальных участках. Увеличение здесь концентрации смеси будет происходить непрерывно. При этом концентрация может значительно превысить расчетную, в результате чего вертикальные участки воздуховода забьются транспортируемым материалом. Чем больше высота вертикального участка, тем больше вероятность его забивания. Забиванию вертикальных участков способствует еще и то, что каждому из них предшествует отвод, в котором происходит снижение скорости движения материала.

Для предотвращения закупорки вертикальных участков воздуховодов скорость движения смеси в них должна быть больше скорости ее движения в горизонтальных участках на значение скорости витания

$$v_{\text{верт}} = v_{\text{гор}} + v_s. \qquad \text{(XXII.10)}$$

Увеличение скорости движения в вертикальных участках достигается путем уменьшения их сечения. Переход с большего сечения на меньшее следует устраивать в конце горизонтального участка, предшествующего вертикальному, с таким расчетом, чтобы после перехода до отвода оставался участок стабилизации длиной, равной пяти-шести диаметрам воздуховода.

Затраты энергии потока на подъем транспортируемого материала. При прохождении транспортируемого материала снизу вверх по вертикальным участкам воздуховодов на подъем материала затрачивается работа.

Напишем уравнение мощности:

$$L_{\text{в}}\,\Delta p_{\text{под}} = G_{\text{м}}\,z, \qquad \text{(XXII.11)}$$

где $L_{\text{в}}$ — объемный расход воздуха, м³/ч; $\Delta p_{\text{под}}$ — потери давления на подъем материала, Па; $G_{\text{м}}$ — массовый расход материала, кг/ч; z — высота подъема, м.

Отсюда потери давления на подъем материала

$$\Delta p_{\text{под}} = \frac{G_{\text{м}}}{L_{\text{в}}}\,z = \mu_{\text{р}}\,\rho_{\text{в}}\,z, \qquad \text{(XXII.12)}$$

где $\mu_{\text{р}}$ — массовая расходная концентрация смеси; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м³.

Так как скорость подъема материала меньше скорости движения воздуха и равна $v_{\text{м}}$—v_s, то в формулу (XXII.12) следует ввести поправку на различие скоростей движения материала и воздуха. С поправкой на скорости формула (XXII.12) примет вид

$$\Delta p_{\text{под}} = \mu_{\text{р}}\,\rho_{\text{в}}\,z\,\frac{v_{\text{в}}}{v_{\text{м}} - v_s}, \qquad \text{(XXII.13)}$$

где $v_{\text{в}}$ — скорость движения воздуха в вертикальном восходящем потоке, м/с; $v_{\text{м}}$ — расчетная скорость движения материала, м/с; v_s — скорость витания, м/с.

§ 114. ВНУТРИЦЕХОВЫЕ СИСТЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ

Внутрицеховые пневмотранспортные системы выполняют по одной из трех схем.

1. Универсальные пневмотранспортные системы с магистральным коллектором постоянного сечения и ленточным транспортером внутри него (рис. XXII.2). Вентиляторы, подключенные к коллектору, создают

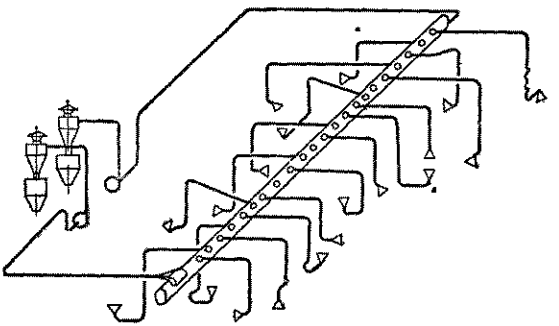


Рис. XXII.2. Схема универсальной системы пневмотранспорта с магистральным коллектором

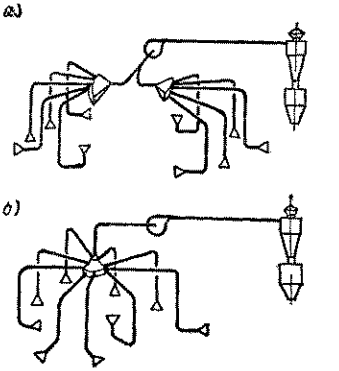


Рис. XXII.3. Схемы упрощенных универсальных систем пневмотранспорта с коллекторами-сборниками

а — горизонтальными спаренными; *б* — типа «люстра»

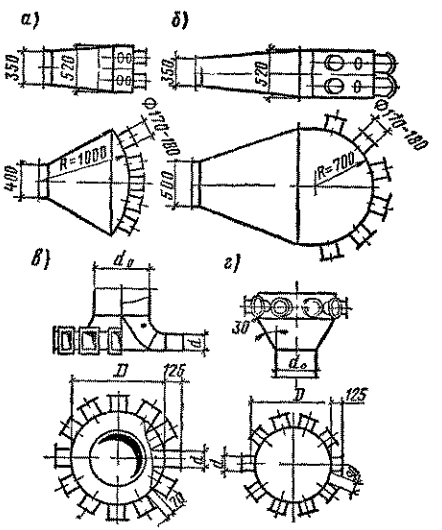


Рис. XXII.4. Коллекторы-сборники

а — горизонтальный типа ЛТА; *б* — горизонтальный типа ММСК-2; *в* — типа «люстра»; *г* — то же, с нижним расположением сборной трубы

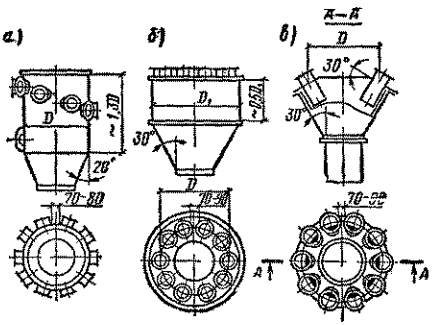


Рис. XXII.5. Вертикальные коллекторы-сборники

а — с боковым подключением ответвлений; *б* — с верхним подключением ответвлений; *в* — коничесий

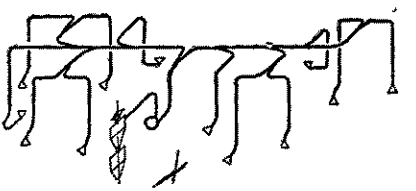


Рис. XXII.6. Схема системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

по всей его длине практически одинаковое разрежение. К коллектору под прямым углом присоединены воздуховоды, удаляющие отходы от станков. Так как скорость движения воздуха внутри коллектора недостаточна для транспортирования отходов во взвешенном состоянии, примеси выпадают на транспортер и перемещаются им к приемному устройству. Из приемного устройства примеси в потоке воздуха со скоростью транспортирования направляются в циклон, в котором происходит отделение их от воздуха.

Универсальные пневмотранспортные системы применяют в больших деревообрабатывающих цехах с числом станков не менее 40—50.

Основное достоинство универсальной системы состоит в том, что она позволяет присоединять к магистральному коллектору новые станки или перемещать на другое место существующие станки без переделки основной ее части и без нарушения ее работы.

Благодаря поддержанию по всей длине коллектора почти одинакового разрежения все присоединенные к нему ответвления по условиям перепада давления в них находятся в равных условиях.

2. Упрощенные универсальные системы с коллекторами-сборниками для обслуживания небольших групп станков (до десяти станков на один коллектор-сборник). Схемы таких систем приведены на рис. XXII.3, а сами коллекторы-сборники изображены на рис. XXII.4 и XXII.5. По местным условиям два или несколько коллекторов-сборников можно присоединять к одному вентилятору.

Системы с коллекторами-сборниками так же, как и универсальные системы с магистральным коллектором, являются достаточно гибкими в эксплуатации, позволяя перемещать станки и присоединять новые. Перепад давления во всех ответвлениях, присоединенных к одному коллектору-сборнику, одинаков.

3. Системы с разветвленной сетью воздуховодов (рис. XXII.6) для обслуживания небольших деревообрабатывающих мастерских (число присоединяемых станков не более десяти). Следует учесть, что даже и в таких мастерских целесообразнее устройство систем с коллекторами-сборниками, так как при системах с разветвленной сетью воздуховодов в случаях необходимости перемещения станков и установки новых приходится перемонтировать не только ответвления к станкам, но и основную сеть воздуховодов. Врезка новых ответвлений приведет к перераспределению расходов воздуха, отсасываемого от станков, и в результате работа системы пневмотранспорта может нарушиться; если расходы воздуха в отдельных ответвлениях окажутся меньше расчетных и не будет обеспечена минимальная скорость движения воздуха, необходимая для транспортирования отходов, ответвления забьются отходами.

§ 115. МЕЖЦЕХОВЫЕ СИСТЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА МАТЕРИАЛОВ И ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ

Межцеховые пневмотранспортные системы конструируют по одной из четырех схем, приведенных на рис. XXII.7.

1. Всасывающе-нагнетательная система (рис. XXII.7, *а*). Материал транспортируется как по всасывающему, так и по нагнетательному воздуховоду. Проходя через вентилятор, транспортируемый материал дополнительно измельчается. Такая система пригодна для транспортирования отходов от деревообрабатывающих станков на расстояние до 250 м. При необходимости передачи отходов на бо́льшие расстояния на сети последовательно устанавливают дополнительные вентиляторы. При такой схеме транспортирования происходит значительный износ вентилятора.

2. **Нагнетательная система (рис. XXII.7, *б*).** Материал транспортируется только по нагнетательному воздуховоду. Для введения материала в сеть применяют загрузочные устройства типа герметичных шлюзовых затворов или инжекционных загрузочных воронок. При этой схеме материал не проходит через вентилятор и, следовательно, не подвергается дополнительному измельчению. Эту схему применяют для наружных пневмотранспортных систем.

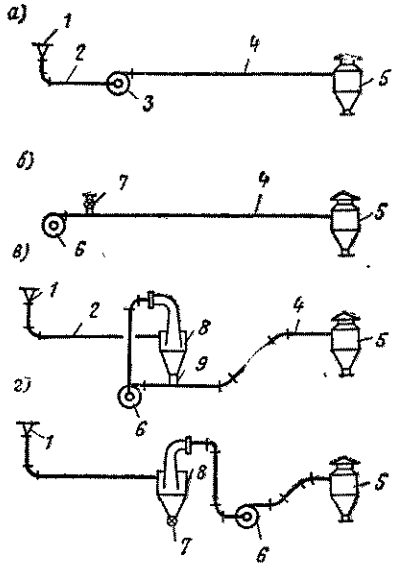


Рис. XXII.7. Схемы межцеховых пневмотранспортных систем

1 — загрузочная воронка; *2* — всасывающий воздуховод; *3* — центробежный вентилятор; *4* — нагнетательный воздуховод; *5* — циклон; *6* — центробежный вентилятор для чистого воздуха; *7* — шлюзовый затвор; *8* — промежуточный циклон для отделения материала; *9* — инжекционная загрузочная воронка

3. Всасывающе-нагнетательная система с промежуточным отделением материала (рис. XXII.7, *в*). Эту схему применяют в случаях недопустимости дополнительного измельчения материала в вентиляторе, например при транспортировании спичечной соломки, катушек и других хрупких изделий или полуфабрикатов. Чтобы избежать пропускания материала через вентилятор, на всасывающей стороне системы устанавливают промежуточный отделитель материала (например, циклон), из которого через инжекционную загрузочную воронку материал вновь направляют в сеть на нагнетательной стороне системы.

4. Всасывающая система (рис. XXII.7, *г*). Материал транспортируется только по всасывающему воздуховоду. Между вентилятором и загрузочной воронкой устанавливают отделитель материала, например циклон, из которого и осуществляется его выгрузка. После циклона по всасывающей сети до вентилятора и по нагнетательной сети после него транспортируется только запыленный воздух. Всасывающие системы пневмотранспорта применяют как для передачи материалов из одного корпуса в другой, так и для внутрикорпусных транспортных связей.

Выбор одной из приведенных схем обусловливается требованиями, предъявляемыми к системе пневмотранспорта местными условиями: сохранность материала при транспортировании, дальность транспортирования и др.

§ 116. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ВОЗДУХОВОДЫ ДЛЯ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Основное оборудование для систем пневмотранспорта материалов и отходов на предприятиях деревообрабатывающей промышленности — это гидравлические машины (нагнетатели), обеспечивающие перемещение воздуха, а вместе с ним материалов и отходов по воздуховодам, а также устройства для отделения материалов или отходов от воздуха.

Для систем пневмотранспорта низкого давления ($\Delta p \leqslant 5000$ Па) в качестве нагнетателей используют центробежные вентиляторы среднего и низкого давления. Для систем, в которых транспортируемый материал проходит через вентилятор, применяют так называемые пылевые вентиляторы, рабочее колесо которых отличается достаточной прочностью и выдерживает удары твердых элементов транспортируемого материала. Колесо пылевых вентиляторов обычно имеет только шесть лопаток, что исключает возможность его забивания примесями. Для систем, в которых транспортируемый материал минует вентилятор (см. рис. XXII.7, схемы *б*—*г*), можно применять вентиляторы общего назначения.

Для систем пневмотранспорта среднего давления (5000 Па$<$ $<\Delta p\leqslant$20 000 Па) в качестве нагнетателей используют центробежные вентиляторы высокого давления и воздуходувные машины турбинного типа (турбовоздуходувки), способные создавать давление до 20 000 Па.

В системах пневмотранспорта высокого давления ($\Delta p>$20 000 Па) устанавливают воздуходувные машины ротационного действия, обеспечивающие давление до 80 000 Па.

Для отделения транспортируемых материалов или отходов от воздуха широко применяют отделители центробежного действия, получившие название циклонов (см. гл. XIII).

В зависимости от крупности и влажности транспортируемого материала применяют различные конструкции циклонов. При отделении от воздуха отходов, образовавшихся в процессе станочной обработки сухой древесины, достаточно высокую степень очистки обеспечивают циклоны конструкции Гипродревпрома серии Ц с инерционным пылеотделителем. Общая эффективность очистки в этих циклонах достигает 98—99%. Для отделения от воздуха более крупных элементов, а также опилок и стружек с влажностью более 50% применяют циклоны конструкции Гипродревпрома с общей эффективностью очистки 80—85%.

Простота конструкции циклонов, надежность их работы и высокая общая эффективность очистки, получаемая при применении циклонов, обеспечили им положение основных аппаратов для отделения от воздуха материалов и отходов в системах пневмотранспорта.

Однако при достаточно высокой общей эффективности очистки циклоны плохо улавливают пыль с частицами размером менее 40—50 мкм. В связи с этим при наличии в воздухе кроме транспортируемых материалов еще и значительного количества древесной пыли следует предусматривать вторую ступень очистки воздуха в виде матерчатых фильтров.

При очистке воздуха, удаляемого от станков шлифования древесины, отделение пыли от воздуха осуществляют в циклонах с водяной пленкой.

В зарубежной практике для очистки воздуха от отходов и пыли широкое распространение получили самые разнообразные конструкции матерчатых фильтров, устанавливаемых непосредственно в цехе и возвращающих воздух в рабочее помещение. При возврате воздуха в помещение достигается большая экономия в эксплуатационных расходах благодаря сокращению объемов воздуха приточной вентиляции и, следовательно, затрат тепла на вентиляцию.

Воздуховоды систем пневмотранспорта выполняют только круглого сечения и изготовляют из оцинкованной или черной стали.

Для соединения звеньев воздуховодов между собой и с фасонными частями их края отбортовывают, а само соединение выполняют на фланцах с установкой прокладок между ними.

На сети воздуховодов на расстоянии 10—15 м друг от друга устраивают люки для их очистки* и осмотра. Установка на воздуховодах каких-либо регулирующих устройств типа шиберов или дроссель-клапанов, за исключением наклонных шиберов у периодически действующих приемников, не допускается.

Фасонные части на воздуховодах систем пневмотранспорта по конфигурации существенно отличаются от аналогичных элементов в приточных или вытяжных системах вентиляции. Так, тройники для пневмо-

---

* Необходимость очистки воздуховодов свидетельствует о дефектах, допущенных при проектировании системы пневмотранспорта или при монтаже ее.

транспортных систем должны иметь угол примыкания ответвления к стволу α в пределах 8—10°, а отводы должны иметь радиус закругления $R=2d$; отводы 90° должны состоять не менее чем из пяти звеньев по 15° каждое и двух стаканов по 7°30′.

Как правило, все воздуховоды следует прокладывать над полом рабочего помещения открыто, за исключением случаев, когда из-за наличия транспортного оборудования (краны, кран-балки, монорельсы, подвесные конвейеры) прокладка над полом оказывается невозможной. В этих случаях воздуховоды пневмотранспорта прокладывают или в подпольных каналах, перекрываемых съемными плитами с люками для осмотра воздуховодов в наиболее опасных для засорения местах, или под потолком нижележащего помещения, если таковое имеется.

§ 117. РАСЧЕТ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Исходными данными для расчета внутрицеховых систем пневмотранспорта являются:

а) характеристика и количество отходов или материалов, подлежащих транспортированию (удалению) от каждого приемника;

б) расходы воздуха, подлежащего удалению от приемников деревообрабатывающих станков и от напольных отсосов;

в) выбранная трасса сети воздуховодов и места установки нагнетателей и очистных устройств.

Характеристика отходов или материалов и их количество принимаются по технологическим данным работы станков, а расход воздуха, необходимого для транспортирования, устанавливается по опытным данным, имеющимся в справочной литературе. Расход воздуха должен быть достаточен для транспортирования примесей, а скорость его движения в воздуховодах должна быть не менее транспортирующей скорости.

Массовая расходная концентрация смеси, т. е. отношение массового расхода транспортируемого материала к массовому расходу транспортирующего воздуха:

$$\mu_р = \frac{G_м}{G_в} \qquad \text{(XXII.14)}$$

или

$$\mu_р = \frac{G_м}{L_в \rho_в}, \qquad \text{(XXII.15)}$$

где $\mu_р$ — массовая расходная концентрация смеси; $G_м$ — массовый расход транспортируемого материала, кг/ч; $G_в$ — массовый расход воздуха, кг/ч; $L_в$ — объемный расход воздуха, м³/ч; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м³.

Для внутрицеховых пневмотранспортных систем при транспортировании древесных стружек и опилок средняя массовая расходная концентрация смеси $\mu_р$ находится в пределах 0,1—0,6. Значение $\mu_р$ в различных участках системы будет различным, так как расход воздуха, удаляемого от станка, определяется конфигурацией встроенного приемника (местного отсоса), скоростью движения отходов, создаваемой режущим инструментом станка, и требуемой скоростью движения воздуха в характерном сечении отсоса, а количество отходов определяется производительностью станка. При этих условиях соотношение количества отходов и расхода воздуха для станков различного назначения оказывается различным.

При расчете межцеховых пневмотранспортных систем расход воздуха, м³/ч, определяют по оптимальной массовой расходной концентрации смеси

$$L_в = \frac{G_м}{\rho_в \mu_р}. \qquad (XXII.16)$$

Оптимальную массовую расходную концентрацию смеси $\mu_р$ выбирают путем сравнения вариантов расчета требуемой мощности пневмотранспортной установки, считая за оптимальную ту концентрацию, при которой мощность установки окажется минимальной.

Для пневмотранспортных систем среднего давления массовая расходная концентрация смеси $\mu_р$ принимается в пределах 0,7—2.

В пневмотранспортных системах высокого давления возможно увеличение массовой расходной концентрации $\mu_р$ до 5.

При расчете воздуховодов систем пневмотранспорта определяют диаметры всех участков сети воздуховодов и потери давления в сети при транспортировании по ней воздуха и примесей (материалы или отходы).

На основании расчетов по определению потерь давления подбирают побудители тяги — нагнетатели, а по характеристике примесей и по расходу воздуха выбирают тип и размеры очистных устройств.

При расчете потерь давления особое внимание следует обращать на увязку сопротивлений участков сети с тем, чтобы невязка в потерях давления на отдельных участках и ответвлениях не превышала 10%. Такая тщательность увязки особенно необходима при расчетах систем с разветвленной сетью воздуховодов, так как при наличии любых по значению невязок будет происходить перераспределение расходов воздуха, перемещаемого по отдельным участкам, и тем большее, чем больше будет невязка.

Определение диаметров всех участков сети воздуховодов и потерь давления на этих участках и в системе воздуховодов в целом проводят по формуле Дарси — Вейсбаха, пользуясь методом динамических давлений или методом эквивалентных отверстий.

Расчет потерь давления в воздуховодах первоначально проводят для чистого воздуха. Особенность аэродинамического расчета воздуховодов систем пневмотранспорта по сравнению с расчетом воздуховодов для чистого воздуха состоит в необходимости учета потерь давления на «разгон» материала, т. е. учета затрат энергии на создание ускорения материала.

Составляющая скорости движения материала в направлении движения воздуха при загрузке материала в воздуховод может быть равна нулю. В этом случае потери давления на «разгон» можно определять по формуле

$$\Delta p_{разг} = 2\mu_р \frac{v_м}{v_в} \rho_в \frac{v_в^2}{2}. \qquad (XXII.17)$$

При оценке местных сопротивлений отводов также приходится учитывать затраты энергии на разгон материала, так как при проходе транспортируемого материала через отвод он частично теряет скорость вследствие ударов твердых частиц о стенки. Потери давления в отводах зависят и от положения отводов на воздуховоде, т. е. происходит ли переход с горизонтального потока на вертикальный восходящий или с вертикального восходящего потока на горизонтальный.

Для оценки потерь давления в отводах ЛТА имени С. М. Кирова предложен условный коэффициент местного сопротивления отводов

$\zeta_{о.усл}$, учитывающий все виды потерь давления в отводах, включая и потери на «разгон» (табл. XXII.2).

Таблица XXII.2

Условный коэффициент местного сопротивления отводов $\zeta_{о.усл}$ при угле поворота отводов $\alpha=90°$ и радиусе закругления $R=2d$

Массовая расходная концентрация смеси $\mu_р$	Значения $\zeta_{о.усл}$					
	при изменении направления потока с горизонтального на вертикальное восходящее			при изменении направления потока с вертикального восходящего на горизонтальное		
	опилки	стружка	щепа	опилки	стружка	щепа
0,5	0,48	0,48	0,49	0,71	0,71	0,67
1	0,6	0,61	0,62	0,95	0,95	0,91
2	0,72	0,74	0,77	1,23	1,22	1,18
3	0,79	0,82	0,85	1,37	1,37	1,32
4	0,83	0,85	0,9	1,45	1,45	1,42
5	0,86	0,89	0,94	1,51	1,52	1,48

Заметим, что коэффициент местного сопротивления отвода $\alpha=90°$ при $R=2d$ для чистого воздуха равен 0,15, и, следовательно, недоучет затрат энергии на «разгон» материала после подтормаживания в отводах приведет к значительным ошибкам в расчете.

После окончания расчета потерь давления в воздуховодах для чистого воздуха их пересчитывают для условий транспортирования смеси и прибавляют к ним потери давления на подъем материала в вертикальных участках воздуховодов:

$$\Delta p_{см} = \Delta p\,(1 + K\mu_р) + \mu_р\,\rho_в\,z\,\frac{v_в}{v_м - v_s}, \qquad (XXII.18)$$

где $\Delta p_{см}$ — потери давления в сети воздуховодов при транспортировании по ней смеси, Па; Δp — потери давления в сети воздуховодов при транспортировании по ней чистого воздуха, Па; K — опытный коэффициент; z — высота подъема, м.

По исследованиям М. П. Калипушкина, опытный коэффициент K зависит от многих факторов: состояния потока, вида примесей, концентрации их, скоростей движения воздуха и примесей, размеров воздуховодов.

Если твердые частицы примесей двигаются в потоке воздуха винтообразно, прижимаясь к поверхности стенок воздуховодов и тем самым вызывая дополнительные потери давления, то значение коэффициента K увеличивается. Такой характер движения имеют частицы в воздуховодах внутрицеховых систем с короткими прямыми участками и большим количеством местных сопротивлений, где рекомендуется принимать $K=1{,}4$.

В длинных прямых участках центробежная сила, прижимающая частицы к поверхности стенок воздуховодов, становится меньше. Сила трения и коэффициент K также уменьшаются. Для пневмотранспортных систем с длинными прямыми участками значения коэффициента K принимают по табл. XXII.3 (рекомендации ЛТА имени С. М. Кирова).

Таблица XXII.3

Коэффициент K для горизонтальных участков пневмотранспортных систем

Транспортируемый материал	Значение K при диаметре воздуховода, мм		
	<300	300	>300
Опилки	0,7	0,82	0,96
Стружка	0,65	0,78	0,9
Технологическая щепа	0,6	0,7	0,8

Общие потери давления всей пневмотранспортной системы складываются из потерь давления в сети воздуховодов $\Delta p_{см}$ и потерь давления в очистных устройствах $\Delta p_{о.у}$ (циклоны, фильтры). К общим потерям давления добавляется запас в размере 10%:

$$\Sigma\Delta p_с = 1{,}1\,(\Delta p_{см} + \Delta p_{о.у}), \qquad \text{(XXII.19)}$$

где $\Delta p_{о.у}$ — потери давления в очистных устройствах, Па.

К расчетной производительности системы по воздуху также добавляется запас в размере 15% на подсос воздуха:

$$L_с = 1{,}15 L_в, \qquad \text{(XXII.20)}$$

где $L_с$ — объемный расход воздуха в системе с учетом запаса, м³/ч; $L_в$ — расчетный расход воздуха в системе, м³/ч.

По найденным значениям потерь давления $\Delta p_с$ и объемного расхода воздуха $L_с$ подбирают нагнетатель (вентилятор, турбовоздуходувка или ротационная машина).

Пример XXII.1. Рассчитать воздуховоды универсальной системы пневмотранспорта древесных отходов, изображенной на рис. XXII 8; рассчитать и выбрать вентиляторный агрегат и подобрать циклон для отделения древесных отходов от воздуха.

К магистральному коллектору присоединены 19 деревообрабатывающих станков и два напольных отсоса. Общий расход воздуха, удаляемого от станков и напольных отсосов, составляет $\Sigma L = 21\,400$ м³/ч (заданный расход воздуха).

Для удаления смеси воздуха и отходов от магистрального коллектора намечается два места: с ленты транспортера в конце коллектора и в противоположном его торце. Массовая расходная концентрация смеси на участках от мест отбора смеси из коллектора до циклонов составляет соответственно $\mu_{р1} = 0{,}15$ и $\mu_{р2} = 0{,}05$. Массовая расходная концентрация смеси в ответвлениях составляет $\mu_р = 0{,}1$.

Потери давления на подъем материала в вертикальных участках воздуховодов не учитывать, так как при массовой расходной концентрации смеси меньше 0,2 они будут незначительны.

Решение. Расчет воздуховодов проводим по методу динамических давлений. Все исходные и расчетные данные сводим в табл. XXII.4. В таблице приведены результаты расчета ответвлений для четырех станков и одного напольного отсоса. Расчет остальных ответвлений проводится аналогично.

Определение коэффициентов местных сопротивлений (к табл. XXII.4). У всех отводов $R = 2d$. Коэффициенты местного сопротивления отводов приняты с учетом потерь давления на «разгон» материала за отводом $\zeta = 0{,}32$.

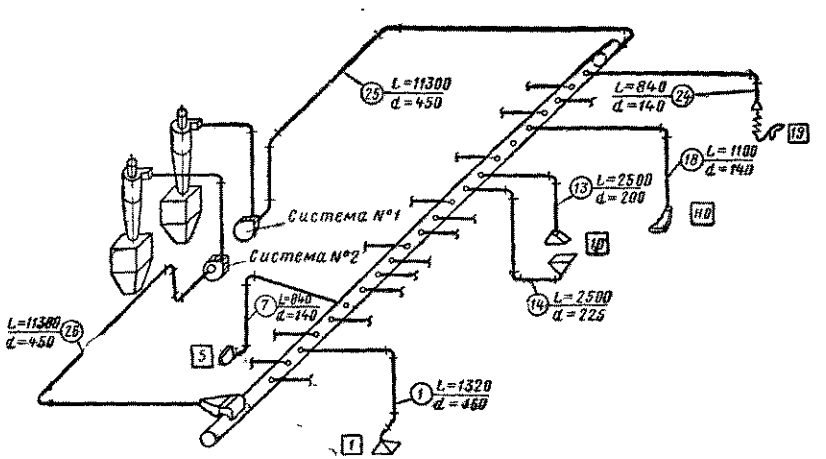


Рис. XXII.8. Расчетная схема универсальной системы пневмотранспорта с магистральным коллектором

цифры в рамках — номера станков; цифры в кружках — номера расчетных участков; d — диаметр воздуховода, мм; L — расход воздуха, проходящего по воздуховоду, м³/ч

Таблица XXII.4

Расчет воздуховодов универсальной системы пневмотранспорта

№ станка	№ участка	Станок или участок	Марка станка	Заданные величины: минимальный расход $L_в$, м³/ч	Заданные величины: минимальная скорость $v_в$, м/с	Заданные величины: длина участка l, м	Принятые величины: расход $L_в$, м³/ч	Принятые величины: скорость $v_в$, м/с	Принятые величины: диаметр d, мм	Принятые величины: $\frac{\lambda}{d}$ (см. [44, табл. 14.14])	$\frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma \zeta$	$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta$	Динамическое давление $p_д$, Па	Потери давления Δp, Па	$\Sigma \Delta p$, Па (на чистом воздухе)
1	1	Рейсмусовый односторонний	СР6-6	1320	18	7,5	1320	18	160	0,123	0,92	2,96	3,88	194	755	—
5	7	Круглопильный	Ц-5	840	16	12	905	16,3	140	0,145	1,74	2,96	4,7	160	752	—
10	—	Рейсмусовый двухсторонний:														
—	13	верхняя ножевая головка	СР2-12-1	2500	18	3,9	2460	21,7	200	0,091	0,35	2,32	2,67	282	753	—
—	14	нижняя ножевая головка	СР2-12-1	2500	18	7,5	2560	18	225	0,078	0,59	3,28	3,87	194	752	—
Н.О	18	Напольный отсос, тип II	—	1100	19	8	1090	19,6	140	0,143	1,15	2,12	3,27	231	758	—
19	24	Универсальный	УН	840	16	14	910	16,4	140	0,145	2,03	2,64	4,67	162	756	—
															Средние потери давления в ответвлении $\Delta p_{ср}$ = = 755 Па	
—	25	Магистральный воздуховод системы № 1	—	—	—	52	11 300	19,7	450	0,033	1,71	2,2	3,91	232	908	755+908=1663
—	26	То же, системы № 2	—	—	—	44	11 300	19,7	450	0,033	1,45	1,88	3,33	232	772	755+772=1527

Потери давления во всех ответвлениях должны быть одинаковыми или различаться не более чем на 10%.

Участок 1 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=2{,}96$.

Участок 7 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=2{,}96$.

Для увязки потерь давления на участке 7 с потерями давления на участке *1* скорость движения воздуха увеличена до $v_в=16{,}3$ м/с, а расход увеличен до $L_в=905$ м³/ч при $d=140$ мм; на участке *7* при диаметре $d=125$ мм потери давления будут значительно больше 755 Па.

Участок 13 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, отвода $\zeta=0{,}32$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=2{,}32$.

Расход воздуха на участке оказался меньше заданного на 1,5%, что допустимо (меньше 5%).

Участок 14 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, четырех отводов $\zeta=0{,}32\cdot4=1{,}28$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=3{,}28$.

Участок 18 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=0{,}8$, отвода $\zeta=0{,}32$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=2{,}12$.

Участок 24 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, двух отводов $\zeta=0{,}32\cdot2=0{,}64$, выхода в коллектор $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=2{,}64$.

Участок 25 — коэффициент местного сопротивления выхода из коллектора $\zeta=0{,}5$, пяти отводов $\zeta=0{,}32\cdot5=1{,}6$, диффузора перед вентилятором $\zeta=0$, конфузора за вентилятором $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=2{,}2$.

Участок 26 — коэффициент местного сопротивления отбора из коллектора $\zeta=0{,}5$, четырех отводов $\zeta=0{,}32\cdot4=1{,}28$, диффузора перед вентилятором $\zeta=0$, конфузора за вентилятором $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=1{,}88$.

Подбор оборудования. Производительность каждой системы с учетом 15% на подсос воздуха составит:

$$L_с = 11\,300\cdot1{,}15 = 13\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем циклоны конструкции Гипродревпрома Ц-1150 с $f_ц=0{,}165$ м² и $\zeta=5{,}4$

Скорость движения воздуха во входном патрубке циклона

$$v_в = \frac{13\,000}{3600\cdot0{,}165} = 21{,}8 \text{ м/с}; \quad p_д = 285 \text{ Па}.$$

Потери давления в циклоне

$$\Delta p_ц = 5{,}4\cdot285 = 1535 \text{ Па}.$$

Выбираем вентиляторы типа ЦП7-40 № 8. Полное давление, создаваемое вентилятором при перемещении смеси воздуха и древесных отходов, с учетом запаса потерь давления в размере 10% составит:

в системе № 1

$$\Sigma\Delta p_с = 1{,}1\,[755\,(1+1{,}4\cdot0{,}1)+908\,(1+1{,}4\cdot0{,}15)+1535] = 3830 \text{ Па};$$

в системе № 2

$$\Sigma\Delta p_с = 1{,}1\,[755\,(1+1{,}4\cdot0{,}1)+772\,(1+1{,}4\cdot0{,}05)+1535] = 3600 \text{ Па}.$$

Для обеих систем принимаем одинаковые комплекты вентиляторных установок Р8-8а: вентилятор типа ЦП7-40 № 8 — производительность $L=13\,000$ м³/ч, давление $p=3720$ Па, схема исполнения 6, частота вращения $n=1620$ мин$^{-1}$, шкив 8В280; электродвигатель типа АО2-81-4 — мощность $N=40$ кВт, частота вращения $n=1470$ мин$^{-1}$, шкив 8В315. Передача клиноременная, восемь ремней В-3000.

Пример XXII.2. Рассчитать систему пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов, схема которой изображена на рис. XXII.9.

К системе подключены 10 станков и один постоянно действующий напольный отсос. Общий расход воздуха, удаляемого от станков и напольного отсоса, составляет $\Sigma L=11\,540$ м³/ч (заданный расход воздуха). Средняя массовая расходная концентрация смеси в системе $\mu_р=0{,}1$. Потери давления на подъем материалов в вертикальных участках воздуховодов не учитывать, так как $\mu_р<0{,}2$.

Решение. Расчет воздуховодов проводим по методу динамических давлений. Все исходные и расчетные данные сводим в табл. XXII.5.

Определение коэффициентов местных сопротивлений (к табл. XXII.5). У всех отводов $R=2d$; коэффициенты местного сопротивления отводов приняты с учетом потерь давления на «разгон» материала за отводом $\zeta=0{,}32$.

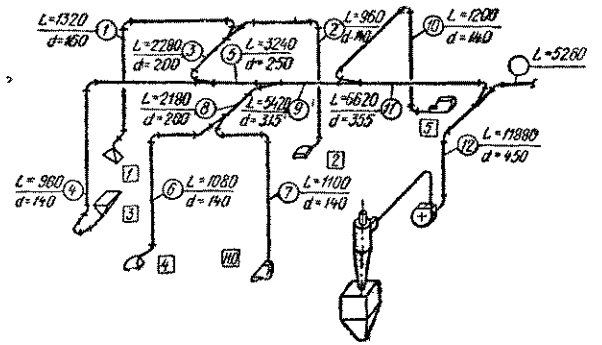


Рис. XXII.9. Расчетная схема системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

цифры в рамках — номера станков; цифры в кружках — номера расчетных участков; d — диаметр воздуховода, мм; L — расход воздуха, проходящего по воздуховоду, м³/ч

Участок 1 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, четырех отводов $\zeta=0{,}32\cdot4=1{,}28$, тройника вытяжного У-образного $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=2{,}38$.

Участок 2 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=0{,}8$, трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, тройника вытяжного У-образного $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=1{,}86$.

Для увязки потерь давления с участком *1* скорость на участке *2* увеличена до 19,4 м/с, а расход увеличен до 1075 м³/ч.

Участок 3 — коэффициент местного сопротивления отвода $\zeta=0{,}32$, тройника вытяжного — боковое ответвление $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=0{,}42$.

Участок 4 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, четырех отводов $\zeta=0{,}32\cdot4=1{,}28$, тройника вытяжного на проход $\zeta=0{,}03$; $\Sigma\zeta=2{,}31$.

Потери давления на участке должны быть увязаны с суммой потерь давления на участках *1* и *3*.

Участок 5 — коэффициент местного сопротивления тройника вытяжного на проход $\zeta=0{,}03$.

Участок 6 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=1$, трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, тройника вытяжного У-образного $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=2{,}06$.

Участок 7 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=0{,}8$, двух отводов $\zeta=0{,}32\cdot2=0{,}64$, тройника вытяжного У-образного $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=1{,}54$.

Участок 8 — коэффициент местного сопротивления отвода $\zeta=0{,}32$, тройника вытяжного — боковое ответвление $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=0{,}42$.

Участок 9 — коэффициент местного сопротивления тройника вытяжного на проход $\zeta=0{,}03$.

Участок 10 — коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=0{,}8$, трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, тройника вытяжного — боковое ответвление $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=1{,}86$.

Участок 11 — коэффициент местного сопротивления отвода $\zeta=0{,}32$, тройника вытяжного У-образного $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=0{,}42$.

Участок 12 — коэффициент местного сопротивления трех отводов $\zeta=0{,}32\cdot3=0{,}96$, диффузора перед вентилятором $\zeta=0$; конфузора после вентилятора $\zeta=0{,}1$; $\Sigma\zeta=1{,}06$.

Подбор оборудования. Производительность системы с учетом 15% на подсос воздуха составит:

$$L_c = 12\ 335\cdot1{,}15 = 14\ 200\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем циклон конструкции Гипродревпрома Ц-1400 с $f_ц=0{,}245$ м² и $\zeta=5{,}4$. Скорость движения воздуха во входном патрубке циклона

$$v_в = \frac{14\ 200}{3600\cdot0{,}245} = 16{,}2\ \text{м/с};\quad p_д = 157\ \text{Па}.$$

Потери давления в циклоне

$$\Delta p_ц = 5{,}4\cdot157 = 850\ \text{Па}.$$

Выбираем вентилятор типа ЦП7-40 № 8. Полное давление, создаваемое вентилятором при перемещении смеси воздуха и древесных отходов, с учетом запаса потерь давления в размере 10% составит:

$$\Sigma\Delta p_c = 1{,}1\,[1485\,(1+1{,}4\cdot0{,}1)+850] = 2810\ \text{Па}.$$

Принимаем комплект вентиляторной установки Р8-7: вентилятор типа ЦП7-40 № 8 — производительность $L=14\ 200$ м³/ч, давление $p=2750$ Па, схема исполнения 6, частота вращения $n=1440$ мин⁻¹, шкив 8В280; электродвигатель типа АО2-81-4 — мощность $N=40$ кВт, частота вращения $n=1470$ мин⁻¹, шкив 8В280. Передача — клиноременная, восемь ремней В-3000.

Таблица XXII 5

Расчет системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

№ станка	№ участка	Станок или участок	Марка станка	Заданные величины			Принятые величины				$\frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma \zeta$	$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta$	Динамическое давление $p_д$, Па	Потеря давления Δp, Па	$\Sigma \Delta p$, Па (на чистом воздухе)
				минимальный расход $L_в$, м³/ч	минимальная скорость $v_в$, м/с	длина участка l, м	расход $L_в$, м³/ч	скорость $v_в$, м/с	диаметр d, мм	$\frac{\lambda}{d}$ (см [44, табл 14 14])						
1	1	Рейсмусовый односторонний	СР6-6	1320	18	4,8	1320	18,2	160	0,121	0,58	2,38	2,96	199	589	—
2	2	Фрезерный с верхним расположением шпинделя	ВФК-1	960	18	5	1075	19,4	140	0,143	0,72	1,86	2,58	225	580	—
—	3	Сборный участок	—	—	—	3,5	2395	21,2	200	0,09	0,32	0,42	0,74	269	198	589+198 = 787
3	4	Фуговальный	СФ25-1	960	18	11	1020	18,4	140	0,143	1,57	2,31	3,88	203	790	—
	5	Магистраль	—	—	—	4	3415	19,3	250	0,069	0,28	0,03	0,31	223	69	787+69 = 856
4	6	Рейсмусовый односторонний	СР3-5	1080	18	6,5	1080	19,5	140	0,143	0,94	2,06	3	228	684	—
Но	7	Напольный отсос, тип II	—	1100	19	5,8	1220	22	140	0,143	0,83	1,54	2,37	290	690	—
—	8	Сборный участок	—	—	—	3,2	2300	20,3	200	0,091	0,29	0,42	0,71	247	176	684+176 = 860
—	9	Магистраль	—	—	—	3,7	5715	20,4	315	0,052	0,19	0,03	0,22	250	55	860+55 = 915
5	10	Ленточнопильный	ЛС-40	1200	16	4,9	1360	24,5	140	0,141	0,69	1,86	2,55	360	920	—
—	11	Магистраль	—	—	—	2,5	7075	19,9	355	0,045	0,11	0,42	0,53	237	126	915+126=1041
—	12	Магистраль	—	—	—	16,2	12 335	21,6	450	0,033	0,53	1,06	1,59	279	444	1041+444=1485

Глава XXIII

БОРЬБА С ШУМОМ И ВИБРАЦИЯМИ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

§ 118. ЗВУК И ШУМ, ИХ ПРИРОДА И ОСОБЕННОСТИ

Звуком называют волновое колебание упругой среды, создающее в ней дополнительное переменное давление.

Для характеристики звука используют физические и физиологические показатели.

К физическим показателям оценки звука относятся: а) частота колебания; б) длина волны; в) интенсивность звука; г) уровень интенсивности звука; д) звуковое давление; е) уровень звукового давления.

Частота колебания измеряется в герцах (Гц):

$$f = \frac{1}{T}, \qquad \text{(XXIII.1)}$$

где T — время одного колебания, с, или период колебания

Длиной волны звука называется расстояние, м, на которое звук распространяется за один период колебания:

$$\lambda = cT = \frac{c}{f}, \qquad \text{(XXIII.2)}$$

где c — скорость распространения звука в среде, м/с *.

Звук какой-либо одной строго определенной частоты может быть воспроизведен камертоном, создающим чистый тон (синусоидальные акустические колебания).

Подавляющее большинство звуков представляют собой сложные звуки, характеризуемые совокупностью различных частот. Но даже в сложных звуках возможна определенная повторяющаяся тональность. Пример повторяющейся тональности сложного звука приведен на рис. XXIII.1.

Если сложный звук не содержит ясно выраженных частотных составляющих, его называют шумом. Для оценки шумов служат спектрограммы, в которых звуковая энергия сложного звука распределена по частотам или частотным полосам.

В акустических расчетах вентиляционных установок пользуются октавными полосами частот, т. е. такими, у которых конечная частота в 2 раза больше начальной:

$$\frac{f_к}{f_н} = 2, \qquad \text{(XXIII.3)}$$

а среднегеометрическая частота в $\sqrt{2}$ раза больше начальной:

$$f_{ср.г} = \sqrt{f_к f_н} = \sqrt{2} f_н. \qquad \text{(XXIII.4)}$$

На рис. XXIII.2 приведена спектрограмма шума центробежного пылевого вентилятора ЦАГИ № 4, работающего с частотой вращения 1040 мин$^{-1}$.

* Скорость распространения звука в воздухе 340 м/с (при $t = 20°$ С).

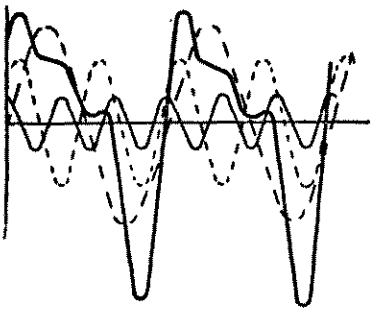


Рис. XXIII.1. Тональность сложного звука

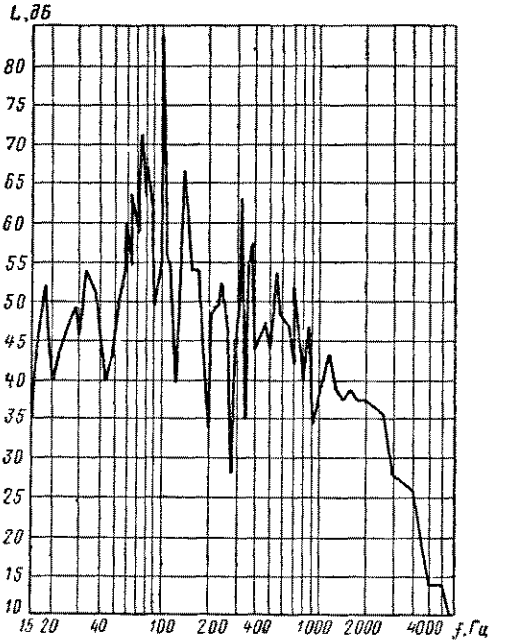


Рис. XXIII.2. Спектрограмма центробежного пылевого вентилятора ЦАГИ № 4 при $n=1040$ мин$^{-1}$

Интенсивностью звука, или силой звука I, называют количество энергии, переносимой звуковыми волнами за единицу времени через единицу площади поверхности, поставленной перпендикулярно направлению распространения волн. Единицей интенсивности звука (или силы звука) служит Вт/м^2.

Уровень интенсивности звука

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}, \qquad \text{(XXIII.5)}$$

где L_I — уровень интенсивности звука, дБ; I — интенсивность данного звука, Вт/м^2; I_0 — интенсивность звука той же частоты, с которым сравнивают данный звук, Вт/м^2; за I_0 принимают наименьшую интенсивность звука, которую воспринимает ухо человека на пороге слышимости (в среднем значение $I_0=10^{-12}$ Вт/м^2).

В этом случае децибел (дБ) представляет собой такой уровень интенсивности звука, при котором

$$10 \lg \frac{I}{10^{-12}} = 1.$$

Звуковым давлением p называют дополнительное переменное давление, возникающее в среде при прохождении через нее звуковых волн.

Уровень звукового давления. Так как интенсивность звука пропорциональна квадрату амплитуды колебаний A^2, а звуковое давление — первой степени амплитуды A, то при переходе от уровня интенсивности звука к уровню звукового давления получим:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0}\right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \qquad \text{(XXIII.6)}$$

где L_p — уровень звукового давления, дБ; p — звуковое давление данного звука, Па; p_0 — звуковое давление, с которым сравнивают звуковое давление данного звука, Па; за p_0 принимают наименьшее звуковое давление (порог), которое воспринимает ухо человека (в среднем значение $p_0=2\cdot10^{-5}$ Па).

Единицей уровней звуковых давлений служит также децибел. В этом случае децибел представляет собой такой уровень звукового давления, при котором

$$20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} = 1.$$

Из зависимостей (XXIII.5) и (XXIII.6) следует, что разности двух уровней звуковых давлений или двух уровней интенсивностей звука соответствует определенное отношение их абсолютных значений. Каждому удвоению звукового давления соответствует увеличение уровня давления на 6 дБ, а каждому удвоению интенсивности звука — увеличение его уровня на 3 дБ.

Изменение уровня звукового давления на 10 дБ приблизительно соответствует изменению интенсивности звука в 2 раза.

Источники образования звуков оцениваются по звуковой мощности излучения, измеряемой в Вт, или по уровню звуковой мощности, измеряемому в дБ:

$$L_P = 10 \lg \frac{P}{P_0}, \qquad \text{(XXIII.7)}$$

где L_P — уровень звуковой мощности, излучаемой источником, дБ; P — звуковая мощность, излучаемая источником, Вт; P_0 — условная пороговая звуковая мощность, равная 10^{-12} Вт.

В данном случае децибел представляет собой такой уровень звуковой мощности, при котором

$$10 \lg \frac{P}{10^{-12}} = 1.$$

Сложение уровней звуковой мощности или уровней звукового давления проводится по формуле

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{б}} + 10 \lg (1 + 10^{-0,1\Delta}) = L_{\text{б}} + \Delta L, \qquad \text{(XXIII.8)}$$

где $L_{\text{общ}}$ — суммарный уровень для каждых двух слагаемых уровней, дБ; $L_{\text{б}}$ — больший из двух слагаемых уровней, дБ; $\Delta = L_{\text{б}} - L_{\text{м}}$ — разность между бо́льшим и меньшим слагаемыми уровнями, дБ; ΔL — добавка к большему уровню, дБ.

При числе разных уровней более двух сложение их проводят последовательно, начиная с двух больших уровней.

Если все слагаемые уровни одинаковы, то общий уровень будет равен:

$$L_{\text{общ}} = L + 10 \lg n, \qquad \text{(XXIII.9)}$$

где n — число одинаковых слагаемых уровней.

К физиологическим показателям оценки звука относятся: а) высота тона; б) громкость (уровень громкости).

Высота тона определяется частотой колебаний: чем больше частота, тем выше тон.

Человек с нормальным слухом слушит звуки, генерируемые колебаниями от 20 до 20 000 Гц. Голос человека создает тоны от 80 до 1300 Гц. В музыке пользуются тонами от 30 до 4000 Гц. Ухо человека по-разному воспринимает звуки различных частот. Наиболее чувствительно оно к высоким тонам.

Интенсивность звука, воспринимаемая человеком, находится в пределах от 10^{-12} до 10 Вт/м^2. Нижний предел соответствует порогу слышимости, верхний — болевому порогу. Отношение верхнего предела слышимости к нижнему равно 10^{13}, т. е. десяти триллионам. При столь

громадном диапазоне слышимости, каким обладает слуховой аппарат человека, графическое изображение хотя бы части этого диапазона оказывается невозможным. Вот почему в акустических расчетах применяют логарифмические зависимости.

Для связи физических и физиологических показателей оценки звука используют тон с частотой 1000 Гц, с уровнем которого сравнивают уровни звуковых давлений других равногромких звуков.

Уровнем громкости (оцениваемой в фонах) данного звука называют уровень звукового давления, дБ, равногромкого с ним звука с частотой 1000 Гц.

§ 119. ИСТОЧНИКИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ШУМА

Звуковые волны появляются в результате нестационарных процессов, всегда сопровождающих установившуюся в среднем работу вентилятора.

Пульсации скорости и колебания давления в потоке воздуха, протекающего через вентилятор, являются причиной возникновения *аэродинамического шума.* Возникновение аэродинамического шума можно наблюдать при быстром вращении камня, привязанного к веревке. Подобное явление, но значительно усложненное, происходит и при работе вентилятора.

Е. Я. Юдин [60], исследовавший шум вентиляционных установок, указывает на три основные составляющие аэродинамического шума, создаваемого вентилятором:

1) вихревой шум — шум, возникающий в результате образования вихрей и периодического срыва их при обтекании элементов вентилятора потоком воздуха. Периодический срыв вихрей обусловливает возникновение акустической волны в воздушной среде;

2) шум от местных неоднородностей потока — местные неоднородности потока на входе в колесо (например, из-за наличия плохо обтекаемых деталей конструкции) и на выходе из колеса (из-за конечного числа лопаток) приводят к нестационарному обтеканию лопаток колеса и неподвижных элементов вентилятора, расположенных около колеса, а следовательно, к появлению звуковых волн;

3) шум вращения — каждая движущаяся лопатка колеса вентилятора является источником возмущения окружающей среды. Колесо любого вентилятора имеет конечное число лопаток, поэтому его вращение сопровождается шумом. Доля шума вращения в общем шуме вентилятора в большинстве случаев незначительна.

Механические колебания элементов конструкции вентиляционной установки являются причиной образования *механического шума.* Возбуждение механического шума в вентиляторах обычно носит ударный характер — в шарикоподшипниках, приводе, стуки в зазорах. Часто наблюдается увеличение механического шума вследствие плохой балансировки колеса вентилятора.

Зависимость шума от окружной скорости при различных характеристиках сети для центробежного вентилятора с загнутыми вперед лопатками представлена на рис. XXIII.3. Из рисунка следует, что при окружной скорости более 13 м/с механический шум шарикоподшипников «маскируется» аэродинамическим шумом; при меньшей скорости шум подшипников преобладает. При окружной скорости более 13 м/с уровень аэродинамического шума растет быстрее уровня механического шума. Механический шум практически не зависит от характеристики

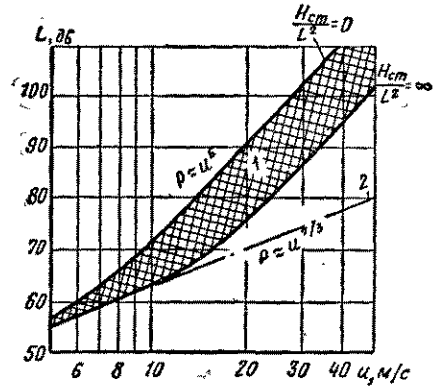


Рис. XXIII.3. Аэродинамический (*1*) и механический (*2*) шум центробежного вентилятора с лопатками, загнутыми вперед

сети, а на величину аэродинамического шума характеристика сети оказывает существенное влияние.

У центробежных вентиляторов с загнутыми назад лопатками уровень аэродинамического шума несколько меньше.

В системах вентиляции кроме самой вентиляционной установки источниками шума могут быть вихри, образующиеся в элементах воздуховодов и в вентиляционных решетках, а также колебания недостаточно жестких стенок воздуховодов. Кроме того, возможно проникание через вентиляционные решетки и стенки воздуховодов посторонних шумов.

Шум, создаваемый вентилятором, является главной составляющей шума во всей вентиляционной системе (вентилятор — привод — воздуховоды — вентиляционные решетки).

Общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора определяют отдельно для сторон всасывания и нагнетания по формуле

$$L_{P_{общ}} = \bar{L} + 25 \lg p + 10 \lg L + \delta, \qquad (XXIII.10)$$

где $L_{Робщ}$ — общий уровень звуковой мощности шума вентилятора, дБ, относительно 10^{-12} Вт; $\bar{L}$ — критерий шумности, зависящий от типа и конструкции вентилятора, дБ; p — полное давление, создаваемое вентилятором, кгс/м^2; L — производительность вентилятора, м^3/с; δ — поправка на режим работы вентилятора, дБ.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого из входного и выходного патрубков, определяют путем введения поправки ΔL_1. Поправка представляет собой разность общего уровня звуковой мощности и уровня в данной октавной полосе.

Присоединение к вентилятору сети воздуховодов создает направленность звукового излучения, в связи с чем вводится поправка ΔL_2.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого в вентиляционную сеть, определяют по формуле

$$L_{P_в} = L_{P_{общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2. \qquad (XXIII.11)$$

Значения поправок ΔL_1 и ΔL_2 приведены в СН 399-69 [54].

§ 120. ПУТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ШУМА

Шум, создаваемый вентиляционной установкой, передается следующими путями:

а) по воздушной среде внутри воздуховодов в помещение через приточные и вытяжные решетки или в атмосферу через воздухозаборные решетки приточных систем или через шахты вытяжных систем;

б) через стенки транзитных воздуховодов в помещение, по которому они проложены;

в) по воздушной среде, окружающей вентиляционную установку, к

ограждающим конструкциям камеры и через них в смежные помещения.

Каждый из перечисленных путей передачи шума определяет соответствующие мероприятия, которые должны быть предусмотрены для уменьшения шума в помещениях с нормируемым уровнем звука.

§ 121. НОРМИРОВАНИЕ ШУМОВ

Шумы нормируют исходя из допустимого воздействия их на организм человека, т. е. воздействия, при котором шум или вообще не оказывает влияния на самочувствие человека или это влияние незначительно.

Допустимые уровни звукового давления на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, в жилых и общественных зданиях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов строго нормируются действующими в Советском Союзе в законодательном порядке санитарными нормами. Шумы нормируются в восьми октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Для ориентировочной оценки шума допускается пользоваться общим уровнем шума, измеренным по шкале А шумомера. Общий уровень шума именуется «уровнем звука», дБА.

При нормировании допустимого уровня звукового давления учитывается физиологическое воздействие на человека звуков различной частоты. Поэтому допустимые уровни звуковых давлений в различных октавных полосах различны. Например, для помещений конструкторских бюро и помещений приема больных в здравпунктах допустимый уровень звукового давления в октавной полосе среднегеометрических частот 63 Гц равен 71 дБ, 1000 Гц — 45 дБ, а 8000 Гц — только 38 дБ.

§ 122. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Задача акустического расчета вентиляционных систем состоит в определении уровня звукового давления, создаваемого в расчетной точке действующей вентиляционной установкой.

При расчетах должен быть учтен не только шум, создаваемый самой вентиляционной установкой, но и возможное генерирование шума по пути движения воздушного потока в элементах системы вентиляции: в дросселях, шиберах, отводах, тройниках, диафрагмах, решетках, плафонах и т. д. Кроме того, следует учитывать возможность передачи шума через воздуховоды из помещения с более высоким уровнем шума в помещение менее шумное.

По пути движения воздуха происходит снижение уровней (потери) звуковой мощности.

Возможны три основных случая положения расчетной точки, в которой определяется уровень звукового давления, относительно источника шума (рис. XXIII.4).

Акустическому расчету вентиляционной системы должен предшествовать аэродинамический расчет системы, при котором определяются площади поперечного сечения всех участков воздуховодов (каналов), скорости движения воздуха в каждом участке, конструкция, размеры и число вентиляционных решеток, устанавливаемых в помещении, и скорости движения воздуха в решетках.

В расчетной точке помещения допустимые уровни звукового давления в каждой из восьми октавных полос нормируются величиной $L_{доп}$, дБ.

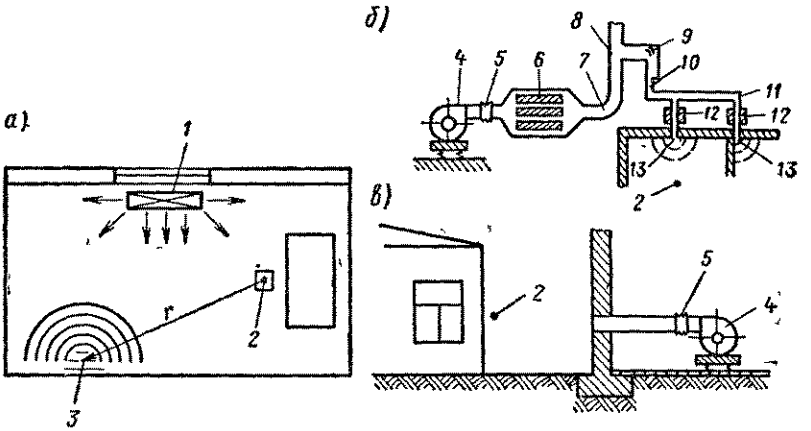


Рис. XXIII.4. Различные случаи взаимного расположения источников шума и расчетной точки

а — источники шума и расчетная точка находятся в одном помещении; *б* — источники шума и расчетная точка находятся в различных помещениях; *в* — источник шума находится в помещении, расчетная точка — на прилегающей территории; *1* — автономный кондиционер; *2* — расчетная точка; *3* — генерирующий шум плафон; *4* — виброизолированный вентилятор; *5* — гибкая вставка; *6* — центральный глушитель; *7* — плавный поворот воздуховода; *8* — разветвление воздуховода; *9* — прямоугольный поворот с направляющими лопатками; *10* — внезапное сужение; *11* — прямоугольный поворот воздуховода; *12* — вспомогательный глушитель; *13* — решетка

Нормируемый шум в помещении может быть задан только уровнем звукового давления при частоте 1000 Гц — *индексом шума.*

Акустический расчет вентиляционных систем следует проводить по Строительным нормам СН 399-69 [54].

§ 123. МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ УРОВНЕЙ ЗВУКОВОГО ДАВЛЕНИЯ

Снижение уровней звукового давления на постоянных рабочих местах или в расчетных точках помещения может быть осуществлено применением комплекса следующих мероприятий:

1) установкой вентиляторов, наиболее совершенных по акустическим характеристикам;

2) выбором оптимальных режимов работы вентиляторов: а) на максимальном коэффициенте полезного действия; б) с минимально-возможным давлением, развиваемым вентилятором [в формуле (XXIII. 10) в общем уровне звуковой мощности вентилятора давление представлено слагаемым 25 $\lg p$], например при ограничении скоростей движения воздуха в воздуховодах (каналах) и ограничении массовой скорости движения воздуха в калориферах;

3) снижением скорости движения воздуха в отводах, коленах, тройниках и других элементах вентиляционной сети: а) до 5—6 м/с в магистральных воздуховодах и до 2—4 м/с в ответвлениях для общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий; б) до 10—12 м/с в магистральных воздуховодах и до 4—8 м/с в ответвлениях для производственных зданий.

Скорость движения воздуха перед воздухораспределителем или воздухозаборным устройством должна быть ограничена величиной $v_{доп}$ с тем, чтобы вентиляционная решетка не являлась источником генерирования шума;

4) изменением акустических качеств помещения, в котором требу-

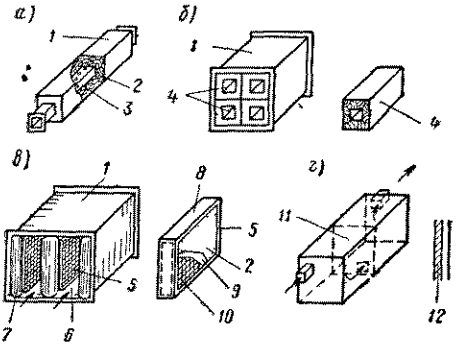


Рис. XXIII.5. Схемы глушителей шума

а — трубчатого; *б* — сотового; *в* — пластинчатого; *г* — камерного, *1* — наружный кожух, *2* — звукопоглощающий материал; *3* — перфорированный воздуховод; *4* — звукопоглощающие ячейки; *5* — звукопоглощающие пластины; *6* — каналы для воздуха; *7* — обтекатели; *8* — каркас пластины; *9* — ткань; *10* — сетка; *11* — камера; *12* — облицовка

ется снижение уровня звукового давления, путем применения звукопоглощающих облицовок или штучных звукопоглотителей;

5) снижением уровня звуковой мощности источников шума по пути распространения звука путем установки глушителей или облицовки внутренних поверхностей воздуховодов звукопоглощающими материалами.

Шум от транзитных воздуховодов, проходящих через помещение, может быть уменьшен путем увеличения массивности самих воздуховодов и наложения на них слоя звукоизолирующих материалов (стекловолокно, минеральный войлок и пр.).

Уменьшение шума в помещениях, смежных с вентиляционной камерой, достигается выбором соответствующего материала стенок камеры и звукоизоляции их.

Вибрация вентиляционной установки не должна передаваться воздуховодам. Для этого воздуховоды следует присоединять к вентилятору как со стороны всасывания, так и со стороны нагнетания через гибкие вставки из упругих материалов (резина, прорезиненная ткань и пр.).

§ 124. КОНСТРУКЦИИ ШУМОГЛУШИТЕЛЕЙ

Для заглушения шума в вентиляционных установках применяют глушители диссипативного действия, т. е. такие, в которых происходит рассеяние звуковой энергии.

По конструкции глушители разделяются на трубчатые, сотовые, пластинчатые и камерные (рис. XXIII.5).

Ослабление шума в канале может быть приближенно определено по формуле

$$\Delta L = 1{,}09a\frac{\Pi}{F}l, \qquad \text{(XXIII.12)}$$

где ΔL — потери уровня звуковой мощности в канале, дБ; a — коэффициент звукопоглощения стенок канала; Π — периметр поперечного сечения канала, м, F — площадь поперечного сечения канала, м^2; l — длина канала, м.

Из формулы (XXIII.12) следует, что заглушение шума в каналах малого сечения или в каналах с развитым периметром будет происходить интенсивнее, чем в каналах большого сечения или с минимальным периметром. Поэтому сечения трубчатых глушителей делают не более 500×500 мм.

Для увеличения потерь звуковой энергии в каналах глушителей применяют конструкции стенок с большим коэффициентом звукопоглощения. В качестве звукопоглощающего слоя применяют мягкие маты из стекловолокна (СТВ), полужесткие плиты из стекловолокна (ЦФД) или минераловатные плиты (ПМ). Полужесткие и минераловатные плиты применяют только для вытяжных систем. Толщина звукопоглощающего слоя в типовых трубчатых и сотовых глушителях 100 мм, в пластинчатых 100, 200 и 400 мм.

Наличие перфорированного металлического листа с отверстиями диаметром 5 мм и шагом их 10 мм (процент перфорации равен 20) не снижает звукопоглощающих качеств конструкции.

Стенки камерных глушителей облицовывают материалами с большим коэффициентом звукопоглощения.

§ 125. РАСЧЕТ ШУМОГЛУШИТЕЛЕЙ

Расчет шумоглушителей состоит в определении:

1) суммарной площади поперечного сечения каналов для прохода воздуха (живое сечение);

2) длины глушителей (трубчатых, сотовых и пластинчатых) или размеров и числа камер глушителей (камерных);

3) гидравлического сопротивления глушителей по воздушному тракту.

Живое сечение глушителей, м², определяется по формуле

$$\Sigma F_{\text{св}} = \frac{L}{3600 v_{\text{доп}}}, \qquad \text{(XXIII.13)}$$

где L — расход воздуха через глушитель, м³/ч; $v_{\text{доп}}$ — допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с

Скорость движения воздуха через глушитель не должна превышать определенной величины $v_{\text{доп}}$ с тем, чтобы сам глушитель не являлся генератором шума. Значение $v_{\text{доп}}$ определяют по индексу предельных спектров шума.

Длину трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют на основании частотных характеристик заглушения шума на 1 м длины глушителей:

$$l = \frac{\Delta L_{\text{тр}}}{\Delta L}, \qquad \text{(XXIII.14)}$$

где l — длина глушителя, м; $\Delta L_{\text{тр}}$ — требуемое заглушение шума в глушителе, дБ; ΔL — снижение шума в глушителе длиной 1 м в данной полосе частот, дБ.

Расчет длины глушителя проводят в каждой из восьми октавных полос. К установке принимают глушитель наибольшей длины.

Размеры и число камер глушителей камерного типа определяют из соотношения:

$$\Delta L_{\text{кам}} = \sum_{i=1}^{n} 10 \lg \frac{A_i}{S_{i\,\text{вых}}}, \qquad \text{(XXIII.15)}$$

где $\Delta L_{\text{кам}}$ — потери уровня звуковой мощности в камере, дБ; n — общее число камер; A_i — полное звукопоглощение отдельной камеры (без звукопоглощения пола), м²; $A_i = \alpha_i S_i$ (здесь α_i и S_i — коэффициент звукопоглощения и площадь облицовки внутренней поверхности камеры); $S_{i\,\text{вых}}$ — площадь живого сечения выходного проема из отдельной камеры, м².

Гидравлическое сопротивление трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{гл}} = \left(\zeta + \lambda \frac{l}{D_{\text{г}}}\right) \rho \frac{v^2}{2}, \qquad \text{(XXIII.16)}$$

где $\Delta p_{\text{гл}}$ — потери давления в глушителе, Па; ζ — суммарный коэффициент местных сопротивлений; λ — коэффициент сопротивления трения; $D_{\text{г}}$ — гидравлический диаметр, м; ρ — плотность воздуха, кг/м³; v — скорость движения воздуха в каналах глушителя, м/с.

§ 126. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Вибрации, возникающие при работе вентиляционной установки, передаются воздуховодам и основанию, на котором смонтирована установка. Вибрации являются причиной возникновения структурного звука*. При установке вентилятора на фундаменте колебания по грунту передаются фундаментам, стенам и перекрытиям здания. При установке вентилятора на междуэтажном перекрытии структурный звук непосредственно передается в нижележащее помещение. Снижение структурного звука, передаваемого основанию, может быть достигнуто путем установки вентиляторов на виброизоляторах.

На рис. XXIII.6 представлены схемы установки машины с жестким креплением и на виброизоляторах. В первом случае машина не может испытывать колебаний, и периодически изменяющаяся сила полностью передается основанию. Во втором случае, при установке машины на упругих виброизоляторах, только часть силы будет передана основанию, а остальная ее часть воспринимается виброизоляторами, т. е. пе-

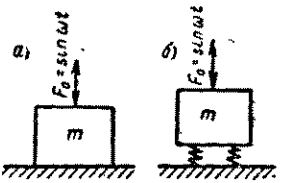


Рис. XXIII 6 Схемы установки марины

а — с жестким креплением; *б* — на виброизоляторах

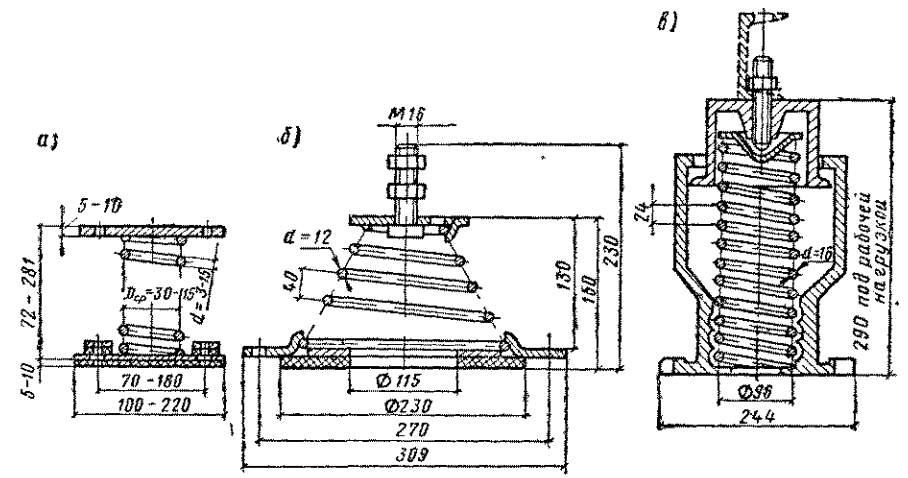


Рис. XXIII.7. Пружинные виброизоляторы

а — типа Д038—Д045; *б* — равночастотный типа В76[4] 10 00 С20, *в* — типа ВИ 500

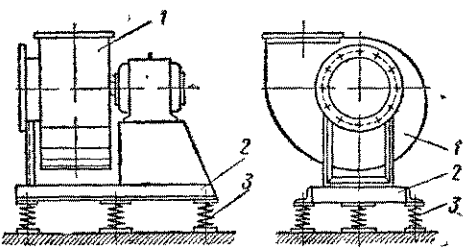


Рис. XXIII.8. Конструкция виброизолирующего основания для центробежного вентиляторного агрегата Ц4-70 № 8

1 — центробежный вентилятор; *2* — рама; *3* — виброизолятор

* Структурным звуком называют колебания, распространяющиеся в твердых телах.

редача силы на основание будет уменьшена. Эффективность виброизоляции оценивается коэффициентом передачи динамических нагрузок основанию

$$\varphi = \frac{F_o}{F_y}, \qquad \text{(XXIII.17)}$$

где F_o — амплитуда динамической силы, передающейся на основание через виброизоляторы; F_y — амплитуда динамической силы, действующей на изолированную от основания установку.

При жестком несущем основании коэффициент передачи динамических нагрузок определяется формулой

$$\varphi_ж = \frac{-1}{\left(\frac{f_в}{f_z}\right)^2 - 1}, \qquad \text{(XXIII.18)}$$

где $f_в$ — частота возмущающих колебаний, Гц; f_z — частота собственных вертикальных колебаний установки, состоящей из машины, опорной рамы или плиты и виброизоляторов, Гц

Для эффективной виброизоляции частота собственных вертикальных колебаний установки f_z должна быть значительно меньше частоты возмущающей силы $f_в$.

При расчетах виброизоляции вентиляционных установок принимают отношение $f_в/f_z \geqslant 3$.

При упругих несущих конструкциях (вентилятор установлен на перекрытии) коэффициент передачи динамических нагрузок отличается от $\varphi_ж$. В этом случае эффективность виброизоляции будет зависеть от соотношения массы перекрытия и установки, а также от соотношения частоты собственных колебаний ненагруженного перекрытия и частоты возмущающих колебаний.

В качестве виброизолирующих устройств, препятствующих распространению колебаний по материалу, применяют пружинные амортизаторы и упругие прокладки.

Наилучшими виброизолирующими свойствами обладают стальные пружинные виброизоляторы, характеризующиеся стабильностью упругих свойств, допускающие большой прогиб и ослабляющие колебания даже весьма низких частот. Наиболее распространенные конструкции пружинных виброизоляторов приведены на рис. XXIII.7.

Прокладки из резины обеспечивают виброизоляцию только звуковых частот от 40 Гц и выше, что соответствует частоте вращения вентилятора $n \geqslant 1800$ мин$^{-1}$, и, следовательно, применение их для вентиляционных установок в большинстве случаев не обеспечивает нужного эффекта.

При конструировании вентиляционных установок обычно проводят только подбор виброизолирующих оснований из разработанных типовых чертежей.

На рис. XXIII.8 приведена конструкция виброизолирующего основания для центробежного вентиляторного агрегата Ц4-70 № 8 (исполнение I).

Глава XXIV
ЗАЩИТА ВОЗДУШНОГО БАССЕЙНА

§ 127. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАГРЯЗНЕНИИ АТМОСФЕРЫ

Под термином *атмосферное загрязнение* следует понимать присутствие в наружном воздухе различных газов и аэрозолей, которые неблагоприятно влияют на живые организмы, ухудшая их жизненные условия, и причиняют ущерб материальным ценностям. Огромный вред, наносимый загрязнением атмосферы, и большая стоимость мероприятий по борьбе с ним придают проблеме предупреждения загрязнения атмосферы кроме социальной также и экономическую значимость. В настоящее время эта проблема приобрела международный характер и стала общей практически для всех стран мира.

Количество и ассортимент веществ, загрязняющих внешнюю среду (выбросы промышленного производства и бытовые отходы), настолько возросли, что сама природная среда не в состоянии обезвредить их естественным путем.

Наибольшее загрязнение окружающей среды происходит в высокоразвитых в промышленном отношении странах и странах, в которых сельское хозяйство широко использует удобрения, гербициды и другие химикаты. Однако в СССР и других странах социалистического лагеря принцип подхода к решению этой проблемы коренным образом отличается от принятого в капиталистических странах. Так, если в капиталистических странах различные нормативы и постановления, предназначенные для предупреждения загрязнения окружающей среды, не имеют силы закона, то в СССР, где забота о здоровье человека, о благосостоянии трудящихся является основой политики государства, одним из главных программных требований КПСС, законодательство в области предупреждения загрязнения атмосферы, направленное на обеспечение полной безопасности для здоровья людей, на сохранение природы и материальных ценностей, является обязательным для исполнения всеми организациями. В нашей стране систематически проводится ряд важных мероприятий по предотвращению загрязнения воздушной среды. Этот комплекс мероприятий включает разработку генеральных схем рационального размещения промышленных предприятий, планов развития экономических районов, вынесение предприятий за черту города, их реконструкцию, широкое использование эффективных газоочистных и пылеулавливающих установок, применение малосернистого топлива и т. п. Одним из важнейших государственных документов в этом направлении являются «Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий». Эти нормы должны обязательно выполняться при проектировании, строительстве и эксплуатации промышленных предприятий. В нашей стране наиболее жесткие санитарные нормы: примерно для половины всех вредных веществ допустимая концентрация в 10—100 раз меньше, чем в США.

Основными источниками загрязнения атмосферы являются природные, производственные и бытовые процессы; выделяемые при этом загрязнители могут быть сведены в следующие четыре группы:

1) естественные загрязнители минерального, растительного, животного или микробиологического происхождения;

2) загрязнители, образующиеся при сжигании топлива для нужд

промышленности, отопления зданий и сооружений, при работе автомобильного, железнодорожного, авиационного, морского, речного транспорта и т п.;

3) загрязнители, образующиеся в результате промышленных производственных процессов;

4) загрязнители, образующиеся при сжигании и переработке бытовых и промышленных отходов.

Например, при сжигании топлива в атмосферу могут поступать большое количество твердых частиц несгоревшего топлива и золы, вредные газы, в том числе окись углерода CO, несгоревшие углеводороды или окисленные вещества (альдегиды и кислоты), соединения серы (SO_2, SO_3, H_2SO_4), окислы азота (NO, NO_2), аэрозоли — мельчайшие частицы сажи и пыли, взвешенные в воздухе.

Опасность для окружающей среды иногда представляют выбросы, сопровождающие металлургические процессы. На предприятиях металлургической промышленности основными вредными выделениями и источниками их образования являются: 1) обычные пыли (с размерами частиц от 10 до 100 мкм) — первичная обработка руды, дробление, грохочение и тому подобные производственные процессы; 2) тонкие пыли и дымы — доменные, мартеновские, электродуговые печи, конвертеры, обдирка и зачистка отливок; 3) сернистый ангидрид — процесс сжигания топлива. Большое выделение пыли характерно для чугунолитейных цехов. Плавка чугуна сопровождается выделением большого количества пыли и угарного газа. Помимо этого, пыль образуется в землеприготовительных, обрубочных, выбивных, очистных и других участках литейного цеха.

При производстве цветных металлов кроме вредных примесей, образующихся при сжигании топлива, выделяются сернистый и углекислый газ, окись углерода и окислы различных металлов. Большое количество пыли и вредных веществ — окислов свинца, ртути, мышьяка и др. — выделяется при производстве меди, цинка и других цветных металлов.

Большое количество пыли выделяется на предприятиях промышленности строительных материалов (цементные, асфальтобетонные и кирпичные заводы, заводы железобетонных изделий и др.).

Все процессы дробления, переработки, пересыпки и транспортирования сыпучих материалов сопровождаются выделением пыли, которая может загрязнять окружающую территорию и атмосферу.

Предприятия химической промышленности отличаются чрезвычайно большим разнообразием выделяемых вредных веществ. Обусловлено это широким ассортиментом выпускаемой продукции, темпами развития этой промышленности и постоянным увеличением производства. В атмосферу от этих предприятий могут поступать различные газообразные, жидкие и твердые химические вещества. Так, в процессе получения серной кислоты в воздух поступают сернистый газ, аэрозоль серной кислоты, окислы азота и пыль. На лакокрасочных заводах в воздух выделяются пары разнообразных растворителей — бензина, ксилола, толуола, изопропилового спирта и др. Для предприятий химической промышленности характерно содержание в выбросах одновременно большого количества разнообразных по своим свойствам химических веществ. Попадая в атмосферу, они взаимодействуют друг с другом и могут превращаться в другие соединения, иногда даже более вредные для организма, чем исходные.

Сравнительно безвредные 10—15 лет назад выбросы предприятий легкой промышленности в последнее время также становятся источни-

ками загрязнения окружающей среды. Химизация производства, внедрение клеевых способов крепления деталей, интенсификация процессов изготовления сближают предприятия этой промышленности с химическими заводами. Например, на обувных фабриках (расположенных, как правило, в жилых районах) интенсивно выделяются этилацетат, хлоропрен, ацетон. Изготовление искусственных кож и кожзаменителей связано с применением различных растворителей, вредные пары которых могут попадать в атмосферу.

Воздух необходим для жизнедеятельности людей, любое его загрязнение неблагоприятно влияет на самочувствие и состояние здоровья человека. Комплексное воздействие загрязненной атмосферы на человека начали изучать лишь после случаев массового отравления людей, наблюдавшихся в Лондоне (1952—1962 гг.), Лос-Анджелесе и других индустриальных центрах капиталистических стран.

Постоянное воздействие загрязненного воздуха на организм человека может привести к таким тяжелым недугам, как раковые заболевания. Возникновению злокачественных опухолей способствуют канцерогены, содержащиеся в продуктах сгорания и выхлопных газах двигателей внутреннего сгорания, выбросы некоторых промышленных предприятий, пыль промышленных центров. Болезни дыхательных путей — бронхиты, астма, эмфизема — вызываются загрязнителями, раздражающими органы дыхания. Раздражение слизистой оболочки глаз приводит к слезотечению и заболеванию конъюнктивитом. Дети наиболее подвержены влиянию различных загрязнителей.

Отметим действие некоторых загрязнителей на людей и животных: *окись углерода* связывает гемоглобин крови, признаки отравления — головная боль, тошнота, слабость; *свинец* влияет на развитие и старение эритроцитов, при больших концентрациях вызывает острое отравление, при малых — хроническое отравление; *окислы азота* вызывают удушье, тошноту, боли в животе, кашель, после чего наступает расстройство сердечной деятельности; находясь в атмосфере со смертельной концентрацией окислов азота, человек лишь через 8—48 ч начинает ощущать недомогание; *соединения фтора* разрушающе действуют на зубы; *соединения серы* оказывают раздражающее действие, иногда приводят к отеку легких, заканчивающемуся параличом дыхания; *сероуглерод* CS_2 даже при небольших концентрациях вызывает головные боли, галлюцинации; *меркаптаны* имеют отталкивающий запах и могут привести к потере сознания; *озон* вызывает раздражение слизистых оболочек глаз и дыхательных путей, отек легких, кровоизлияния, конъюнктивит.

Организм диких и домашних животных по сравнению с человеческим организмом более чувствителен к большинству видов загрязнителей. Нередка массовая гибель животных в районах крупных промышленных центров. В первую очередь загрязнение окружающей среды влияет на численность насекомых, рыб и птиц. Некоторые загрязнители, в том числе радиоактивные, могут накапливаться в организме животного и в виде продуктов питания попадать в организм человека.

Загрязнители атмосферы накапливаются в растениях, попадая в них через воздух и воду. Пониженная прозрачность воздуха (задымленность, туманообразование) нарушает условия нормального развития растения, лишая его солнечной радиации. Наиболее ядовиты для растений сернистый газ, фтористый водород, озон и пары различных кислот.

Загрязненный воздух наносит сильнейший вред большинству материалов. Некоторые из материалов, применяемых в строительстве, напри-

мер известняк, разрушаются при повышении в воздухе содержания CO_2, так как при высокой влажности углекислый газ образует угольную кислоту, разъедающую их. После дождя, смывающего разрушенный поверхностный слой, на материале образуются борозды. Аналогичное действие оказывают и некоторые серосодержащие вещества. Сернистый газ, вступая в реакцию с водой, образует серную кислоту, вызывающую интенсивную коррозию стали, окисление меди. Окислы серы и серная кислота неблагоприятно воздействуют на текстильные изделия, бумагу, кожаные изделия.

Вокруг каждого предприятия, которое загрязняет воздух или является источником сильного шума, должна быть предусмотрена санитарно-защитная зона (СЗЗ) шириной от 50—100 м до нескольких километров. Эта зона не должна быть заселена. Ее назначение — служить барьером для вредных веществ, выделяемых промышленными предприятиями. В жилой зоне концентрация вредных веществ не должна превышать тех нормативов, которые научно обосновываются гигиенистами и утверждаются Министерством здравоохранения СССР.

Нормативы чистоты приземного слоя воздуха — это так называемые *предельно допустимые концентрации* (ПДК) атмосферных загрязнителей, т. е. наибольшие концентрации их, которые при постоянном вдыхании человеком не приносят никакого вреда его организму. Другими словами, под ПДК следует понимать такую концентрацию химического соединения, которая при ежедневном в течение длительного времени воздействии на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений в нем или заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследования.

Для населенных мест различают ПДК *максимальную разовую* и *среднесуточную*. Промышленное предприятие загрязняет атмосферу неравномерно и непостоянно. Технологические условия на большинстве предприятий таковы, что особенно большое загрязнение воздуха соответствует моменту чистки какого-либо агрегата, машины или периоду наполнения какого-либо аппарата определенными веществами, когда происходит так называемый «залповый» выброс в атмосферу определенных загрязнителей. Кроме того, ветер не всегда направлен от предприятия в сторону населенного места. При определении максимальных разовых концентраций учитывают наиболее неблагоприятные условия загрязнения атмосферы. Среднесуточные ПДК учитывают как «пиковые», так и наименьшие концентрации атмосферных загрязнителей в течение суток. Таким образом, эта ПДК выражает фоновое загрязнение атмосферного воздуха и учитывает как наиболее неблагоприятные, так и благоприятные для населенных мест метеорологические условия.

Выбросы даже одного предприятия содержат целый набор вредных веществ, а таких предприятий, расположенных рядом, может быть несколько. В таких случаях гигиенисты определяют комплексное воздействие на организм человека нескольких веществ при одновременном их присутствии в воздухе. Для большинства веществ наблюдается простой эффект суммации действия, т. е. действие усиливается пропорционально количеству веществ. В соответствии с «Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий» для таких веществ сумма их относительных концентраций не должна превышать единицы, т. е.

$$\frac{C_1}{\text{ПДК}_1}+\frac{C_2}{\text{ПДК}_2}+\cdots+\frac{C_n}{\text{ПДК}_n}\leqslant 1, \qquad \text{(XXIV.1)}$$

где $C_1, C_2, \ldots, C_n$ — фактические концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе; $\text{ПДК}_1, \text{ПДК}_2, \ldots, \text{ПДК}_n$ — предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе.

Примеры веществ, обладающих эффектом суммации: ацетон и фенол; озон, двуокись азота и формальдегид; сернистый газ и сероводород.

Однако есть вещества, совместное действие которых оказывается значительно сильнее, чем при простой суммации. Для этих веществ сумма членов формулы (XXIV.1) должна быть значительно ниже единицы, например 0,2—0,5. Существуют также вещества-антагонисты, которые подавляют действие других веществ. В этом случае сумма членов формулы (XXIV.1) может быть более единицы.

Жесткость наших санитарных норм — результат большой исследовательской работы врачей-гигиенистов. В настоящее время наши нормы получают все большее распространение в мире и в первую очередь в странах, строящих социализм.

§ 128. МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ

Методы, применяемые для очистки воздуха от пылевых и газообразных загрязнителей, и требуемая эффективность очистки определяются в первую очередь санитарными и технологическими требованиями и зависят от физико-химических свойств самих примесей, от состава и активности реагентов и от конструктивного решения устройств, применяемых для очистки. В связи с этим применяемые методы очистки весьма разнообразны и отличаются как по конструкции аппаратов, так и по технологии обезвреживания.

Промышленные газообразные отходы, содержащие токсичные элементы в виде пыли или тумана, очищают в механических пылеуловителях (сухих и мокрых), фильтрах или электрофильтрах. Для тонких аэрозолей (древесная, табачная, мучная и угольная пыль) кроме механических пылеуловителей применяют адсорбционную очистку, или сжигание.

Промышленные газообразные отходы, содержащие токсичные элементы в виде паров и газовых примесей, очищают в специальных промывных камерах или адсорбционных очистителях с последующим дожиганием. Для обезвреживания этих же видов вредных выделений применяют конденсационную очистку, каталитическое дожигание и другие методы очистки.

Очистку газообразных выбросов от пыли или тумана на практике осуществляют в различных по конструкции аппаратах, которые можно разделить на четыре основные группы:

1) механические пылеуловители (пылеотстойные или пылеосадочные камеры, инерционные пыле- и брызгоуловители, циклоны и мультициклоны). Аппараты этой группы применяют обычно для предварительной очистки газов;

2) мокрые пылеуловители (полые, насадочные или барботажные скрубберы, пенные аппараты, трубы Вентури и др.). Эти устройства более эффективны, чем сухие пылеуловители;

3) фильтры (волокнистые, ячейковые, с насыпными слоями зернистого материала, масляные и др.). Наиболее распространены рукавные фильтры;

4) электрофильтры — аппараты тонкой очистки газов — улавливают частицы размером от 0,01 мкм. Эффективность электрофильтра может достигать 99,9%.

Обычно необходимая степень очистки может быть обеспечена лишь комбинированной установкой, включающей несколько аппаратов одного или разных типов.

Принцип работы и конструктивные особенности уловителей пыли рассмотрены в гл. XIII.

Аппараты для очистки выбросов от газов и паров по принципу действия резко отличаются от обеспыливающих установок. Метод обработки воздуха выбирают в зависимости от физических и химических свойств вредных газов, их концентрации. Эти методы основаны на трех основных принципах: дожигании, абсорбции и адсорбции. Существуют также методы конденсационный и электрический.

Метод сжигания (дожигания) примесей применяют в тех случаях, когда их возвращение в производство невозможно или нецелесообразно.

Термическое дожигание применяют главным образом при высокой концентрации примесей (превышающей пределы воспламенения) и значительном содержании в газах кислорода. Температура горения 800—1100° С.

В последнее время получило развитие *каталитическое дожигание*. При этом методе обработки воздуха температура окисления не превышает 250—300° С. Каталитическая очистка в 2—3 раза дешевле высокотемпературного дожигания при более высокой эффективности процесса. Схема установки для каталитической очистки приведена на рис. XXIV.1. Наличие теплообменника снижает расход энергии и обеспечивает непрерывность процесса. Каталитическое дожигание целесообразно использовать при низких концентрациях вредных веществ, близких к пределу воспламенения. Присутствие катализатора обеспечивает экзотермическое окисление органических соединений при более низкой температуре, чем температура самовоспламенения.

В качестве катализаторов используют металлы или металлические соединения (платину и металлы того же ряда, окись меди и др.). Так как каталитическое горение является поверхностным, для его осуществления достаточно незначительного количества катализатора, расположенного так, чтобы обеспечивалась максимальная поверхность контакта. Например, тонкий слой платины, нанесенный на ленту хромированного никеля или на фарфоровые пластинки. Эффективность реакции возрастает с повышением температуры. Для каждой реакции характерна определенная температура, называемая температурой начала реакции, ниже которой катализатор становится неактивным. Верхним пределом является температура, при которой катализатор разрушается.

Каталитические способы окисления примесей широко применяют в лакокрасочном производстве, при эмалировке, прокаливании литейных стержней, в типографском производстве, в химическом производстве, на нефтеперерабатывающих заводах, для нейтрализации окислов азота и т. д.

Абсорбционный метод очистки газообразных выбросов основан на поглощении жидкими реагентами токсичных газов и паров из их смесей с воздухом. Эффективность данного метода колеблется в широких пределах в зависимости от вида поглощаемого вещества и поглотительного раствора. В качестве абсорбента чаще всего используют воду. Имеются нереагирующие растворители, которые растворяют газы без химических реакций, и реагирующие, т. е. удаляющие вредные газы путем химической реакции с ними и нейтрализации их. В качестве аппаратов могут использоваться скрубберы, трубы Вентури, циклонные промыватели, оросительные камеры. Схема абсорбционной установки в виде оросительной камеры с насадкой показана на рис. XXIV.2.

Адсорбционный метод основан на поглощении вредных газов и паров с помощью твердых сорбентов (активированных углей, силикагелей, цеолитов и др.). Наиболее часто этот метод применяется для улав-

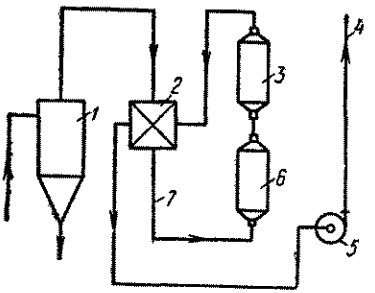


Рис. XXIV.1. Схема установки для каталитической очистки воздуха от вредных примесей:

1 — уловитель крупных отходов; *2* — рекуператор тепла; *3* — реактор; *4* — выброс в атмосферу; *5* — вентилятор; *6* — теплообменник; *7* — воздуховод

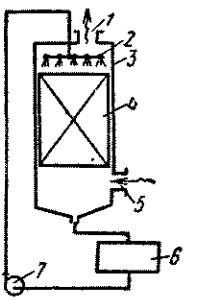


Рис. XXIV.2. Схема абсорбционной установки для очистки воздуха от вредных примесей

1 — выброс в атмосферу; *2* — форсунки; *3* — корпус установки абсорбера; *4* — насадка; *5* — вход загрязненного воздуха; *6* — отстойник или фильтр; *7* — насос

ливания и возвращения в производство паров органических растворителей (рекуперация).

Здесь используются физические свойства некоторых пористых твердых тел с ультрамикроскопической структурой, которая делает их способными выборочно извлекать газы из воздушной смеси и удерживать их на своей поверхности. Наиболее распространенный адсорбер — активированный уголь.

Этот метод очистки воздуха широко применяется для уничтожения запахов, выделяемых предприятиями пищевой промышленности, кожевенными и текстильными фабриками или же установками по переработке природного газа, а также при производстве пестицидов, клеящих веществ, удобрений, фармацевтических продуктов и т. п. При чистом сорбенте эффективность очистки достигает 98%, при загрязненном снижается до 90%.

Несмотря на все принимаемые меры, не всегда удается полностью очистить выбросы. Поэтому возникает необходимость отделять промышленные предприятия от жилой застройки санитарно-защитными зонами и проводить расчеты рассеивания вредных веществ в атмосфере.

§ 129. РАСЧЕТ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРЕ

Вредные вещества, с которыми сталкиваются в своей работе специалисты по вентиляции, относятся к третьей группе загрязнителей. Промышленные выбросы можно разделить на технологические и вентиляционные. Первые, как правило, имеют более высокую концентрацию загрязнителей.

Источники выбросов подразделяют на точечные, линейные и объемные. Они могут быть расположены на уровне поверхности земли или на некоторой высоте над ним.

К *точечным источникам* относятся трубы, через которые осуществляется выброс загрязненного воздуха, шахты вытяжных систем вентиляции и т. п.

Линейные источники — аэрационные фонари и группы близко расположенных точечных источников (ряд вентиляционных шахт).

Объемные источники — зоны аэродинамического следа, загрязнен-

ные выбросами из зданий. Часть вредных веществ из аэрационных фонарей, вентиляционных и технологических шахт попадает в зону аэродинамического следа и накапливается в ней, образуя приземное загрязненное облако. Вредные вещества от наземных источников распространяются вдоль поверхности земли стелющимся потоком.

Наиболее хорошо изучены закономерности распространения вредных веществ от точечных источников.

Распространение газообразных примесей и пылевых частиц размером до 20 мкм, имеющих незначительную скорость осаждения, подчиняется одинаковым закономерностям. Более крупные частицы выпадают из газового облака и оседают на поверхность земли. Так как в настоящее время практически вся крупная пыль улавливается в очистных установках, то рассеивание пыли в атмосфере можно рассчитывать так же, как и рассеивание газообразных загрязнителей.

Форма струи, вытекающей из трубы, зависит в основном от состояния атмосферы. Различают три основные формы струи: волнообразная, конусообразная и веерообразная.

Изменение концентрации загрязняющих веществ вдоль оси струи зависит от высоты трубы и турбулентного перемешивания. На некотором расстоянии $x_{макс}$ всегда образуется максимальная концентрация $C_{макс}$. Это расстояние тем меньше, чем ниже труба и чем сильнее турбулентность.

Как правило, вентиляционный загрязненный воздух поступает в атмосферу в виде факельных выбросов. Механизм действия факельного выброса основан на дальнобойности свободной затопленной струи и эжекционном перемешивании ее с окружающим воздухом. Ветер, естественно, искривляет ось струи, уменьшая высоту выброса, но обеспечивает более интенсивное рассеивание выбросов благодаря турбулентной диффузии.

При рассмотрении законов движения частиц в атмосфере различают два вида диффузии: 1) молекулярную, связанную со случайным и беспорядочным движением молекул; 2) турбулентную, обусловленную вихревым полем атмосферы. Интенсивность турбулентной диффузии даже в сравнительно спокойном воздухе во много раз превосходит интенсивность молекулярной диффузии. Диффузионный перенос происходит из областей с более высокими концентрациями примесей в области пониженных их значений (частично даже навстречу ветру).

Турбулентность атмосферы определяется двумя критериями — динамическим и термическим. Динамический — число Рейнольдса Re — характеризует отношение сил инерции к силам вязкости. Термический — число Ричардсона Ri — определяет стабильность турбулентности атмосферы и ее расслоение по плотности:

$$\mathrm{Ri} = \frac{g\left(\frac{\partial T}{\partial z} - \Gamma\right)}{T\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)^2}, \qquad \text{(XXIV.2)}$$

где $\partial T/\partial z$ — градиент температуры по вертикали; Γ — адиабатический градиент температуры (равный в среднем минус 1° С на каждые 100 м), $\partial v/\partial z$ — градиент скорости по вертикали.

Число Ri характеризует интенсивность турбулентного перемешивания атмосферы соотношением значений стабилизирующих и турбулизирующих факторов.

Процесс турбулентной диффузии математически описывается уравнением диффузии. Аналитические решения уравнения диффузии при значительном упрощении постановки задачи с экспериментальными поправками положены в основу инженерных способов расчета рассеивания вредных веществ в атмосфере.

Расчет концентрации вредных примесей на промышленной площадке и в ее окрестности является обязательным приложением к проекту генерального плана объекта. Результаты такого расчета дают возможность предъявлять вполне определенные требования к степени очистки выбросов. Зная мощность источников вредных веществ (по данным технологов), можно определить и мощность очистных установок.

Расчетные формулы определяют концентрацию вредных примесей в точке с заданными координатами (обычно на уровне поверхности земли) в зависимости от мощности источника, скорости ветра, высоты трубы, координат места расположения источника и коэффициентов турбулентного обмена в воздухе атмосферы.

Решение уравнения диффузии вредных газов на основе статистической теории было получено Тейлором.

Сеттон использовал решение Тейлора для случая диффузии от точечных источников в приземном слое атмосферы. В точке с координатами x, y, z при высоте трубы H средняя концентрация примесей в выбросах составляет:

$$C = \frac{2M_т}{\pi C_y C_z v x^{2-n}} \exp\left[-\frac{1}{x^{2-n}}\left(\frac{y^2}{C_y^2} + \frac{(z-H)^2}{C_z^2}\right)\right], \qquad \text{(XXIV.3)}$$

где $M_т$ — суммарный расход вредных веществ в выбросах из трубы, кг/с; C_y, C_z — коэффициенты, характеризующие вертикальную и горизонтальную составляющие турбулентной диффузии; величина коэффициентов зависит от конкретных условий; v — средняя скорость ветра, м/с; n — показатель, характеризующий метеорологические условия (для теплого периода года $n=0$, для холодного периода года $n=0{,}2\,..0{,}3$); начало координат совпадает с центром основания трубы, ось x — с направлением ветра.

Концентрация вредных веществ у поверхности земли максимальна в точке с координатами $y=0$, $z=0$, $x=x_{макс}$. При постоянных и равных коэффициентах C_y и C_z эта концентрация, г/м^3, равна:

$$C_{макс} = \frac{2M_т}{e\pi v H^2} = \frac{0{,}235M_т}{vH^2}. \qquad \text{(XXIV.4)}$$

При этом

$$x_{макс} = \left(\frac{H}{C_z}\right)^{\frac{2}{2-n}}, \qquad \text{(XXIV.5)}$$

т. е. концентрация прямо пропорциональна расходу вредных веществ и обратно пропорциональна скорости ветра v и квадрату высоты трубы H.

Формулы Сеттона и аналогичные формулы, предложенные П. И. Андреевым, дают хорошую сходимость с данными эксперимента. Эмпирические коэффициенты, определяющие условия турбулентности в каждом конкретном случае, изменяются по данным разных авторов в широком диапазоне: $C_y=C_z=0{,}05$ (П. И Андреев), $C_y=C_z=0{,}2$ (С. А. Клюгин), $C_y=0{,}21$ и $C_z=0{,}12$ (зарубежные авторы).

Действие кинетической и тепловой энергии приводит к подъему струи над трубой на некоторую высоту $\Delta H=\Delta H_к+\Delta H_т$, вследствие чего фактическая, или эффективная высота выброса равняется

$$H_э = H + \Delta H. \qquad \text{(XXIV.6)}$$

Для определения подъема струи над устьем трубы за счет кинетической энергии можно воспользоваться формулой:

$$\Delta H_к = k_к \frac{d_т v_т}{\varphi v}, \qquad (XXIV.7)$$

где $k_к$ — числовой коэффициент, значение которого, по данным разных авторов, находится в пределах 1,6—2; $d_т$ — диаметр устья трубы, м; $v_т$ — средняя скорость выхода газов из устья трубы, м/с; φ — коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра по высоте; v — скорость ветра на высоте 10 м, м/с.

Для определения подъема струи над устьем трубы за счет разницы плотностей наружного и выходящего воздуха можно воспользоваться формулой:

$$\Delta H_т = k_т \frac{Q'_г}{v^3}, \qquad (XXIV.8)$$

где $k_т$ — эмпирический коэффициент, равный примерно $6 \cdot 10^{-3}$; $Q'_г$ — количество тепла в удаляемых через трубу газах, кДж/с, равное $c_г G_г (t_г - t_н)$.

Главной геофизической обсерваторией имени А. И. Воейкова разработан метод определения требуемой высоты дымовых труб крупных котельных и ТЭЦ. Этот метод предназначен для расчета труб высотой более 50 м, выделяющих свыше 20 м³/с газов при $t_г - t_н = 30°$ С и более.

В каждом случае расчет проводят для скорости ветра, при которой приземная концентрация вредных примесей максимальна. Такая скорость называется опасной, или критической. Эту скорость можно определить по формуле М. Б. Берлянда:

$$v_{макс} = 0{,}65 \sqrt[3]{\frac{V_г \Delta t_т}{H}}, \qquad (XXIV.9)$$

где $V_г$ — объем газовоздушной смеси, равный $v_т F_т$ ($F_т$ — площадь сечения устья трубы, м²).

Значение этой скорости изменяется в широких пределах. Так, для труб ТЭЦ $v_{макс} \approx 5$ м/с, для некоторых предприятий с низкими трубами $v_{макс} \approx 1 \ldots 2$ м/с.

Глава XXV

ИСПЫТАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 130. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Испытание и наладку систем вентиляции и кондиционирования воздуха осуществляют при их приемке и в процессе эксплуатации.

При приемке испытание проводят после окончания монтажно-строительных и отделочных работ до установки технологического оборудования или при его частичной загрузке. При этом виде *технического испытания* проверяют соответствие проекту: производительности и полного давления вентилятора каждой вентиляционной установки; объемного расхода воздуха, проходящего через отдельные воздухоприемные и воздуховыпускные устройства; теплопроизводительности калориферных установок; режима работы насосов оросительных камер; параметров приточного воздуха, поступающего в помещение.

Для оценки эффективности вентиляции в процессе эксплуатации системы проводят техническое и санитарно-гигиеническое испытание установок.

При *техническом испытании* вентиляционной установки определяют:

а) производительность и полное давление вентилятора, а также частоту вращения вентилятора и электродвигателя;

б) расходы удаляемого и подаваемого воздуха, скорости движения воздуха в вентиляционных каналах, скорости выпуска воздуха из приточных отверстий и насадков, скорости всасывания в сечениях вытяжных отверстий, а также распределение расхода воздуха по отдельным участкам вентиляционной сети;

в) температуру приточного и удаляемого воздуха, сопротивление и теплопроизводительность калориферов;

г) пропускную способность и сопротивление пылеуловителей и фильтров;

д) охлаждающую мощность воздухоохладителей и холодильных установок;

е) характер работы оросительных камер (расход и температуру воды, количество испаряющейся и конденсирующейся влаги);

ж) наличие подсосов или утечек воздуха по отдельным элементам системы (воздуховоды, фланцы, камеры, фильтры и кондиционеры).

При *санитарно-гигиеническом испытании* вентиляционных установок, проводимом для оценки эффективности вентиляции с точки зрения создания нормальных санитарно-гигиенических условий в помещениях общественных и промышленных зданий выясняют, обеспечивает ли вентиляционная система:

а) заданные значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха как в рабочей зоне помещения, так и на рабочих местах;

б) требуемую чистоту воздуха в помещении как в отношении содержания пыли, так и в отношении содержания газов и паров вредных веществ, а также влаги;

в) необходимую чистоту, температуру и относительную влажность поступающего в помещение приточного воздуха;

г) заданные значения температуры, относительной влажности и допустимой запыленности и загазованности воздуха, удаляемого из помещения в атмосферу.

Проверка санитарно-гигиенической эффективности вентиляции должна проводиться как в теплое время года, так и в холодное, поскольку она в большой степени зависит от наружных метеорологических условий.

§ 131. ПРИБОРЫ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ЗА РАБОТОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Температуру воздуха в производственных помещениях можно измерять *обычными ртутными термометрами*, градуированными до 50 или 100° С. Однако, как правило, температуру воздуха измеряют одновременно с определением его относительной влажности. В этих случаях для измерения температуры воздуха в помещении можно применять *термоанемометры* ЭА-2М и ТА-8М, а при наличии в помещениях источников теплового излучения—*аспирационные психрометры* (рис. XXV.1).

Для измерения температуры воздуха в течение продолжительного периода времени (рабочего дня, суток и т. д.) *применяют самопишущие приборы — термографы.*

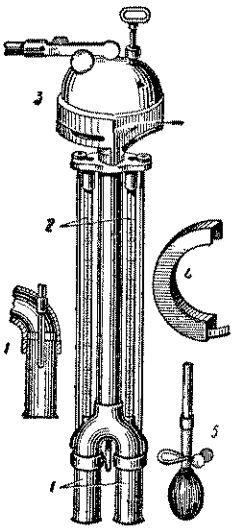
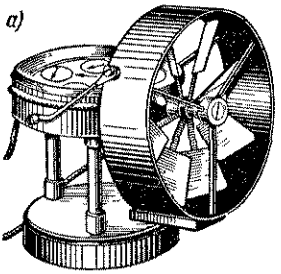


Рис XXV 1. Аспирационный психрометр

1 — металлические гильзы, в которых помещены шарики термометров, *2* — термометры; *3* — вентилятор, *4* — предохранитель от ветра; *5* — пипетка для смачивания влажного термометра



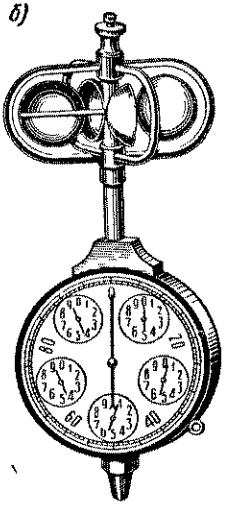


Рис XXV 2. Анемометры

а — крыльчатый; *б* — чашечный

Относительную влажность воздуха в помещениях определяют с помощью *аспирационных психрометров большой модели* (психрометр Ассмана — рис. XXV.1). Психрометр состоит из двух рядом расположенных ртутных термометров, у одного из которых шарик покрыт влажной марлей. Этот термометр называют влажным, или мокрым, а другой — сухим. Шарики термометров для исключения влияния теплового излучения защищены двойными металлическими гильзами. Вентилятор, расположенный в верхней части прибора, протягивает воздух с постоянной скоростью (4 м/с) через эти гильзы. По разности температур сухого и мокрого термометров с помощью специальных таблиц или графиков определяют относительную влажность воздуха.

Скорость движения воздуха в помещениях, в отверстиях приточных и вытяжных воздуховодов, у местных отсосов, а также в открытых проемах окон, ворот и фонарей измеряют *чашечными* или *крыльчатыми анемометрами.*

Крыльчатый анемометр (рис. XXV.2, *а*) служит для измерения скорости движения воздуха в пределах от 0,5 до 1 м/с. Анемометр состоит из алюминиевой крыльчатки, насаженной на трубчатую ось, конец которой снабжен червяком, приводящим в движение стрелки прибора. Крыльчатка вращается под влиянием проходящего через нее потока воздуха. Стрелки показывают частоту вращения крыльчатки. Перед началом замера записывают показания стрелок прибора с выключенным механизмом. Скорость воздушного потока замеряется в течение 0,5—1 мин. По окончании замера, определив разность конечного и начального показаний счетчика, делят найденное число делений на время замера, отсчитанное по секундомеру, и получают число делений в 1 с:

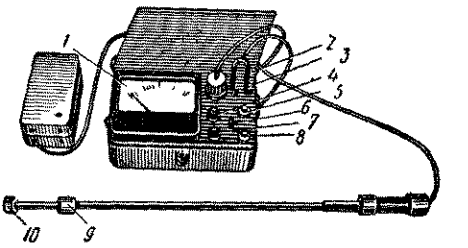
$$N = \frac{n_2 - n_1}{z_2 - z_1} m, \qquad \text{(XXV.1)}$$

где n_2 и n_1 — конечное и начальное показания счетчика анемометра; z_2 и z_1 — то же, секундомера; m — тарировочный коэффициент данного анемометра по паспорту.

После этого по тарировочному графику, составленному индивидуально для каждого прибора и прилагаемому к анемометру, находят скорость воздушного потока (в метрах в секунду).

Рис. XXV.3. Термоанемометр ЭА-2М

1 — гальванометр; *2* — вилка датчика; *3* — клеммы для включения прибора в сеть; *4* — ручка регулировки подогрева; *5* — переключатель питания; *6* — переключатель для измерения температуры или скорости движения воздуха; *7* — ручка регулировки напряжения; *8* — переключатель «измерение — контроль»; *9* — защитный футляр датчика; *10* — датчик (микротермосопротивление)



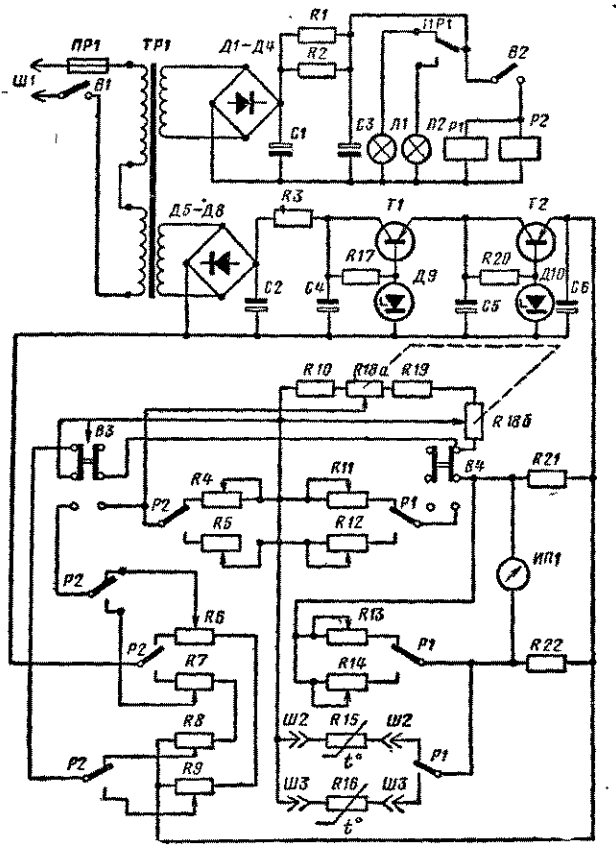


Рис. XXV.4. Принципиальная электрическая схема термоанемометра ТА-8М

Для измерения скорости движения воздуха в пределах от 1 до 20 м/с служат чашечные анемометры (рис. XXV.2, *б*). Особенностью чашечного анемометра является то, что показания прибора не зависят от направления воздушного потока, так как головка прибора вращается всегда в одну сторону. Действительную скорость так же, как и при работе с крыльчатым анемометром, находят по тарировочному графику в паспорте прибора.

При определении малых скоростей движения воздуха пользуются *кататермометрами, термоанемометрами и электроанемометрами.*

На рис. XXV.3 показан термоанемометр ЭА-2М, предназначенный для измерения скорости движения воздуха в пределах от 0,03 до 5 м/с с одновременным измерением его температуры в пределах от 10 до 60° С. В качестве датчика здесь применено полупроводниковое микротермосопротивление.

Измерения производят при горизонтально установленном приборе, к которому подключают датчик. Прибор присоединяют к электросети.

Для измерения температуры воздуха переключатель *6* ставят в положение *Т*; произведя расчет величины тока, по графику в инструкции к прибору определяют температуру воздуха.

Для измерения скорости движения воздуха переключатель *6* ставят в положение *А* и, введя датчик в исследуемый поток воздуха, снимают

показания гальванометра и по графику находят скорость движения воздуха.

На рис. XXV.4 дана принципиальная электрическая схема термоанемометра ТА-8М (ЛИОТ), предназначенного для измерения скорости воздушного потока в пределах от 0,1 до 5 м/с и температуры воздуха в пределах от 0 до 60° С. Питание прибора осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В. Принципиальная электрическая схема термоанемометра представляет собой четырехплечевой мост со стрелочным индикатором.

Электроанемометры применяют для замера скоростей движения воздуха от 0,1 до 5 м/с. Работа их основана на принципе охлаждения воздушным потоком нагретого электрическим током датчика.

Давления, скорости и расходы воздуха в воздуховодах измеряют с помощью *манометров, микроманометров и пневмометрических трубок.*

Воздух, движущийся по воздуховодам и вентиляционным каналам, преодолевает на своем пути сопротивление трения о стенки канала или воздуховода и местные сопротивления, возникающие при изменении направления движения воздуха или его скорости. Для преодоления этих сопротивлений необходимо определенное давление, создаваемое вентилятором или гравитацией в канальных системах соответственно механической или естественной вентиляции.

При испытаниях измеряют статическое $p_{ст}$, динамическое, или скоростное $p_д$ и полное $p_п$ давление.

Полное давление равно сумме статического и динамического давлений:

$$p_{ст} + p_д = p_п. \qquad \text{(XXV.2)}$$

Для измерения давления и определения расхода воздуха, проходящего через исследуемое сечение воздуховода, пользуются пневмометрическими трубками, соединенными с помощью резиновых шлангов с различного типа микроманометрами.

Наибольшее распространение в вентиляционной практике получили *пневмометрические трубки МИОТ (Нагорского)* и *Хлудова (МИОТ).*

Трубка МИОТ (рис. XXV.5, *а*) состоит из двух спаянных по длине металлических трубок с внутренним диаметром 1—4 мм, одна из которых (для замера полного давления) имеет полушаровую головку с отверстием на конце, вторая (для замера статического давления) имеет остроскошенный конец и четыре отверстия в стенках диаметром 0,5—0,8 мм.

Трубка Хлудова (рис. XXV.5, *б*) — вариант трубки МИОТ — позволяет измерять скоростное давление во всасывающих отверстиях (главным образом, в местных отсосах).

При испытании вентиляционной установки пневмометрические трубки вставляют внутрь воздуховода либо через небольшие отверстия, пробиваемые или просверливаемые в его стенке, либо через специально устраиваемые при монтаже воздуховода лючки. Трубка всегда устанавливается перпендикулярно оси воздуховода так, чтобы открытый напорный конец ее стоял против потока воздуха, а ось напорного конца была бы параллельна потоку воздуха.

Из микроманометров при вентиляционных измерениях наиболее часто применяют *микроманометры ЦАГИ и ММН.*

Микроманометр ЦАГИ (рис. XXV.6) имеет резервуар, скрепленный со стеклянной трубкой, которая может устанавливаться под разными углами. Для этого в вертикальной планке устроены отверстия, соответствующие $\sin\alpha$, равному 0,125; 0,25; 0,5 и 1.

На трубке прибора нанесены миллиметровые деления от 0 до 200 мм. На станине прибора для правильной его установки имеются два уровня (поперечный и продольный).

Действительное давление, зависящее от угла наклона трубки микроманометра, определяется по формуле

$$p_{\text{действ}} = (H_{\text{изм}} - H_0) F \gamma_{\text{ж}} k \Delta, \qquad \text{(XXV.3)}$$

где $p_{\text{действ}}$ — действительное давление, Па (кгс/м²); $H_{\text{изм}}$ — показание микроманометра при измерении, мм; H_0 — показание микроманометра до начала измерения, мм; $F = \sin\alpha$ — фактор, характеризующий наклон трубки; $\gamma_{\text{ж}}$ — удельный вес залитой жидкости, Н/м³ (кгс/м³); k — коэффициент тарировки шкалы; Δ — поправка на атмосферные условия.

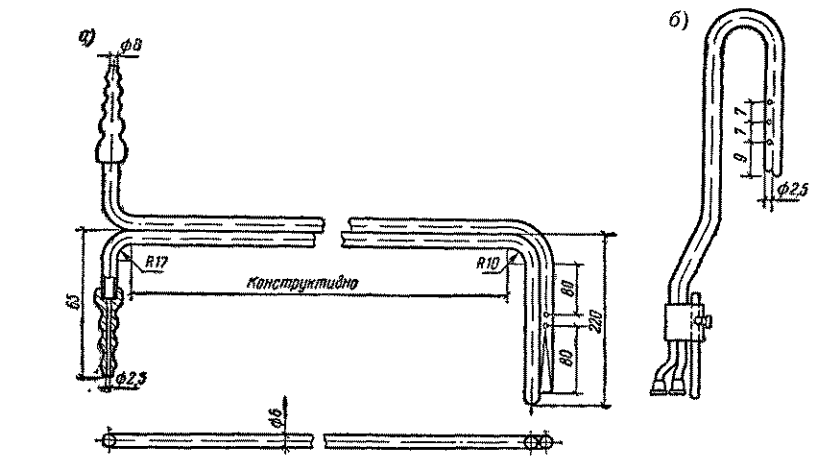


Рис. XXV.5. Пневмометрические трубки
а — МИОТ (Нагорского); *б* — Хлудова (МИОТ)

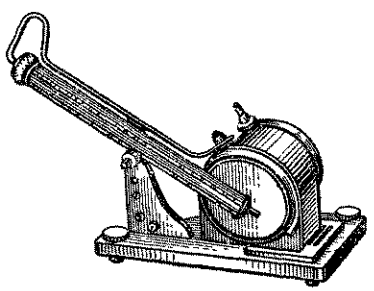


Рис. XXV.6. Микроманометр ЦАГИ

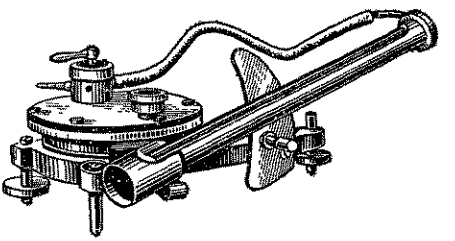


Рис. XXV.7. Чашечный микроманометр ММН

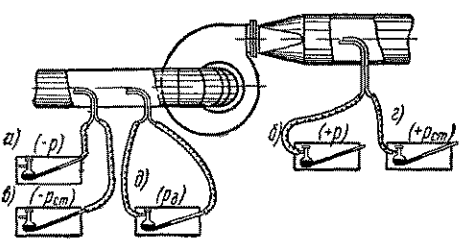


Рис. XXV.8. Схемы присоединения пневмометрических трубок к микроманометру

Микроманометр ММН (рис.XXV.7) имеет трубку, угол наклона которой может меняться при неподвижном резервуаре. Прибор имеет пять положений установки, которым соответствуют значения постоянной прибора k, равные 0,2; 0,3; 0,4; 0,6 и 0,8.

На рис. XXV.8 показаны практические случаи присоединения пневмометрических трубок к микроманометру при измерении давлений. При измерении полного давления ($p_п = p$) на участке до вентилятора, где давление отрицательно, присоединение трубки к микроманометру осуществляется по схеме *а*, а на участке за вентилятором, где давление положительно, — по схеме *б*. При измерении отрицательного статического давления (разрежения) на участке до вентилятора присоединение осуществляется по схеме *в*. На участке нагнетательной линии (за вентилятором) статическое давление может быть положительным или отрицательным. Поэтому присоединение следует выполнять по схеме *г* или *в*. При измерении динамического (скоростного) давления обе трубки соединяются со штуцерами микроманометра, причем трубка полного давления присоединяется к сосуду микроманометра по схеме *д*.

§ 132. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Подготовка к испытанию сводится к сопоставлению смонтированной вентиляционной установки с проектными данными. После детального наружного осмотра и проверки соответствия смонтированной установки проекту приступают к ее опробованию и сдаче в эксплуатацию.

При испытании сначала производят пробный пуск установки, а затем тщательно осматривают всю установку и устраняют замеченные неисправности. Только после этого приступают к испытанию смонтированных установок вентиляции.

При испытании вентиляционных установок измеряют их производительность, скорость движения и температуру воздуха, его относительную влажность, частоту вращения вентилятора, электродвигателя и насоса.

При испытаниях для контроля рекомендуется одновременно со скоростным (динамическим) давлением измерять в исследуемом сечении полное и статическое давление. Измерив в какой-либо точке динамическое давление, равное

$$p_д = \frac{\rho v^2}{2},$$

определяют скорость движения воздуха в этой точке, м/с:

$$v = \sqrt{\frac{2p_д}{\rho}}, \qquad \text{(XXV.4)}$$

где $p_д$ — динамическое давление воздуха, Па (кгс/м²); ρ — плотность воздуха, кг/м³ (кгс·с²/м⁴).

При определении **расхода воздуха,** проходящего по воздуховоду, в нем выбирают по возможности прямой участок постоянного сечения, отстоящий от местного сопротивления фасонной части на расстоянии не менее трех-четырех диаметров воздуховода, и в каком-либо сечении выбранного участка воздуховода измеряют давление в восьми-девяти точках.

Динамическое давление, соответствующее средней скорости, вычисляется по формуле

$$p_д = \left(\frac{\sqrt{p_{д1}} + \sqrt{p_{д2}} + \cdots + \sqrt{p_{дn}}}{n} \right)^2, \qquad (XXV.5)$$

где $p_{д1}$, $p_{д2}$, ., $p_{дn}$ — динамическое давление в точках 1, 2, ..., n, измеряемое с помощью пневмометрической трубки; n — число точек замера в сечении.

Подставляя найденное динамическое давление в формулу (XXV.4), вычисляют среднюю скорость в сечении, а по ней — объемный расход перемещаемого воздуха, м³/с:

$$L = Fv$$

или, м³/ч:

$$L = 3600Fv, \qquad (XXV.6)$$

где F — площадь поперечного сечения воздуховода, м²; v — средняя скорость движения воздуха в сечении, м/с.

Производительность вентилятора — расход перемещаемого вентилятором воздуха — определяется как средняя величина расходов на всасывании и на нагнетании:

$$L_{ср} = \frac{L_{вс} + L_{наг}}{2}. \qquad (XXV.7)$$

Полное давление, развиваемое вентилятором, определяется как разность полных давлений после вентилятора (нагнетание) и до вентилятора (всасывание):

$$p_п = p_{п.наг} - p_{п.всас}. \qquad (XXV.8)$$

Статическое давление, развиваемое вентилятором, определяется как разность между полным и скоростным давлениями в выхлопном отверстии вентилятора или как разность статического давления на нагнетании и полного давления на всасывании:

$$p_{ст} = p_п - p_д = p_{ст.наг} - p_{п.всас}. \qquad (XXV.9)$$

Измерения следует производить при постоянной частоте вращения вентилятора, для чего частоту вращения определяют в начале и в конце испытания.

После испытания замеренные значения полного давления $p_п$, расхода перемещаемого воздуха L и частоты вращения вентилятора n сравнивают с данными каталожной характеристики установленного вентилятора. Такое сравнение необходимо делать после каждого испытания с целью оценки работы вентилятора на данную сеть.

Частота вращения электродвигателей и вентиляторов определяется с помощью счетчиков оборотов или тахометров. Частота вращения вала в мин$^{-1}$ определяется как разность показаний счетчика после замера и до замера, деленная на время в секундах, в течении которого происходило испытание (30—60 с), и умноженная на 60:

$$n = \frac{n_2 - n_1}{t} 60, \qquad (XXV.10)$$

где n_2 — новое показание счетчика; n_1 — старое показание счетчика; t — продолжительность замера, с; 60 — число секунд в 1 мин.

Тахометры — приборы, показывающие непосредственно частоту вращения в мин$^{-1}$. Наличие у тахометров коробки скоростей позволяет производить замеры частоты вращения в широких пределах.

При испытании калориферов определяют их действительную теплопроизводительность, расход нагреваемого воздуха, разность температур воздуха до и после калориферов, а также сопротивление калориферов проходу через них воздуха.

Действительная теплопроизводительность калориферов в результате испытания определяется по формулам:

$$\left.\begin{aligned} Q' &= Gc\,(t_к - t_н); \\ Q &= 0{,}278Q', \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XXV.11)}$$

где Q' — теплопроизводительность калориферов, кДж/ч (ккал/ч); Q — то же, Вт; G — массовый расход воздуха, проходящего через калорифер, кг/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]; $t_к$ — температура воздуха, выходящего из калориферов, °С; $t_н$ — температура воздуха перед калориферами (холодного воздуха), °С.

Определив разность статических давлений до и после калорифера, находят сопротивление калориферов проходу воздуха.

При испытании фильтров и пылеуловителей определяют расход очищаемого воздуха, их эффективность и сопротивление, а также фактическую нагрузку на единицу площади фильтрующей поверхности.

Действительная нагрузка пылеуловителя $L_{\text{дейст}}$, м^3/ч на 1 м^2, может быть определена как

$$L_{\text{дейст}} = \frac{L_{\text{изм}}}{F_ф}. \qquad \text{(XXV.12)}$$

Сопротивление p пылеуловителя или фильтра определяется как разность статических давлений до и после пылеуловителя, а его эффективность — как

$$\eta = \left(1 - \frac{C_к}{C_н}\right) 100, \qquad \text{(XXV.13)}$$

где $C_к$ и $C_н$ — соответственно конечная и начальная концентрация пыли, мг/м^3.

Испытание оросительных камер проводится для определения охлаждающей мощности камеры, эффективности теплообмена в камере, коэффициента орошения, количества увлажняемого воздуха и сопротивления камеры, а в некоторых случаях расхода воды и ее температуры. Испытание оросительной камеры проводят после установления стационарного режима ее работы.

Действительная охлаждающая мощность оросительной камеры по воздуху вычисляется как

$$\left.\begin{aligned} Q'^{\text{охл}}_{\text{дейст}} &= G_{\text{дейст}}\,(I_1 - I_2); \\ Q^{\text{охл}}_{\text{дейст}} &= 0{,}278Q'^{\text{охл}}_{\text{дейст}}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XXV.14)}$$

где $Q'^{\text{охл}}_{\text{дейст}}$ — охлаждающая мощность камеры, кДж/ч (ккал/ч); $Q^{\text{охл}}_{\text{дейст}}$ — то же, Вт; $G_{\text{дейст}}$ — действительный расход воздуха, проходящего через дождевое пространство оросительной камеры, кг/ч; I_1 и I_2 — соответственно начальная и конечная энтальпия воздуха, кДж/кг (ккал/кг).

Действительный коэффициент орошения может быть определен как

$$\mu_{\text{дейст}} = \frac{W_{\text{дейст}}}{G_{\text{дейст}}}, \qquad \text{(XXV.15)}$$

где $W_{\text{дейст}}$ — действительный расход разбрызгиваемой воды, кг/с.

После проведения испытания вентиляционных установок и всех их элементов (вентиляторов, калориферов, фильтров, оросительных камер и т. д.) составляют отчет по испытанию.

Результаты обработки замеров, проведенных при техническом и санитарно-гигиеническом испытании вентиляционных установок в процессе их приемки и эксплуатации, вносят в паспорт вентиляционной установки, который включает подробные сведения, отражающие технические данные установки, характеристику ее работы и обеспечиваемый данной установкой гигиенический эффект.

При проведении санитарно-гигиенических испытаний вентиляционных установок одновременно с техническим испытанием вентиляции исследуют метеорологические условия, проводят анализы воздушной среды на содержание пыли, паров, газов и т. п., затем составляют отчет с внесением в паспорт вентиляционных установок результатов испытаний и приложение к отчету в виде протокола о результатах анализа воздушной среды.

Отчет должен содержать: строительную характеристику объекта, где проводится испытание; краткую характеристику технологического процесса и оборудования; санитарно-гигиеническую характеристику объекта испытания; описание и характеристику вентиляционных устройств; описание методики проведения испытания; результаты испытания и анализы результатов; выводы и предложения.

Испытание естественной вентиляции проводится для составления воздушного и теплового балансов помещения или цеха. Воздушный баланс может быть составлен после определения расхода воздуха, поступающего через приточные отверстия или удаляемого через вытяжные отверстия. Расход воздуха, м³/с, уходящего через открытые створки фонаря, определяется как

$$L = v_{ср} F, \qquad \text{(XXV.16)}$$

где $v_{ср}$ — средняя скорость движения воздуха, м/с; F — площадь открытого проема фонаря, м².

Измерение скорости движения воздуха в проемах аэрационного фонаря и оконных фрамуг осуществляется с помощью крыльчатых анемометров, устанавливаемых в середине открытых проемов фонаря или фрамуги на деревянных рейках.

Тепловой баланс составляется после расчета воздухообмена и определения метеорологических условий в помещении или в цехе. Поэтому одновременно с расчетом воздухообмена определяется температура и относительная влажность как в помещении, так и в проемах фонарей, где установлены анемометры (здесь же крепятся и психрометры). При составлении теплового баланса необходимо учитывать все статьи поступления и расхода тепла.

В результате анализа данных испытаний составляются балансы по воздуху, теплу, а также в ряде случаев по влаге, результаты которых дают возможность судить о эффективности воздухообмена в цехе или помещении.

§ 133. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Основная задача регулирования систем механической вентиляции состоит в обеспечении на всех участках вентиляционной сети предусмотренных проектом расходов воздуха. Регулированию или наладке пред-

шествует техническое испытание вентиляционной установки, проводимое для снятия фактических показателей ее работы.

Производительность вентиляционной установки регулируется двумя способами.

Первый способ регулирования производительности заключается в изменении характеристики сети, т. е. в увеличении или уменьшении суммарного сопротивления путем прикрытия или открытия регулирующих устройств (шиберов, дроссель-клапанов, воздухораспределительных устройств и т. п.).

Второй способ регулирования производительности заключается в изменении характеристики вентилятора путем увеличения или уменьшения частоты его вращения. Второи способ выгоднее с экономической точки зрения.

Регулирование вентиляционной установки начинают с регулирования вентилятора с целью приведения в соответствие с данными проекта его полного давления и производительности. Регулирование сети начинают с ответвлений, расположенных ближе к вентилятору. С помощью регулирующих устройств путем создания дополнительных сопротивлений производительность по ответвлениям доводят до проектной. Излишки воздуха перераспределяют по участкам, передавая их на те участки, где расходы занижены. В том случае, если ответвления не имеют регулирующих устройств, дополнительные сопротивления создают путем установки диафрагм из кровельной стали.

Регулирование может быть закончено, когда расходы воздуха через вытяжные и приточные устройства, а также в головном участке установки будут доведены до проектных или будут отличаться от них не более чем на 10%. При регулировании необходимо обращать внимание на увеличение потребляемой мощности вентиляторов при увеличении производительности последних.

Регулирование общеобменной механической приточно-вытяжной вентиляции заключается в доведении производительности вентиляционных установок до проектной без соблюдения равномерного распределения воздуха по отдельным участкам.

Регулирование установок местной вытяжной вентиляции состоит в приведении их производительности в соответствие с проектом и регулировании распределения воздуха по местным отсосам.

Регулирование установок местной приточной вентиляции (воздушные души) заключается в установлении правильного направления воздушного потока и в определении действительных скоростей воздушных потоков на рабочих местах, а также размеров струи воздушного душа.

Вытяжные канальные системы естественной вентиляции регулируют при наружной расчетной температуре 5° С, причем регулирование расходов воздуха начинают с каналов нижнего этажа и заканчивают каналами верхнего этажа. Общий расход воздуха регулируется утепленным дроссель-клапаном, установленным в шахте. Уменьшение расхода воздуха по каналам достигается прикрытием жалюзийных решеток или установкой диафрагм в местах перехода каналов в сборный короб.

Регулирование естественной вентиляции (аэрации) однопролетных и многопролетных цехов является сложной задачей, которая определяется многообразием вариантов перекрытий, высотой отдельных пролетов и расположением источников тепловыделений по площади цеха и рассматривается в специальной литературе.

§ 134. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Организация правильной эксплуатации систем вентиляции имеет первостепенное значение для создания санитарно-гигиенического эффекта вентиляции, а следовательно, и нормальных условий труда в помещениях.

Каждая принятая в эксплуатацию вентиляционная установка должна иметь: 1) технический паспорт; 2) журнал эксплуатации и ремонта; 3) инструкцию по эксплуатации.

Каждую вытяжную и приточную установку цеха нумеруют своим порядковым номером. Около номера ставят буквы ВУ, обозначающие вытяжную установку (например, ВУ-5 — вытяжная установка № 5), или буквы ПУ, обозначающие приточную установку (например, ПУ-5 — приточная установка № 5). Номера и буквы наносят на кожух вентиляторов яркой несмываемой краской или же на боковую стенку воздуховода, в котором установлен осевой вентилятор с электродвигателем.

Ответственным за нормальную эксплуатацию системы вентиляции в цехе является начальник цеха. Общий контроль за работой системы вентиляции на предприятии осуществляет вентиляционное бюро (при 200 и более условных установок) или инженер по вентиляции, а также актив по охране труда при заводских и цеховых комитетах профсоюзов.

В крупных научно-исследовательских и учебных институтах, гостиницах, универсальных магазинах, стадионах и т. п. обслуживание систем вентиляции должно быть организовано точно так же, как на промышленных предприятиях.

В небольших общественных зданиях при небольшом числе вентиляционных установок ответственность за эксплуатацию системы вентиляции возлагается на главного механика, в распоряжении которого имеется мастер, а при отсутствии должности главного механика — на инженера по эксплуатации здания.

На лиц, обслуживающих вентиляционное хозяйство, возлагаются следующие обязанности:

а) своевременный пуск, остановка и регулярная чистка вентиляционных установок;

б) регулярное фиксирование в журналах эксплуатации неисправностей и дефектов в работе вентиляционных установок;

в) проведение текущего мелкого ремонта и поддержание вентиляционного оборудования в порядке.

Глава XXVI

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 135. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

В главах III, V, VI и XXI изложены вопросы выбора схем различных систем вентиляции и кондиционирования и способы расчета процессов тепловлажностной обработки воздуха в них в расчетные (теплый и холодный) периоды года, необходимые для правильного определения

максимальной (установочной) тепловой и холодильной мощности, обеспечивающей расчетные параметры микроклимата в помещениях.

Изменения в широких пределах параметров наружного климата, а также колебания тепло- и влаговыделений в помещениях, вызванные пребыванием людей, работой технологического оборудования и освещения, приводят к необходимости регулирования теплообменных и смесительных аппаратов систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Регулирование может быть качественное и количественное. *Качественное регулирование* заключается в изменении в зависимости от колебаний тепло- и влаговыделений в помещении параметров приточного воздуха при сохранении неизменным его расхода. *Количественное регулирование* заключается в изменении в зависимости от колебаний тепло- и влаговыделений в помещении расхода приточного воздуха при сохранении неизменными его параметров.

Иногда применяют системы *смешанного регулирования*, одновременно изменяющие как параметры приточного воздуха, так и его расход.

Расчеты регулирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха связаны с рассмотрением стационарных и нестационарных тепловых процессов.

Изучение закономерностей регулирования в течение годового периода эксплуатации связано в основном с рассмотрением стационарных тепловых процессов, поскольку в этом случае изменение расчетных среднесуточных или среднемесячных значений возмущающих воздействий (например, температуры наружного воздуха, солнечной радиации и т. д.) происходит значительно медленнее по сравнению с переходными тепловыми процессами в помещении и системе. Анализ режимов работы и регулирования систем в этом случае проводится с целью оптимального выбора контуров регулирования и является исходным для определения годовых расходов тепла и холода — важных показателей экономической эффективности систем кондиционирования воздуха.

Регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха в течение коротких промежутков времени (в пределах нескольких часов или суток) определяется главным образом нестационарными тепловыми процессами, так как время изменения возмущающих воздействий соизмеримо со временем переходных тепловых процессов в помещении и системе. Анализ нестационарных тепловых процессов в расчетные (теплый и холодный) периоды года проводится с целью расчета максимальной тепловой мощности систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также наиболее выраженной динамики ее изменения, что позволяет определить требуемые характеристики регулирующих устройств.

Самым невыгодным будет процесс регулирования при скачкообразном изменении возмущающих воздействий или при характере их изменения, близком к скачкообразному. В этом случае длительность и характер переходных тепловых процессов будут полностью определяться динамическими свойствами системы как объекта регулирования и характеристиками регулирующих устройств.

§ 136. АНАЛИЗ ГОДОВОГО РЕЖИМА И ВЫБОР КОНТУРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Разработка схем регулирования систем кондиционирования микроклимата связана прежде всего с анализом работы систем в течение годового периода эксплуатации. Общая последовательность такого анализа справедлива для любых систем отопления-охлаждения и систем вентиляции зданий. Применительно к системам кондиционирования воздуха

(СКВ) анализ режимов работы в течение года проводится аналитическим путем и графически с применением I—d-диаграммы (после выбора схемы обработки воздуха в расчетных зимних и летних условиях).

Рассмотрим работу системы кондиционирования воздуха круглогодичного действия на примере установки кондиционирования с первой рециркуляцией (рис. XXVI.1, *а*). Схемой обработки воздуха (рис. XXVI.1, *б*), в расчетный холодный период предусматривается

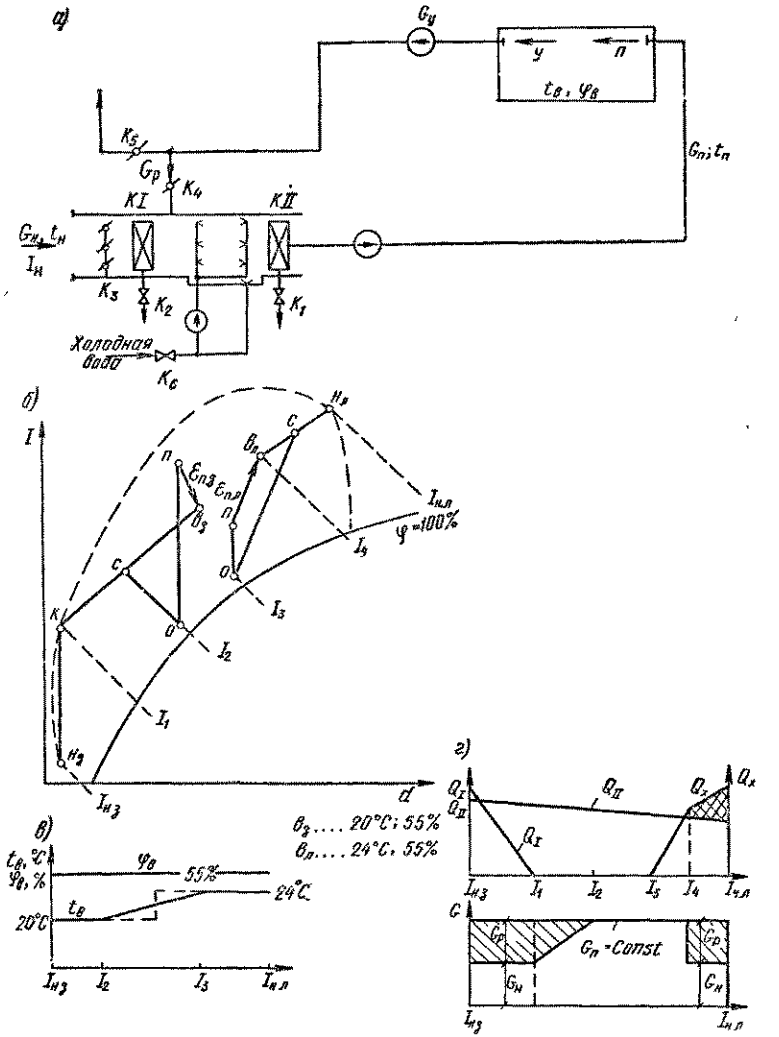


Рис. XXVI.1. Принципиальная схема (*а*), процессы тепловлажностной обработки воздуха (*б*), графики регулирования параметров воздуха в помещении (*в*), графики регулирования работы теплообменных и смесительных аппаратов (*г*) системы кондиционирования воздуха

K_1 — K_6 — регулирующие клапаны

нагрев наружного воздуха в калорифере первой ступени подогрева *KI*, смешение его с воздухом первой рециркуляции, адиабатическое увлажнение полученной смеси в оросительной камере, нагрев смеси в калорифере второй ступени подогрева *KII* и выпуск ее в помещение (луч процесса $\varepsilon_{п.з}$), в расчетный теплый период — смешение наружного воздуха

с воздухом первой рециркуляции, политропическая осушка и охлаждение смеси в оросительной камере, затем нагрев смеси в калорифере второй ступени подогрева *KII* и выпуск ее в помещение (луч процесса $\varepsilon_{\text{п л}}$).

В кондиционируемом помещении температура $t_{\text{в}}$ и относительная влажность $\varphi_{\text{в}}$ воздуха должны поддерживаться с заранее известной точностью в некоторых пределах в течение всего годового периода эксплуатации системы кондиционирования воздуха, что приводит к необходимости ее регулирования (рис. XXVI.1, *в*). В настоящее время наиболее распространенным методом регулирования систем кондиционирования воздуха является *метод точки росы*, при котором относительная влажность воздуха в процессе обработки в оросительной камере приближается к $\varphi=100\%$ (реально 90—95%).

Относительное постоянство $\varphi_{\text{в}}$ в помещении обеспечивается путем стабилизации температуры точки росы $t_{\text{р}}$ приточного воздуха. Этот косвенный способ обеспечения $\varphi_{\text{в}}\approx\text{const}$ дает удовлетворительные результаты при незначительных колебаниях влаговыделений в помещении. При значительных колебаниях влаговыделений для стабилизации $\varphi_{\text{в}}$ необходимо изменять влагосодержание приточного воздуха.

Регулирование $t_{\text{в}}$ осуществляется, как правило, изменением производительности калорифера второй ступени подогрева.

В течение года параметры наружного воздуха меняются в широких пределах. На *I—d*-диаграмме область этих изменений показана пунктиром. С изменением параметров наружного воздуха производительность теплообменных и смесительных аппаратов установки кондиционирования также будет меняться.

Анализ работы указанных аппаратов в течение года удобно выполнить с применением *I—d*-диаграммы (см. рис. XXVI.1, *б*). По мере увеличения энтальпии наружного воздуха от $I_{\text{н}3}$ и I_1 теплопроизводительность калорифера первой ступени подогрева необходимо уменьшать, так как в противном случае произойдет увеличение температуры точки росы $t_{\text{р}}$ приточного воздуха. При $I_{\text{н}}=I_1$ калорифер первой ступени подогрева должен быть выключен. При $I_1<I_{\text{н}}<I_2$ заданное значение $t_{\text{р}}$ может быть достигнуто путем увеличения соотношения наружного и рециркуляционного воздуха. При $I_{\text{н}}=I_2$ через оросительную камеру должен проходить только наружный воздух, т. е. установка будет работать как прямоточная. В области $I_2<I_{\text{н}}<I_3$ оросительная камера работает в адиабатическом режиме, охлаждая и увлажняя только наружный воздух, так как $G_{\text{р}}=0$. Вследствие увеличения влагосодержания приточного воздуха относительная влажность $\varphi_{\text{в}}$ в помещении будет увеличиваться и может выйти за допустимые пределы. Наиболее просто уменьшить значение $\varphi_{\text{в}}$ в этом случае некоторым повышением температуры приточного воздуха и тем самым увеличением температуры $t_{\text{в}}$ в помещении. При $I_{\text{н}}=I_3$ значение $t_{\text{в}}$ в помещении должно соответствовать летнему режиму.

При $I_3<I_{\text{н}}<I_4$ в помещение подается только наружный воздух, который (для сохранения относительного постоянства $\varphi_{\text{в}}$) необходимо охлаждать с понижением энтальпии, для чего в оросительную камеру подается холодная вода от источника холодоснабжения. При $I_4<I_{\text{н}}<I_{\text{н л}}$ для экономии холода используется рециркуляционный воздух; обработка воздуха осуществляется по схеме, рассмотренной для расчетного летнего периода.

Выполненный анализ позволяет построить графики регулирования работы теплообменных и смесительных аппаратов в кондиционере при годовых изменениях энтальпии наружного воздуха (рис. XXVI.1, *г*) Графики наглядно показывают изменение теплопроизводительности ка-

лориферов первой Q_I и второй Q_{II} ступеней подогрева, холодопроизводительности Q_x (с минусом), количества приточного $G_п$ (постоянно), наружного $G_н$ и рециркуляционного $G_р$ воздуха, принятую последовательность работы аппаратов и характерные точки смены режимов. Кроме того, они дают представление об энергетической эффективности принятой схемы тепловлажностной обработки воздуха. Из рис. XXVI.1, *г* видно, что при $I_з < I_н < I_{н.л}$ режим работы системы кондиционирования воздуха энергетически неоправдан, так как одновременно потребляется тепло и холод. Фактически необходимые затраты холода при $I_4 < I_н < I_{н.л}$ обозначены на рисунке крестообразной штриховкой.

В последнее время начинают применять *метод регулирования* систем кондиционирования воздуха *по оптимальному режиму* (разработан А. Я. Креслинем), позволяющий во многих случаях избежать повторного подогрева воздуха, охлажденного в оросительной камере, а также более рационально использовать тепло рециркуляционного воздуха. В любой момент времени воздух в установке кондиционирования проходит тепловлажностную обработку в такой последовательности, при которой расходы тепла и холода оказываются наименьшими. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что существует 12 режимов, которые при определенных состояниях наружного и внутреннего воздуха, известном тепловлажностном балансе помещения и заданном относительном количестве подаваемого наружного воздуха могут быть названы оптимальными. Анализ производится графоаналитическим методом с применением I—d-диаграммы. Оптимальный режим обработки воздуха выбирается в зависимости от положения на I—d-диаграмме точки, характеризующей состояние наружного воздуха в данный момент.

Сопоставление годовых расходов тепла и холода системой кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции при регулировании по методу точки росы и оптимальному режиму представлено в табл. XXVI.1.

Таблица XXVI.1

Сопоставление годовых расходов тепла и холода при регулировании по различным методам

Географический пункт	Тип здания	Соотношение годовых расходов при регулировании по оптимальному режиму и методу точки росы	
		тепла	холода
Рига	Промышленное	0,53	0,42
	Общественное	0,28	0,8
Ашхабад	Промышленное	0,29	0,74
	Общественное	0,16	0,65

Приведенные данные показывают энергетическую эффективность метода регулирования систем кондиционирования воздуха по оптимальному режиму.

Регулирование системы кондиционирования воздуха (см. рис. XXVI.1) обеспечивается с помощью *контуров регулирования*. Установленный в рабочей зоне помещения или в вытяжном канале чувствительный элемент терморегулятора воспринимает отклонения температуры. Терморегулятор управляет калорифером второй ступени подогрева *КII* чаще всего путем регулирования подачи теплоносителя клапаном $К_1$.

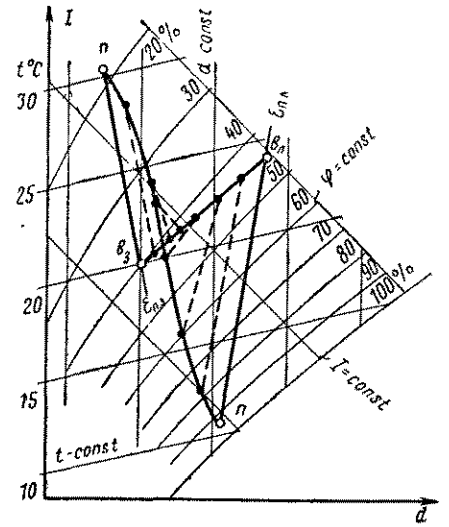


Рис. XXVI.2. Построение в I—d-диаграмме области возможных изменений в течение года положения луча процесса в помещении.

Постоянство влажности воздуха в помещении обеспечивается двумя терморегуляторами точки росы, чувствительные элементы которых воспринимают отклонения температуры воздуха после оросительной камеры или воды в ее поддоне. Терморегулятор зимней точки росы управляет последовательно клапаном K_2 калорифера первой ступени подогрева K_I и воздушными клапанами (заслонками) K_3, K_4 и K_5. Терморегулятор летней точки росы управляет подачей холодной воды из холодильной установки в оросительную камеру с помощью клапана K_6.

Для более точного регулирования влажности воздуха применяют влагорегуляторы, чувствительные элементы которых устанавливают в помещении. Влагорегуляторы управляют клапанами K_2—K_6 в той же последовательности, что и терморегуляторы точки росы.

В системах с применением первой рециркуляции воздуха терморегулятор летней точки росы работает совместно с терморегулятором реверса воздушных клапанов. Чувствительным элементом этого терморегулятора является мокрый термометр, установленный в потоке наружного воздуха и работающий по следующей программе: при $I_н > I_4$ терморегулятор устанавливает клапаны K_3, K_4 и K_5 на режим минимальной подачи наружного воздуха, при $I_2 < I_н < I_4$ клапаны K_3, K_4, K_5 переводятся на режим подачи только наружного воздуха (см. рис. XXVI.1, *г*).

Открытие и закрытие клапанов K_3 и K_5 дополнительно блокируется с пуском и остановкой приточного вентилятора.

Калориферы первой ступени подогрева KI работают в наиболее неблагоприятном режиме; для предупреждения опасности их замерзания предусматривается автоматика защиты, функционирующая как во время работы приточного вентилятора, так и после его остановки. Два терморегулятора автоматики защиты контролируют температуру воздуха перед калорифером первой ступени подогрева KI и температуру теплоносителя после него. При сочетаниях температур, создающих угрозу замерзания калорифера, они выключают приточный вентилятор. При остановленном приточном вентиляторе необходима дополнительная защита калорифера от замерзания. Наиболее надежна схема, автоматически обеспечивающая периодический прогрев калорифера.

Если направление луча процесса $\varepsilon_п$ в помещении в течение года меняется в широких пределах — от $\varepsilon_{п.з}$ до $\varepsilon_{п.л}$ (см. рис. XXVI.1, *б*) анализ режима круглогодичного регулирования установок полного кондиционирования необходимо проводить с учетом этого изменения.

Для жилых и общественных зданий границы области изменения $\varepsilon_п$ определяются следующим образом (рис. XXVI.2). С изменением тепло- и влагопоступлений луч процесса $\varepsilon_п$ поворачивается вокруг точки *в*, соответствующей параметрам воздуха в помещении, от положения $\varepsilon_{п.з}$ до $\varepsilon_{п.л}$ Одновременно точка *в* перемещается от положения $в_з$ к $в_л$ по

кривой, которую без большой погрешности можно заменить прямой линией. При этом точка n, характеризующая в любой момент времени параметры приточного воздуха и лежащая на луче процесса $\varepsilon_п$, описывает кривую, близкую к синусоиде.

Чтобы обеспечить такой характер перехода от положения $в_з$ к $в_л$, в схему регулирования температуры воздуха в помещении необходимо вводить коррекцию по температуре (энтальпии) наружного воздуха (на рис. XXVI.1, *в* сплошная линия $t_в$ от I_2 до I_3), что усложняет автоматизацию процесса регулирования. Чаще всего переход с зимнего на летний режим работы и обратно осуществляется вручную разовым изменением задания терморегулятору (пунктирная линия $t_в$ от I_2 до I_3 на рис. XXVI.1, *в*).

Из изложенного видно, что результаты анализа процессов обработки воздуха в расчетных условиях и их возможных изменений в течение года являются исходными для выбора основных контуров регулирования систем кондиционирования воздуха.

§ 137. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ

При автоматизации процесса регулирования в пределах каждого контура возможны различные решения схем. Выбор схемы автоматизации связан с анализом кратковременных суточных изменений режимов работы систем кондиционирования. Он определяется динамическими свойствами системы и предъявляемыми требованиями по точности регулирования, быстродействию и другим показателям.

Для систем кондиционирования различного назначения эти требования варьируются в довольно широких пределах. Например, для комфортного кондиционирования допустимы колебания $t_в$ до ± 1 (1,5) °С, $\varphi_в$ до $\pm 10\%$, для технологического кондиционирования — $t_в$ до $\pm 0{,}5$ (1)° С, $\varphi_в$ до $\pm 5\%$, для специальных систем — $t_в$ до $\pm 0{,}1$° С, $\varphi_в$ до $\pm 2\%$. Регулирование приточных вентиляционных систем, как правило, осуществляется только в зимнее время, регулирование систем кондиционирования — в течение всего периода эксплуатации.

По своим динамическим свойствам системы кондиционирования и обслуживаемые ими помещения относятся к объектам с распределенными параметрами, нестационарные процессы в которых описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. Аналитическое решение таких уравнений крайне затруднительно, поэтому для инженерных расчетов пользуются упрощенными зависимостями, полностью справедливыми только для объектов с сосредоточенными параметрами. Элементы систем кондиционирования воздуха рассматриваются как инерционные объекты, работающие с запаздыванием.

Анализ суточных изменений расчетных режимов работы систем кондиционирования с учетом нестационарности процессов, происходящих в них, позволяет определить тепловые нагрузки, действующие на системы, и характер их изменения. Такой анализ выполняется по различным методикам, основанным на частных решениях исходной системы дифференциальных уравнений. Разработана методика, основанная на теории теплоустойчивости [10], положения которой применимы для количественной оценки динамических свойств и элементов систем кондиционирования воздуха.

Средства автоматизации должны соответствовать требуемой точности поддержания параметров. Устройства автоматики принципиально могут обеспечить любую степень точности поддержания параметров, но бесполезно добиваться точного регулирования, если этого не требу-

ет функциональное назначение обслуживаемых помещений или если сама система кондиционирования не способна в необходимой мере реагировать на сигналы регуляторов. Ни по практическим, ни по экономическим соображениям не следует выбирать устройства автоматики, обеспечивающие более точное регулирование, чем это требуется, и отягощать систему специальным сложным оборудованием. Системы кондиционирования воздуха эксплуатируются в течение многих лет, поэтому наилучшей будет простейшая надежная система автоматики, дающая необходимый эффект.

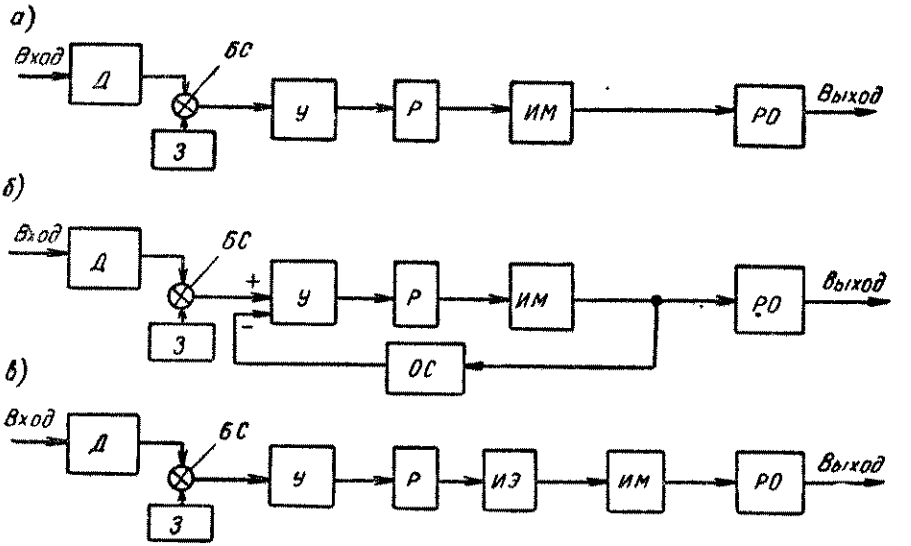


Рис. XXVI 3 Блок-схемы автоматических регуляторов, применяемых в системах кондиционирования воздуха

а — двух- и трехпозиционного; *б* — пропорционального и пропорционально-интегрального; *в* — интегрального; *Д* — датчик, чувствительный элемент которого воспринимает изменение регулируемого параметра; *З* — задающий элемент, определяющий заданный уровень регулируемого параметра; *БС* — блок сравнения, *У* — усилитель; *Р* — реле, *ИМ* — исполнительный механизм; *РО* — регулирующий орган, осуществляющий процесс дросселирования подачи рабочей среды или энергии (клапан, заслонка); *ОС* — блок отрицательной обратной связи (жесткой или гибкой), *ИЭ* — импульсный элемент

В системах кондиционирования воздуха, как правило, применяются электрические или пневматические приборы автоматического регулирования (рис. XXVI.3), осуществляющие следующие алгоритмы регулирования: двух- и трехпозиционный, пропорциональный, интегральный, пропорционально-интегральный (изодромный)*.

Позиционные регуляторы применяют главным образом в схемах защиты калориферов первой ступени подогрева и реверса воздушных клапанов при $I_н > I_4$, иногда их применяют в контурах регулирования температуры приточного воздуха или воздуха в помещении, если допустимы достаточно большие колебания параметров.

В контурах регулирования $t_р$, $t_в$ и $\varphi_в$ большинства систем комфортного и технологического кондиционирования применяют пропорциональные (П) или интегральные (И) регуляторы. П-регуляторы обладают большим быстродействием, но осуществляют процесс регули-

* Блоки *ОС* и *ИЭ* обычно позволяют преобразовать позиционный регулятор в пропорциональный (с жесткой *ОС*), пропорционально-интегральный (с гибкой *ОС*) или интегральный (с *ИЭ*).

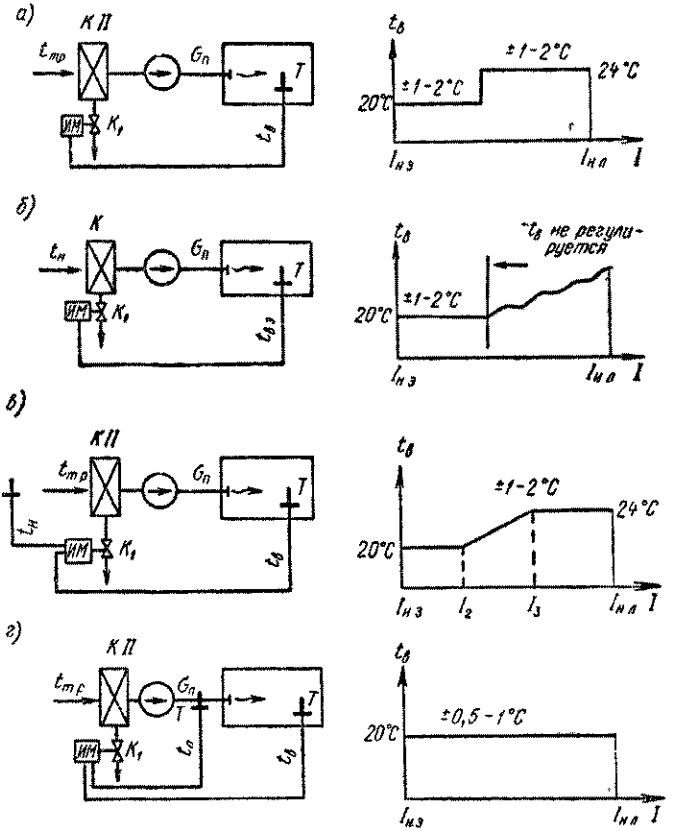


Рис. XXVI.4. Возможные схемы контура регулирования $t_в$ в однозональной системе кондиционирования воздуха

а — при переводе с летнего режима на зимний вручную сменой задания терморегулятору; *б* — для приточных вентиляционных установок; *в* — с коррекцией по температуре наружного воздуха; *г* — с коррекцией по температуре приточного воздуха; *Т* — датчик температуры

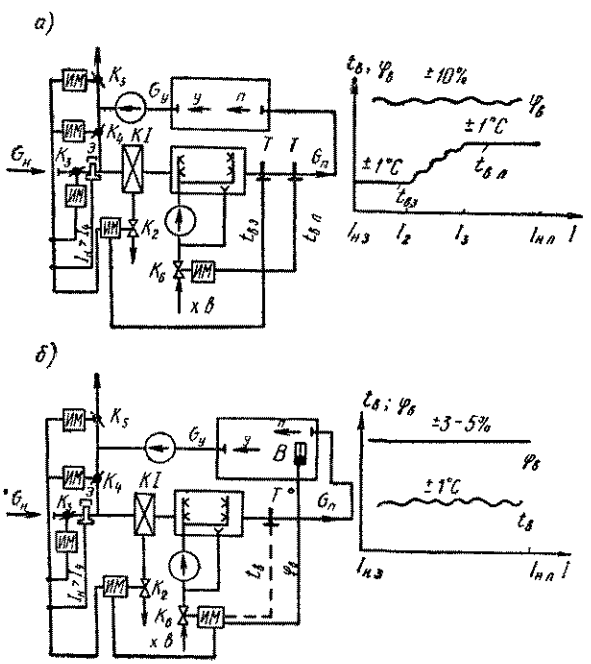


Рис. XXVI.5. Возможные схемы контура регулирования $t_в$ и $\varphi_в$ в системе кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией

а — при допустимых отклонениях $\Phi_в$ около 10% и коррекции по температуре наружного воздуха: *б* — при допустимых отклонениях $\Phi_в$ =3—5% и коррекции по температуре приточного воздуха (связь, показанная на схеме *б* пунктиром, может отсутствовать): *Т* — датчик температуры, *В* — датчик влажности; *Э* — датчик энтальпии наружного воздуха

рования с ошибкой, величина которой пропорциональна возмущающему воздействию на систему автоматического регулирования. В системах с И-регуляторами ошибка регулирования меньше, однако они обладают и меньшим быстродействием.

Выбор того или иного регулятора следует обосновывать соответствующим расчетом. В проектной практике выбор осуществляют главным образом по опыту наладки и эксплуатации подобных систем.

Пропорционально-интегральные регуляторы, сочетающие в себе преимущества П- и И-регуляторов, применяют в основном в специальных системах кондиционирования воздуха, обеспечивающих поддержание заданных параметров с высокой точностью.

Повышения качества автоматического регулирования можно добиться не только усложнением алгоритма, но и совершенствованием контура регулирования путем введения дополнительных корректирующих устройств.

Применительно к обычным системам кондиционирования воздуха возможные схемы контуров регулирования приведены на рис. XXVI.4 и XXVI.5.

Точность поддержания параметров зависит от принятого алгоритма регулирования, а также от места расположения чувствительных элементов датчиков температуры или влажности (особенно устанавливаемых в помещениях). Необходимо учитывать, что поддерживать, например, температуру с отклонениями в пределах $\pm 0{,}5°$ в точке установки чувствительного элемента не представляет существенных трудностей, однако на некотором расстоянии от датчика температура зависит от неконтролируемого и весьма сложного процесса лучисто-конвективного и струйного теплообмена в помещении. Поэтому в некоторых случаях в помещениях должно быть установлено несколько датчиков, причем выбор их положения необходимо обосновать анализом теплового режима зоны помещения, в которой должны поддерживаться заданные параметры микроклимата. Та или иная схема регулирования должна быть выбрана на основе расчета надежности и обеспеченности заданных режимов и технико-экономического анализа.

В последнее время начинают применяться автоматические системы каскадно-связанного регулирования, в которых для улучшения качества регулирования устраиваются дополнительные связи между каскадами (контурами).

§ 138. ГОДОВОЕ ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Расходы тепла, холода и электроэнергии системами вентиляции и кондиционирования воздуха, являющиеся важными показателями их экономической эффективности, находятся в прямой зависимости от тепловой нагрузки на систему. Тепловую нагрузку на систему в расчетные (теплый и холодный) периоды года определяют в целях выявления максимального расхода энергии системой, требуемой ее производительности и установочных тепловой и холодильной мощностей. Изменение нагрузки в течение суток и года приводит к переменному энергопотреблению системы.

Регулирование расхода тепла и холода системой, как упоминалось ранее, возможно различными способами. Одним из критериев для выбора схемы и режима регулирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха является годовой расход энергии системой. Для его

определения необходимо рассчитать тепловую нагрузку на систему и выявить характер ее изменения в течение года.

Изменение тепловой нагрузки на систему кондиционирования микроклимата (СКМ) связано с изменениями потоков тепла. Причиной этих изменений обычно являются колебания определяющих параметров климата района строительства.

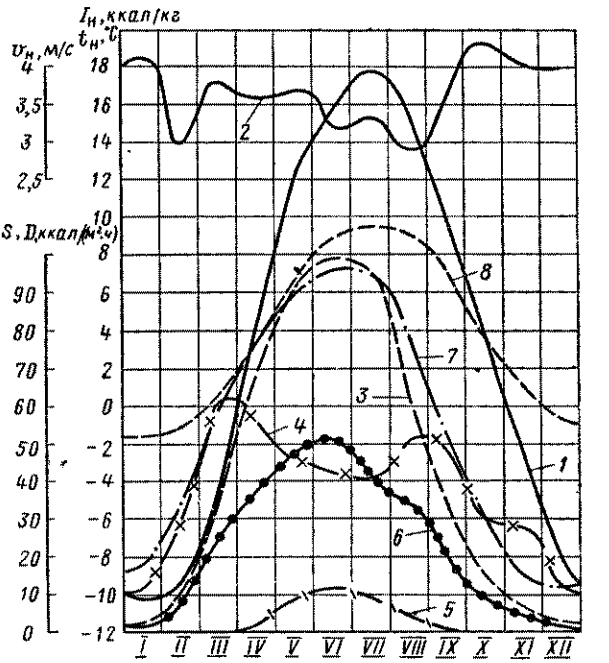


Рис. XXVI.6. Годовой ход среднемесячных параметров наружного климата в Москве (средние многолетние данные)

1 — температура наружного воздуха $t_н$; *2* — скорость ветра $v_н$; *3* — интенсивность прямой солнечной радиации S на горизонтальную поверхность; *4* — то же, на вертикальную поверхность южной ориентации; *5* — то же, северной ориентации; *6* — то же, восточной ориентации; *7* — интенсивность рассеянной солнечной радиации D на горизонтальную поверхность; *8* — энтальпия наружного воздуха $I_н$

Колебания параметров климата в основном обусловлены изменением радиационного фактора и совокупностью местных условий. Эти колебания, как правило, носят плавный систематический характер. Нарушения плавного характера суточного и годового хода параметров климата связаны со случайными, непериодическими явлениями, как, например, смена разнородных воздушных масс и пр. При осреднении метеорологических данных случайные явления, действующие в ту или иную сторону, как правило, взаимно нейтрализуются. Поэтому для анализа годового изменения тепловой нагрузки на систему допустимо использование осредненных за месяц значений параметров.

Характер изменения в течение года основных параметров климата в основном схож для различных географических районов страны. В качестве примера на рис. XXVI.6 приведены изменения среднемесячных значений основных параметров климата для Москвы.

Периодический характер годового изменения параметров климата позволяет описать его аналитически в виде тригонометрического ряда. Для аналитического описания годового хода тепловой нагрузки на систему $Q_с$ можно также использовать тригонометрический ряд, причем достаточным оказывается ряд, состоящий из двух первых гармоник:

$$Q_с = Q_{с.г} + a_1 \cos \frac{2\pi}{365}(z - 197) + b \sin \frac{2\pi}{365}(z - 197) + a_2 \cos \frac{4\pi}{365}(z - 197), \quad \text{(XXVI.1)}$$

где z — время в сутках в исчислении от 1 января.

Для расчета характеристик ряда (XXVI.1) необходимо иметь среднемесячные величины Q_c за четыре месяца года: январь (I), апрель (IV), июль (VII) и октябрь (X):

$$\left.\begin{aligned} Q_{с.г} &= \frac{1}{4}(Q_{cI} + Q_{cIV} + Q_{cVII} + Q_{cX}); \\ a_1 &= \frac{1}{2}(Q_{cVII} - Q_{cI}); \quad b = \frac{1}{2}\,Q_{cX} - Q_{cIV}); \\ a_2 &= \frac{1}{4}(Q_{cI} + Q_{cVII} - Q_{cIV} - Q_{cX}). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XXVI.2)}$$

§ 139. ГОДОВЫЕ РАСХОДЫ ТЕПЛА И ХОЛОДА СИСТЕМАМИ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Годовые расходы тепла и холода системами вентиляции и кондиционирования воздуха находятся интегрированием функции изменения расходов по времени. Пределы интегрирования, соответствующие годовой продолжительности потребления тепла или холода системой, определяются параметрами воздуха при его обработке в расчетные периоды.

Рассмотрим формулы для определения годовых расходов тепла и холода центральной системой кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции, имея в виду круглогодичный режим ее регулирования, описанный в § 136.

Величина холодильной нагрузки (например, на оросительную камеру) определяется по формулам:

$$\left.\begin{aligned} &\text{с рециркуляцией при } I_н > I_4 \quad Q_{х.р} = G_п(I_с - I_з); \\ &\text{без рециркуляции при } I_н < I_4 \quad Q_х = G_п(I_н - I_з). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(XXVI.3)}$$

Энтальпию смеси наружного и внутреннего воздуха в формуле можно представить в виде

$$I_с = a_н I_н + (1 - a_н) I_4, \qquad \text{(XXVI.4)}$$

где $a_н = G_в/G_п$ — отношение расходов наружного и приточного воздуха.

Изменение энтальпии наружного воздуха в течение года достаточно точно описывается одной гармоникой

$$I_н = I_{н.г} + A_{Iн} \cos\frac{2\pi}{365}(z - 197), \qquad \text{(XXVI.5)}$$

где $I_{н.г}$ и $A_{Iн}$ — соответственно среднегодовое значение и годовая амплитуда энтальпии.

Продолжительность в сутках работы системы в режиме рециркуляции определяется решением уравнения (XXVI.5) при $I_н = I_4$:

$$\Delta z_{х.р} = 116 \arccos\frac{I_4 - I_{н.г}}{A_{Iн}}. \qquad \text{(XXVI.6)}$$

Общая продолжительность периода потребления холода определяется решением уравнения (XXVI.5) при $I_н = I_з$ по формуле

$$\Delta z_х = 116 \arccos\frac{I_з - I_{н.г}}{A_{Iн}}. \qquad \text{(XXVI.7)}$$

С учетом формул (XXVI.3)—(XXVI.7) годовой расход холода определяется в виде интегралов:

при $I_н > I_4$

$$Q_{х.р}^{год} = \frac{n}{7} m \int\limits_{\Delta z_{х.р}} Q_{х.р}\, dz = \frac{n}{7} m G_п \left\{ [a_н (I_{н.г} - I_4) + I_4 - I_з] \Delta z_{х.р} + \right.$$

$$\left. + 116 a_н A_{Iн} \sin \frac{\pi}{365} \Delta z_{х.р} \right\} \qquad \text{(XXVI.8)}$$

и при $I_н < I_4$

$$Q_х^{год} = \frac{n}{7} m \int\limits_{\Delta z_х - \Delta z_{х.р}} Q_х\, dz = \frac{n}{7} m G_п \left[(I_{н.р} - I_з)(\Delta z_х - \Delta z_{х.р}) + \right.$$

$$\left. + 58 A_{Iн} \left(\sin \frac{\pi}{365} \Delta z_х - \sin \frac{\pi}{365} \Delta z_{х.р} \right) \right], \qquad \text{(XXVI.9)}$$

где n — число рабочих дней в неделе; m — число часов работы системы в течение суток.

Нагрузка на калориферы первой ступени подогрева определяется по формуле

$$Q_I = G_н (I_1 - I_н). \qquad \text{(XXVI.10)}$$

Продолжительность потребления тепла калориферами первой ступени соответствует части года, когда $I_н < I_1$, и равна:

$$\Delta z_I = 116 \arccos \frac{I_{н.г} - I_1}{A_{Iн}}, \qquad \text{(XXVI.11)}$$

а годовой расход тепла равен:

$$Q_I^{год} = \frac{n}{7} m G_н \left[(I_1 - I_{н.г}) \Delta z_I + 116 A_{Iн} \sin \frac{\pi}{365} \Delta z_I \right]. \qquad \text{(XXVI.12)}$$

Расход тепла в калориферах второй ступени подогрева является функцией тепловой нагрузки на систему, которая равна теплоизбыткам в помещении ΔQ:

$$Q_{II} = G_п (I_в - I_о) - \Delta Q. \qquad \text{(XXVI.13)}$$

В рассматриваемой системе калориферы второй ступени подогрева работают весь год, т. е. $\Delta z_{II} = 365$ сут. В связи с этим

$$Q_{II}^{год} = \frac{n}{7} m \left(G_п \frac{I_{в.л} + I_{в.з} - I_2 - I_3}{2} - \Delta Q_г \right) 365, \qquad \text{(XXVI.14)}$$

где $I_{в.л}$ и $I_{в.з}$ — энтальпия внутреннего воздуха соответственно для лета и зимы; $\Delta Q_г$ — средние за год теплоизбытки в помещении.

Годовой расход электроэнергии зависит от продолжительности работы электрооборудования, которая может быть рассчитана по формуле, аналогичной (XXVI.6), и от его установочной мощности.

Таким образом, приведенные формулы позволяют рассчитать все годовые энергетические расходы в системе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамов Ф. А.** Рудничная аэрогазодинамика. М., «Недра». 1972.
2. **Абрамович Г .Н.** Теория турбулентных струй. М., Физматгиз, 1960.
3. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М., Стройиздат, 1975.
4. **Бабанов А. Ф.** Промышленная теплозащита в металлургии. М., «Металлургия». 1971.
5. **Баранов М. М.** Основные положения к проектированию бортовых отсосов от промышленных ванн с вредными выделениями. М., «Высшая школа», 1966.
6. **Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.** Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971.
7. **Батурин В. В.** Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат. 1956.
8. **Батурин В. В., Эльтерман В. М.** Аэрация промышленных зданий. М., Стройиздат, 1963.
9. **Бахарев В. А., Трояновский В. Н.** Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М., Профиздат, 1958.
10. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970
11. **Богословский В. Н., Кувшинов Ю. Я.** Годовые затраты тепла и холода системами кондиционирования микроклимата. — Информ. (реф.) выпуск Главпромстройпроекта, 1968, серия 3, № 6.
12. **Богословский В. Н., Щеглов В. П.** Отопление и вентиляция. М., Стройиздат, 1970.
13. **Бромлей М. Ф., Кучерук В. В.** Технические испытания вентиляционных установок. М., Стройиздат, 1952.
14. **Бромлей М. Ф., Щеглов В. П.** Проектирование отопления и вентиляции производственных зданий. М., Стройиздат, 1965.
15. **Бутаков С. Е.** Аэродинамика систем промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1949.
16. **Вопросы** тепловлажностного и воздушного режимов кондиционирования микроклимата. Под ред. В. Н. Богословского. Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1970 сб. 68.
17. **Гоголин А. А.** Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1966.
18. **Гримитлин М. И.** Закономерности развития вентиляционных струй. — В кн.: Теория и расчет вентиляционных струй. Л., ВНИИОТ ВЦСПС, 1965.
19. **Калинушкин М. П.** Вентиляционные установки. М., «Высшая школа», 1967.
20. **Каменев П. Н.** Динамика потоков промышленной вентиляции. М., Стройиздат, 1938.
21. **Каменев П. Н.** Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. М., Стройиздат, 1964.
22. **Клячко Л. С.** Обобщенный вид критериального уравнения тепло- и массообмена со свободной поверхности жидкости. — В сб. трудов ЛИОТ «Промышленная вентиляция». 1958.
23. **Кокорин О. Я.** Установки кондиционирования воздуха. М., «Машиностроение», 1970.
24. **Константинова В. Е.** Воздушно-тепловой режим в жилых зданиях повышенной этажности. М., Стройиздат, 1969.
25. **Кострюков В. А.** Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. М., Стройиздат, 1966.
26. **Коузов П. А.** Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов. Л., «Химия», 1970.
27. **Краснощеков Л. Ф.** Расчет и проектирование воздухонагревательных установок для систем приточной вентиляции. Л., Стройиздат, 1972.
28. **Креслинь А. Я.** Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1972.
29. **Лобаев Б. Н.** Расчет воздуховодов. Киев, Госстройиздат, УССР, 1959.
30. **Максимов Г. А.** Отопление и вентиляция. Ч. II. М., «Высшая школа», 1966.

31. Максимов Г. А., Дерюгин В. В. Движение воздуха при работе вентиляции и отопления. Л., Стройиздат, 1972.

32. Молчанов Б. С. Проектирование промышленной вентиляции. Л., Стройиздат, 1970.

33. **Некоторые** вопросы теплового режима зданий. Под ред. В. Н. Богословского.— Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1967, сб. № 52.

34. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., «Высшая школа», 1971.

35. Пирумов А. И. Обеспыливание воздуха. М., Стройиздат, 1974.

36. Поляков В. В., Титов В. П. Расчет концентрации газовых вредностей в зоне аэродинамического следа. — Информ. реф. сб. Сантехпроекта, 1970, серия V, вып. 3.

37. Прохоров В. Н. *I — d*-диаграмма влажного воздуха для переменных давлений М., «Книга», 1973.

38. Разумов Н. Н. Графоаналитический метод исследования и расчета воздухообмена в зданиях любой объемно-пространственной композиции. Дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук (рукопись). М., 1969.

39. **Реттер Э. И., Стриженов С. И.** Аэродинамика зданий. М., Стройиздат, 1968,

40. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий (СН 245-71). М., Стройиздат, 1972.

41. Сенатов И. Г. Санитарная техника в общественном питании. М., «Экономика», 1968.

42. Справочник по специальным работам. Наладка, регулировка и эксплуатация систем промышленной вентиляции. М., Стройиздат, 1962.

43. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Киев «Будівельник», 1968. Авт.: Р. В. Щекин, С. М. Кореневский, Г. Е. Бем, М. А. Артющенко, Ф. И. Скороходько.

44. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1969.

45. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования. СНиП II-Г. 7-62, М., Стройиздат, 1964.

46. Строительные нормы и правила. Строительная климатология и геофизика. СНиП II-А. 6-72, М., Стройиздат, 1973.

47. Строительный каталог. Ч. 10. Санитарно-техническое оборудование. Приборы и автоматические устройства. Раздел I. Отопительно-вентиляционное оборудование. Подраздел 91. Пылеуловители и фильтры. М., 1973.

48. Талиев В. Н. Аэродинамика и вентиляция. М., Госстройиздат, 1963.

49. Теплофизические вопросы панельно-лучистого охлаждения помещения. Под ред. В. Н. Богословского. — Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1964, сб. № 48.

50. Тетеревников Н. Н. Отопление и вентиляция заводов черной металлургии и металлообрабатывающей промышленности. М., Стройиздат, 1950.

51. Титов В. П. Расчет теплопотерь от инфильтрации в промышленных зданиях.— Информ. реф. сб. Сантехпроекта, 1970, серия V, вып. 1.

52. Троц Н. Д. Монтаж промышленной вентиляции. М., Стройиздат, 1971.

53. Узов В. Н., Мягков Б. И. Очистка промышленных газов фильтрами. М., «Химия», 1970.

54. Указания по акустическому расчету вентиляционных установок (СН 399-69). М., Стройиздат, 1970.

55. Участкин П. В. Установки искусственного климата горячих цехов. М., Профиздат, 1958.

56. Участкин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. М., Профиздат, 1963.

57. Хазанов И. С., Соколовский И. С. Санитарный надзор за вентиляцией в промышленных, общественных и коммунальных зданиях. М., «Медицина», 1970.

58. Шепелев И. А. Приточные вентиляционные струи и воздушные фонтаны. — «Изв. АСиА СССР», 1961, № 4.

59. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств М., Стройиздат, 1972.

60. Юдин Е. Я. Исследование шума вентиляционных установок и методов борьбы с ним. — Труды ЦАГИ, 1958, вып. 713.

61. Kraft G. Lehrbuch der Heizungs. — «Lüftungs- und Klimatechnik». Band 2; Verlag Theodor Stimkopff. Dresden. 1973.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Абсорбция паров и газов вредных веществ 400
Автоматизация регулирования 421—424
Автомодельность 275
Агрегат для очистки воздуха от пыли, индивидуальный 237
— отопительный, воздушно-отопительный 329—331
Адсорбция паров и газов вредных веществ 400
Амплитуды годовые 426
Анемометр 406
Аналогия Рейнольдса 68
Аппараты для очистки воздуха 399
— смесительные 418
— теплообменные 418
Атмосферное загрязнение 16, 395
Аэрация здания 296
— — под действием ветра 298
— — — — гравитационных сил 297
— — — — — — — и ветра 298
Аэродинамика вентиляционных систем 158
— здания 269
— промышленная 158
Аэрозоли дымы 8
— пыли 8
— туманы 8

Б

Байпас 339
Байпасирование воздуха 338
Баланс помещения тепловой 41

В

Вентилятор 411
Вентиляция аварийная 14
— бесканальная 13
— канальная 12, 13, 141
— местная 13, 238
— общеобменная 12, 137, 139
Взрывоопасность газов и паров 82
— пыли 76
Виброизоляция вентиляционных установок 393
Влаговыделения в помещении 6, 38, 44
Влагообмен на свободной поверхности воды 60
Влагорегулятор 420
Влагосодержание воздуха 19
Влажность воздуха 18
— — относительная 9, 10, 19
Воздух влажный насыщенный 19
— — ненасыщенный 19
Воздуховод перфорированный 185
— равномерного всасывания 184, 192
— равномерной раздачи 184, 185, 188
Воздухозабор приточных систем вентиляции 16, 143, 272, 335
Воздухоохладитель 332
Воздухораспределители 146—148
Воздухообмен неорганизованный 285, 289, 291
— организованный 296
— по влаговыделениям 84, 86, 87
— по выделениям вредных веществ 85—87
— по кратности 95
— по полному теплу 84—87
— по явному теплу 84, 86, 87
— расчетный 94
Воздух, состав 17
Выделения вредные 16
влага (водяные пары) 6, 38
газы и пары вредных веществ 7, 8, 38, 77
профессиональные 6
пыль производственная 8, 9
тепло избыточное 6, 37
Вытяжка вентиляционная 14, 287

Г

Газовыделения при работе дизелей 80
— — — карбюраторных двигателей 80
— — сжигании топлива 79
Граница струи 103, 105, 115
Графики регулирования 417

Д

Давление абсолютное 166
— аэростатическое 277, 278
— барометрическое 17
— динамическое 158, 408, 410, 411
— избыточное 277—284
— относительное 281
— парциальное 17
— полное 165, 408, 411
— статическое 158, 165, 408, 411
— фиктивное 277
Дефлектор 14, 16
Децибел 385, 386
Диаметр, эквивалентный по площади 161
— — — расходу 161
— — — скорости 161
Диаграмма *I—d* 21
Диафрагма 414
Дисперсность пыли 9

Диффузия водяных паров 69
Диффузор 164, 166
Добавка температурная эквивалентная 51
Дожигание 399—400
Доувлажнение воздуха 29, 38
Душ воздушный 263
Душирование рабочих мест 13, 15

Е

Единица расхода через отверстие 288, 290, 294

З

Завеса воздушная 16
— — без подогрева воздуха 312
— — периодического действия 311
— — постоянного действия 312
— — с внутренним воздухозабором 312
— — — горизонтальным направлением струи двусторонняя 312
— — — — — — односторонняя 312
— — — направлением струи сверху вниз 312
— — — — снизу вверх 312
— — — наружным воздухозабором 312
— — — подогревом воздуха 312
— воздушно-тепловая 311
Задача аэрации обратная 298
— — прямая 298
— аэродинамического расчета обратная 170, 175
— — — прямая 170
— воздушного режима здания внешняя 16, 297
— — — — внутренняя 15, 297
— — — — краевая 16, 297
Задвижка воздушная 142
— регулирующая 335
Закон Ньютона 67
Запыленность воздуха 209
Защита воздушного бассейна 395—404
— калориферов от замерзания 204, 205, 420
Звукоизоляция 391
Звукопоглотители 391
Зона аэродинамического следа 269—271
— «нейтральная» 277, 278, 280, 281
— обслуживаемая 9, 13
— рабочая 9—11, 13
Зонт вытяжной — укрытие 255
— — шахты 158
— козырек 257
Избытки тепла полного 6, 37, 42
— — удельные 37, 93
— — явного 37

И

Изменения параметров годовые 425
— — суточные 425
Изотерма 21
Изоэнтальпия 21
Индекс шума 390
Интенсивность излучения 47
— теплоотдачи 49
Интерполирование графическое 57
Инфильтрация наружного воздуха 16, 287
Испытание систем вентиляции санитарно-гигиеническое 405
— — — техническое 405
Источники влаговыделений 38
— выбросов линейные 401
— — объемные 401
— — точечные 401
— теплопоступлений 37

К

Калорифер водяной 195
— второй ступени подогрева 335
— гладкотрубный 195
— паровой 195
— первой ступени подогрева 335
— пластинчатый 195
— спирально-навивной 195, 198
— электрический 195, 199
Камера вентиляционная 148, 149
— оросительная 335, 412
— пылесадочная 213
Канал вентиляционный 152
Каплеотделитель 335
Кататермометр 407
Клапан воздушный регулирующий 335
— обводной 200, 201, 361
Комплекс параметрический 62
Кондиционер 332, 361
— форсуночный 361
Кондиционирование воздуха комфортное 332
— — комфортно-технологическое 332
— — неполное 334
— — полное 334
— — технологическое 332
Контур регулирования 419
Концентрация водяного пара 60
— вредных веществ в воздухе 20
— газа, пара или пыли в воздухе 7, 9
— избыточная относительная 108, 110, 111
— массовая расходная смеси 371
— предельно допустимая 11, 209, 398
— — — максимальная разовая 398
— — — среднесуточная 398
Коррекция 421
Коэффициент аэродинамический 272
— Буссинеска 107
— диффузии 62
— затенения 52
— местного сопротивления 165
— обеспеченности 10, 41, 55
— облученности 48
— орошения 352
— проникания 52
— сопротивления трения 160
— температурный 45, 299

— теплообмена 45, 46
— — конвективного 46
— — лучистого 46
— — полного 46
— теплопередачи 47
— угловой луча процесса 25
— учета шероховатости стенок воздуховода 164
— эффективности очистки 210
Кратность воздухообмена в помещении 85, 95
Критерий Архимеда 61, 112
— Грасгофа 127
— Гухмана 61
— Нуссельта диффузионный 61
— — термический 61
— Прандтля диффузионный 61
— — термический 61
— Рейнольдса 61, 160, 269
— Ричардсона 402
— Струхаля 274
— Фруда 274
— Фурье 50, 75
— Эйлера 274

Л

Лоток гидравлический объемный 276
— — плоский 276
Луч масштабный 26
— процесса изменения состояния воздуха 25

М

Микроклимат помещения 9
Микроманометр 408—410
Метастабильное состояние воздуха 24
Метод местного доувлажнения 28
— регулирования по оптимальному режиму 419
— точки росы 418

Н

Нагревание воздуха 13, 195
Насадки приточные 146
Нормы санитарные 5, 9
— строительные 388, 390

О

Оазис воздушный 13, 15
Область тумана 24
Ограждение лучепрозрачное 51
— массивное непрозрачное 51
Озонирование 16
Отверстие 287
— аэрационное 13
— высокое 287
— низкое 287
Отопление воздушное 326
Отсос бортовой 242
— — опрокинутый 242
— — простой 242
— кольцевой 247
— местный 239, 258
— со сдувом 244
Охлаждение испарительное косвенное 349
— — прямое 349
Очистка воздуха 16, 209

П

Параметры воздуха в помещении расчетные 9
— — — — — допустимые 9
— — — — — оптимальные 9
— — приточного 92
— — удаляемого из помещения 92
— воздушной среды 5, 9
— наружного воздуха 9—11
— климата среднемесячные 425
Перенос молекулярный 69
— молярный 68, 69
Перемешивание хаотическое 75
Перетекание воздуха 16, 296
Период года расчетный переходный 9, 90
— — — теплый 9, 90
— — — холодный 9, 90
Плотность воздуха 17, 18
— водяного пара 17, 18
Пневмотранспорт материалов 14, 366
— отходов 14, 366
Побуждение движения воздуха естественное 12, 13, 167
— — — механическое 12, 13, 165
Поддон 335
Показатели влагообмена 73
— влаготеплопередачи 66
— влаготеплопроводности 66
— общей емкости 75
— общего сопротивления обмену 75
— проводимости влаги 66
— — тепла 66
— тепловлагопередачи 66
— тепловлагопроводности 66
— теплопередачи 73
Поле скоростей 105, 109
Полюс струи 104, 114
Помещение влажное 38
— нормальное 38
— мокрое 38
— сухое 38
Потенциал влажности 66
Потери давления 159
— — в местном сопротивлении 164
— — на трение 159
— — общие 165
Поток термодинамический 65
Предел взрываемости верхний 82
— — нижний 82
Приборы для измерения давления 408
— — — расхода 408—410
— — — скорости 406, 408
Приток вентиляционный 13, 287
Продолжительность обмена 72
— потребления тепла 427
— — холода 426
— — электроэнергии 427
Проем аэрационный вытяжной 308
— — приточный 307
Производительность вентиляционной системы 83
— систем местной вентиляции 83
— — общеобменной вентиляции 83

Противоток 34, 65, 75
Процесс адиабатического увлажнения воздуха 27, 28
— изовлажностный 27
— изотермического увлажнения воздуха 28
— нагрева воздуха 26, 27
— охлаждения воздуха 26, 27
— переходный 72
— политропический тепло- и влагообмена 29
— смешения воздуха 31
— увлажнения воздуха острым паром 28
Психрометр 406
Пылеуловители 238, 412
— Вентури 222
— тканевые 225
— электрические 227
Пыль 8, 9, 76
— неядовитая 76
— ядовитая 76

Р

Разность среднелогарифмическая 74
Расход относительный объемный 106, 108
— воздуха 408
— — суммарный 287
— тепла 427
— холода 427
— электроэнергии 427
Расчет систем вентиляции аэродинамический 170
Регулирование систем вентиляции 413
— — кондиционирования воздуха качественное 416
— — — — количественное 416
— — — — по оптимальному режиму 419
Регуляторы двухпозиционные 422
— интегральные 422
— пневматические 422
— пропорционально-интегральные (изодромные) 422
— пропорциональные 422
— трехпозиционные 422
— электрические 422
Режим здания воздушный 15
— — тепловой 15, 41
— помещения тепловой естественный (пассивный) 55
— — — регулируемый (активный) 55
— регулирования 416
Рециркуляция воздуха 13, 38, 85
Решетка воздухозаборная 144
— жалюзийная 144, 145

С

Сепаратор оросительной камеры 335
Система вентиляционная вытяжная 12—14
— — приточная 12—14
— — с побуждением естественным 167—169
— — — — механическим 165, 166
— «воздух — вода» 65, 71
— каскадно-связанного регулирования 424
— кондиционирования воздуха 332
— — — двухканальная 358
— — — комбинированная 334
— — — круглогодичная 334
— — — местная 333, 334
— — — многозональная 358
— — — неполного 334
— — — полного 334
— — — прямоточная 335, 337
— — — с адиабатическим увлажнением 336
— — — — байпасированием 338
— — — — двумя рециркуляциями 335, 346
— — — — двухступенчатым испарительным охлаждением 349
— — — — многоступенчатым испарительным охлаждением 354
— — — — одной рециркуляцией 335
— — — — позонным подогревом и охлаждением 358
— — — — политропическим охлаждением и осушкой 340
— — — — эжекционными кондиционерами-доводчиками 358, 364
— — — сезонная 334
— — — центральная 333, 334, 358
Скорость витания частицы 367
— движения воздуха массовая (весовая) 203
— — — объемная 172
— — — допустимая (для воздуховодов) 390
— струи относительная осевая 106, 108
— — — средняя по площади 106, 108
— — — — — расходу 106, 108
— транспортирующая 370
— трогания 369
Скруббер 220
След аэродинамический 269
Слой пограничный гидродинамический 69
— — тепловой 69
Смешение воздуха 31
Сопротивление воздухопроницанию приведенное 286
— — эквивалентное 286
— теплопередаче полное 50
Состояние системы неравновесное 71
— — равновесное 71
Спектр скоростей всасывания 133, 134
Степень турбулентности потока воздуха 274
Струя воздушная изотермическая 102
— — веерная неполная 103
— — — полная 102
— — затопленная 102
— — кольцевая 102, 110
— — компактная 102
— — конвективная 126
— — круглая 102, 108
— — настилающаяся 102, 124
— — неизотермическая 102, 112
— — плоская 102, 110
— — полая коническая 102
— — полуограниченная 124
— — свободная 102
— — слабо нагретая 112
— — стесненная (несвободная) 102, 128
Сухая часть влажного воздуха 18

Т

Тамбур-шлюз активный 296
— — пассивный 296
Тахометр 411
Температура воды условная 35
— мокрого термометра 25
— помещения 44
— приточного воздуха 92
— расчетная 53
— смеси 328
— точки росы 25
— удаляемого воздуха 92
— условная 51, 71
Тепло избыточное 6, 37
— конвективное 6, 38, 42
— лучистое 6, 38, 42
— скрытое 20
— явное 20
Тепловлажностное состояние воздуха 16, 24—26
Теплоемкость воздуха влажного 20
— — сухого 19
— пара водяного 19
Теплозащита 54
Теплоизбытки в помещении 37, 42, 43
Тепло- и влагообмен в аппаратах кондиционирования воздуха 65
— на поверхности воды 60
Теплонапряженность помещения 37, 53
Теплонедостатки 37, 43
Теплообмен конвективный 45
— лучистый 45
— на поверхности 45
Теплопоступления в помещение 41, 42
— — — от людей 6, 43
— — — — нагретого оборудования 45
— — — — освещения 44
— — — — остывающего материала 49
— — — — электродвигателей, станков и механизмов 45
— общие через наружные ограждения 52
— переменные 54
— постоянные 54
— с поверхности воды и с водяными парами 60
— суммарные 52
— часовые 52
— через наружные ограждения 50
— — — — лучепрозрачные 52
— — — — массивные 51
Теплопотери вентилируемого помещения 37, 41
— суммарные 37
Теплосодержание (см. Энтальпия) 20
Теплота парообразования 20
Термоанемометр 405, 407, 408
Термограф 405
Термометр 405
Терморегулятор 419
Точки критические 66, 67
Требования к вентиляции санитарно-гигиенические 5, 13
— — — технологические 5, 13
Тройник 164
Труба аэродинамическая 275
— Вентури 222
— для выброса вредных веществ 401
Туманы (см. Аэрозоли) 8

У

Увлажнение воздуха 16
Уравнение баланса влаги 40
— — воздуха 39, 289
— — вредных веществ 40
— — тепла 39
— — — полного 40
— — — явного 40
— Меркеля 67
— оси струи воздушной завесы 321
— состояния газа 17
Уравнения связи 72
Уровень звукового давления 385
— звуковой мощности 386
— интенсивности звука 385
— шума допустимый 389
Условия гидродинамические 62
— граничные 66, 71
— комфортные 9
— начальные 71
— стандартные 18
Установка вентиляционная вытяжная 143
— — приточная 142
Устройства для раздачи воздуха:
насадки 146
патрубки 147
плафоны 148
Устройство воздухозаборное 335

Ф

Фактор возмущающий 54
— геометрический 62
— регулирующий 54
— температурный 61
Фильтр воздушный 335
— — пористый 230
— — смоченный 232, 233
— — сухой 230
— — электрический 230
— — ячейковый 230—232
Фонарь незадуваемый В. В. Батурина 308
— — МИОТ 308
— — с ветроотбойными щитами 308
Фонтан воздушный 122
Фрамуга 413

Х

Характеристика кинематическая 116
— сопротивления воздухопроницанию 286
— — — удельная 286
— тепловая 117
— — удельная 53
Характеристики звука 384

Ц

Циклон 214
— промыватель 221

Ч

Частота вращения вентилятора 411
Число Льюиса 67

Ш

Шахта вытяжная 14, 16, 309
Шероховатость стенок воздуховода 160
Шкаф вытяжной 240
Шум аэродинамический 388
— механический 388
Шумоглушители 391
Шлюзование активное 296
— пассивное 296

Э

Эксфильтрация внутреннего воздуха 16, 287
Энергия кинетическая относительная 108, 110, 111
Энтальпия влажного воздуха 20
— водяного пара 20
— сухого воздуха 20

Я

Ядро струи 317
Яды промышленные 75

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Глава I. **Санитарно-гигиенические и технологические основы вентиляции** . . 5
§ 1. Требования, предъявляемые к вентиляции 5
§ 2. Основные виды вредных выделений и их воздействие на организм человека 6
§ 3. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха 9

Глава II. **Классификация систем вентиляции** 12

§ 4. Виды вентиляции. Область применения систем вентиляции 12
§ 5. Воздушный режим здания. Три задачи воздушного режима 15

Глава III. **Свойства воздуха и процессы изменения его состояния** 16

§ 6. Свойства влажного воздуха 16
§ 7. $I-d$-диаграмма влажного воздуха 21
§ 8. Изображение в $I-d$-диаграмме процесса изменения тепловлажностного состояния влажного воздуха 25
§ 9. Изменение тепловлажностного состояния воздуха в вентиляционном процессе 26
§ 10. Процесс нагрева и охлаждения воздуха 26
§ 11. Процесс адиабатического увлажнения воздуха 27
§ 12. Процесс изотермического увлажнения воздуха 28
§ 13. Политропический процесс тепло- и влагообмена воздуха 29
§ 14. Процесс смешения воздуха 31
§ 15. Изображение процесса тепло- и влагообмена воздуха с водой в $I-d$-диаграмме 32

Глава IV. **Уравнение баланса воздуха в помещении. Уравнения балансов вредных выделений в помещении** 36

§ 16. Общие положения 36
§ 17. Уравнения балансов воздуха и вредных выделений в помещении 39

Глава V. **Тепловой режим помещения** 41

§ 18. Тепловой баланс помещения 41
§ 19. Теплопоступления от людей 43
§ 20. Теплопоступления от освещения 44
§ 21. Теплопоступления от электродвигателей, станков и механизмов . . . 45
§ 22. Теплопоступления от нагретого оборудования 45
§ 23. Теплопоступления с продуктами сгорания 49
§ 24. Теплопоступления от остывающего материала 49
§ 25. Передача тепла через ограждения помещения 50
§ 26. Составление приближенного теплового баланса помещения и здания по укрупненным показателям 53
§ 27. Меры теплозащиты 54
§ 28. Общая последовательность полного расчета теплового режима помещения 54

Глава VI. **Тепло- и влагообмен воздуха с водой** 60

§ 29. Тепло- и влагообмен на свободной поверхности воды 60
§ 30. Поступления тепла и влаги в помещение с поверхности воды и с водяным паром 63
§ 31. Тепло- и влагообмен в аппаратах кондиционирования воздуха 65

Глава VII. **Поступление в воздух помещений вредных веществ и пыли. Взрывоопасность газов и паров** 75

Стр.

§ 32. Краткая характеристика свойств вредных веществ и пыли 75
§ 33. Определение количества газов и паров, поступающих в воздух помещений 77
§ 34. Взрывоопасность газов и паров 82

Глава VIII. **Расчет воздухообмена в помещении** 83

§ 35. Определение требуемой производительности вентиляционных систем . . . 83
§ 36. Параметры воздуха в вентиляционном процессе. Выбор расчетного воздухообмена 90
§ 37. Нестационарный режим вентилируемого помещения. Аварийная вентиляция 96

Глава IX. **Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении** 101

§ 38. Общие положения 101
§ 39. Свободные изотермические струи 103
§ 40. Свободные неизотермические струи 112
§ 41. Струи, вытекающие через решетки 123
§ 42. Струи, настилающиеся на плоскость 124
§ 43. Свободные конвективные потоки, возникающие у нагретых поверхностей,— тепловые струи 126
§ 44. Струи, истекающие в ограниченное пространство 128
§ 45. Движение воздуха около вытяжных отверстий 129
§ 46. Схемы движения воздуха в вентилируемых помещениях 134

Глава X **Принципиальные схемы и конструктивные решения вентиляции** . . 137

§ 47. Принципиальные схемы решения вентиляции помещений в зданиях различного назначения 137
§ 48. Конструктивные решения вентиляционных систем 141
§ 49. Устройства для забора воздуха 143
§ 50. Приточные и вытяжные отверстия 144
§ 51. Вентиляционные камеры 148
§ 52. Вентиляционные каналы и воздуховоды 152

Глава XI. **Основы аэродинамики вентиляционных систем** 158

§ 53. Основные понятия 158
§ 54. Распределение давлений в системах вентиляции 165
§ 55. Аэродинамический расчет систем вентиляции 170
§ 56. Расчет вытяжных систем вентиляции по статическому давлению 176
§ 57. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания 184

Глава XII **Устройства для нагревания воздуха** 195

§ 58. Классификация калориферов 195
§ 59. Устройство калориферов 195
§ 60. Установка калориферов 200
§ 61. Расчет калориферов 202
§ 62. Защита калориферов от замерзания 204

Глава XIII **Очистка вентиляционного воздуха** 209

§ 63. Общие сведения 209
§ 64. Классификация обеспыливающих устройств и характеристика их действия 210
§ 65. Классификация пылеуловителей 211
§ 66. Сухие пылеуловители 213
§ 67. Мокрые пылеуловители 220
§ 68. Тканевые пылеуловители 225
§ 69. Электрические пылеуловители 227
§ 70. Классификация воздушных фильтров 229
§ 71. Сухие пористые фильтры 230
§ 72. Смоченные пористые фильтры 232
§ 73. Фильтрующий материал ФП 234
§ 74. Фильтры для тонкой и сверхтонкой очистки воздуха от пыли, микроорганизмов и частиц радиоактивных аэрозолей 235
§ 75. Индивидуальный агрегат для очистки воздуха от пыли 237
§ 76. Подбор пылеуловителей и фильтров 238

Глава XIV. **Системы местной вентиляции** 238

Стр

§ 77. Местная вытяжная вентиляция 238
§ 78. Вытяжные шкафы 240
§ 79. Бортовые и кольцевые отсосы 242
§ 80. Вытяжные зонты 255
§ 81. Местные отсосы для улавливания пыли 258
§ 82. Воздушные души 263

Глава XV. **Основы аэродинамики здания** 269

§ 83. Обтекание здания потоком воздуха, зона аэродинамического следа . . . 269
§ 84. Аэродинамические характеристики здания 272
§ 85. Подобие аэродинамических процессов 274
§ 86. Аэродинамическая труба. Гидравлические лотки 275

Глава XVI. **Эпюры давления воздуха на ограждения здания** 277

§ 87. Общие положения 277
§ 88. Построение эпюр 278

Глава XVII. **Неорганизованный воздухообмен в помещениях** 285

§ 89. Общие положения 285
§ 90. Неорганизованный воздухообмен в промышленных зданиях 289
§ 91. Неорганизованный воздухообмен в многоэтажных жилых и общественных зданиях 291
§ 92. Способы расчета неорганизованного воздухообмена в многоэтажных зданиях 293

Глава XVIII. **Аэрация помещений промышленного здания** 296

§ 93. Области применения аэрации 296
§ 94. Способы расчета аэрации : 297
§ 95. Конструктивное оформление аэрационных устройств 307

Глава XIX. **Воздушные завесы** 310

§ 96. Общие сведения 310
§ 97. Классификация воздушных завес 311
§ 98. Особенности проектирования воздушных завес 313
§ 99. Особенности струй воздушных завес 315
§ 100. Расчет воздушных завес 322

Глава XX. **Совмещение вентиляции с воздушным отоплением** 326

§ 101. Классификация систем воздушного отопления промышленных зданий . . 326
§ 102. Расчет воздушного отопления 327
§ 103. Воздушно-отопительные агрегаты 329

Глава XXI. **Основы кондиционирования воздуха** 331

§ 104. Общие сведения 331
§ 105. Классификация систем кондиционирования воздуха 332
§ 106. Центральные однозональные системы кондиционирования воздуха. Выбор схемы обработки воздуха 335
§ 107. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха . . . 358
§ 108. Типовые элементы кондиционеров центральных систем 361
§ 109. Местные неавтономные кондиционеры 363
§ 110. Местно-центральные системы кондиционирования воздуха 364
§ 111. Местные автономные кондиционеры 365

Глава XXII. **Пневматический транспорт материалов и отходов** 366

§ 112. Общие сведения 366
§ 113. Перемещение частицы материала в потоке воздуха 367
§ 114. Внутрицеховые системы пневматического транспорта древесных отходов 371
§ 115. Межцеховые системы транспорта материалов и древесных отходов . . . 373
§ 116. Основное оборудование и воздуховоды для систем пневматического транспорта 374
§ 117. Расчет систем пневматического транспорта 376

Глава XXIII. **Борьба с шумом и вибрациями в вентиляционных системах** . . 384

Стр.

§ 118. Звук и шум, их природа и особенности 384
§ 119. Источники возникновения шума 387
§ 120. Пути распространения шума 388
§ 121. Нормирование шумов 389
§ 122. Основные положения акустического расчета вентиляционной системы . . 389
§ 123. Мероприятия по снижению уровней звукового давления 390
§ 124. Конструкции шумоглушителей 391
§ 125. Расчет шумоглушителей 392
§ 126. Виброизоляция вентиляционных установок 393

Глава XXIV. **Защита воздушного бассейна** 395

§ 127. Общие сведения о загрязнении атмосферы 395
§ 128. Методы очистки воздуха от вредных примесей 399
§ 129. Расчет распространения вредных веществ в атмосфере 401

Глава XXV. **Испытание и эксплуатация систем вентиляции** 404

§ 130. Основные положения 404
§ 131. Приборы для технического контроля за работой вентиляции 405
§ 132. Испытание вентиляционных установок 410
§ 133. Регулирование систем механической и естественной вентиляции 413
§ 134. Эксплуатация систем вентиляции 415

Глава XXVI. **Режимы работы и регулирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха** 415

§ 135. Основные понятия 415
§ 136. Анализ годового режима и выбор контуров регулирования 416
§ 137. Автоматизация процесса регулирования 421
§ 138. Годовое изменение тепловой нагрузки на системы вентиляции и кондиционирования воздуха 424
§ 139. Годовые расходы тепла и холода системами вентиляции и кондиционирования воздуха 426

Список литературы 428

Предметный указатель 430

Вячеслав Николаевич Богословский
Владимир Иванович Новожилов
Борис Дмитриевич Симаков
Владимир Павлович Титов

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

В двух частях

Часть II. Вентиляция

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией И. П. Сквордова
Редактор М. А. Шершукова
Мл. редактор А. А. Минаева
Внешнее оформление художника И. А. Шиляева
Технические редакторы Н. В. Высотина, Т. В. Кузнецова
Корректоры Л. С. Лелягина, Н. П. Чугунова, Л. П. Бирюкова

Сдано в набор 27/XII 1975 г. Подписано к печати 21/VI 1976 г. Т-08467. Формат 70×108 1/16 д. л Бумага типографская № 3. 38,50 усл. печ л. (уч.-изд. 35,18 л) Тираж 50 000 экз. Изд. № AI—4404. Зак. 425. Цена в пер. № 5 — 1 р. 37 к., цена в пер. № 7 — 1 р. 55 к.

Стройиздат
103006, Москва, Каляевская, 23а

Владимирская типография Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
600610, гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-б.

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

часть II