Библиотека СОК

697
И-20

ДЛЯ ВУЗОВ

О. П. Иванов
В. О. Мамченко

АЭРОДИНАМИКА И ВЕНТИЛЯТОРЫ

• МАШИНОСТРОЕНИЕ •

ДЛЯ ВУЗОВ

О. П. Иванов
В. О. Мамченко

АЭРОДИНАМИКА И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»



ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1986

ББК 30.124я7
И20
УДК 621.63 (075.8)

Рецензенты М. И. Гримитлин;
кафедра кондиционирования воздуха Одесского технологического института холодильной промышленности

Иванов О. П., Мамченко В. О.

И20 Аэродинамика и вентиляторы: Учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. — 280 с., ил.

В пер.: 90 коп.

И $\frac{2307000000\text{-}088}{038\ (01)\text{-}86}$ 88-86

ББК 30.124я7
6П2.4

© Издательство «Машиностроение», 1986 г.

Вентиляция и кондиционирование воздуха в последние десятилетия широко применяются в различных отраслях народного хозяйства и служат не только для улучшения условий труда и быта человека, но и обеспечивают технологию многих производств. Основной задачей систем вентиляции (СВ) и кондиционирования воздуха (СКВ) является создание в помещениях различных по назначению объектов заданных нормируемых параметров воздушной среды. Эти системы включают в себя машины и устройства, предназначенные для обработки, подачи, удаления, перемещения и распределения воздуха в помещениях объектов.

Специфика СВ, СКВ и объектов, обслуживаемых ими, ставит ряд сложных аэродинамических задач и требует нового оборудования. В связи с этим в учебнике «Аэродинамика и вентиляторы» на базе классического подхода рассмотрены решения большого класса аэродинамических задач и расчеты вентиляторов применительно к технике вентиляции и кондиционирования воздуха. Это является его отличием от ранее выпущенной учебной литературы. Именно поэтому в учебнике последовательно рассматриваются основные закономерности аэродинамики, решение классических и прикладных задач, теория и расчет вентиляторов и их аэродинамические и акустические характеристики. Большинство разделов снабжено численными примерами расчетов, помогающих студенту усвоить пройденный материал.

В прикладных разделах учебника даются инженерные методики и алгоритмы расчета таких элементов СВ и СКВ, как вентиляторы, сети воздуховодов, заборные и распределительные устройства. Рассмотрены также особенности конструкций этих элементов, вопросы их испытаний, наладки, монтажа и эксплуатации.

Комплексность подхода к материалу является второй отличительной особенностью учебника, рассчитанного на подготовку будущих инженеров-механиков, специализирующихся в технике кондиционирования воздуха и вентиляции.

Большой вклад в решение вопросов аэродинамики, техники вентиляции и кондиционирования воздуха внесли такие ученые, как Г. Н. Абрамович, А. Д. Альтшуль, М. И. Гримитлин, Л. С. Клячко, В. Н. Талиев, И. А. Шепелев и др.

Приоритет создания центробежного вентилятора принадлежит по праву русскому военному инженеру А.А. Саблукову. В дальнейшем в нашей стране было создано отечественное вентиляторостроение, опирающееся на разработки в основном Центрального аэрогидродинамического института (ЦАГИ), организатором которого был

Н. Е. Жуковский. Среди работ отечественных ученых и специалистов следует отметить труды И. В. Брусиловского, Г. Г. Вахвахова, М. П. Калинушкина, В. И. Поликовского, Т. С. Соломаховой, К. А. Ушакова, А. Н. Шерстюка и многих других.

При изложении материала в равной мере уделялось внимание выяснению физической сущности явлений и развитию расчетных методов, учитывались возможности современных ЭВМ и тенденции к автоматизированному конструированию.

Гл. 1, 2, 4, 7, 10, 11, 12, 13 написаны д-ром техн. наук профессором Ивановым О. П.; гл. 3, 6, 8, 9 — канд. техн. наук доц. Мамченко В. О.; гл. 5 — канд. техн. наук Бурцевым С. И. при участии Иванова О. П.

Авторы выражают благодарность инженерам Г. В. Праушкиной и Л. И. Венеровой за большую помощь в оформлении и подготовке рукописи.

Аэродинамика является теоретической основой авиации, метрологии, вентиляции и других отраслей народного хозяйства. Вентиляторы как побудители движения газа используются в энергетических, химических, пищевых и др. системах и установках. В настоящем учебнике рассмотрены вопросы техники вентиляции и кондиционирования воздуха. Поэтому прежде всего определим основные понятия, что такое вентиляция и кондиционирование воздуха.

Вентиляция — это регулируемый воздухообмен в помещениях; система мер для создания воздушной среды, благоприятной для здоровья человека, а также отвечающей требованиям технологического процесса, сохранения оборудования и строительных конструкций здания, материалов, продуктов и т. д.

Вентиляция бывает общеобменной (общей), создающей одинаковые температуру, чистоту воздуха и его подвижность во всем помещении, местной и комбинированной. Различают вентиляцию естественную и искусственную (механическую), осуществляемую преимущественно вентилятором. Побочные вредные производственные выбросы, такие как пыль, пары и газы, в промышленных зданиях удаляются пылеосадочными камерами, фильтрами, устройствами местной вытяжки.

Кондиционирование воздуха — это создание и автоматическое поддержание температуры, относительной влажности, чистоты, состава, скорости движения воздуха, наиболее благоприятных для самочувствия людей (комфортное кондиционирование) или ведения технологических процессов, работы оборудования и приборов (технологическое кондиционирование) в закрытых помещениях, средствах транспорта и т. д.

Системы кондиционирования могут выполнять функции приточной вентиляции. Кондиционирование воздуха осуществляется системами кондиционирования, представляющими собой совокупность технических средств, служащих для приготовления (кондиционеры), смешения (камеры смешения) и распределения (каналы, воздухораспределительные устройства) воздуха, автоматического регулирования его параметров, дистанционного контроля и управления всеми процессами.

Кондиционер — это агрегат для обработки и перемещения воздуха в системах кондиционирования.

Из широкого круга задач, решаемых системами вентиляции (СВ) и системами кондиционирования воздуха (СКВ), можно выделить следующие: обеспечение требуемой подвижности воздуха в помещении; приготовление воздуха при прохождении его через аппараты

кондиционера; смешение воздуха; транспортировка воздуха по каналам; распределение воздуха в помещении; фильтрация воздуха; аэрация зданий, теоретической базой для которых является аэромеханика.

Аэромеханика — раздел механики, изучающий равновесие и движение газообразных сред и механические воздействия этих сред на погруженные в них твердые тела. Аэромеханика подразделяется на аэростатику и аэродинамику.

Аэростатика — раздел аэромеханики, изучающий условия равновесия газов и действие неподвижных газов на погруженные в них твердые тела.

Аэродинамика — раздел аэромеханики, изучающий законы движения газообразной среды и ее силовое взаимодействие с неподвижными или движущимися в ней обтекаемыми твердыми телами и являющийся теоретической основой авиации, метрологии, вентиляции и кондиционирования воздуха. Основные задачи, решаемые аэродинамикой, — определение подъемной силы и силы сопротивления; распределение давления и скоростей; направления струй на поверхности твердых тел, находящихся в воздушном потоке. Этот раздел связан с решением широкого круга задач, являющихся основными при исследовании, расчете, конструировании, наладке и эксплуатации оборудования и систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В основу решения этих задач положены следующие уравнения аэродинамики: неразрывности или сплошности потока; энергии; количества и моментов движения; теории деформации; движения и др.

В практике расчетов оборудования СВ и СКВ инженеру приходится решать задачи с использованием этих уравнений.

При расчете потерь давления в воздуховодах (каналах) и арматуре используются основные положения теории пограничного слоя, обусловленного силами вязкости. При решении вопросов, связанных с распределением воздуха в помещении, необходимо знание особенностей струйных течений, также описываемых с помощью уравнений аэродинамики. Наиболее полное исследование этого вопроса принадлежит Г. Н. Абрамовичу. Способы распределения воздуха в помещении предопределяют необходимость знания теории свободных изотермических и неизотермических струй различной конфигурации.

Если в помещении находятся предметы, температура которых отличается от температуры воздуха, то около их поверхности возникают конвективные струи. Эти потоки искажают поля температур, скоростей и влажности в помещении и должны учитываться при организации воздухораспределения в объекте. Для раздачи воздуха используются различные устройства и приспособления: воздуховоды равномерной раздачи, воздухораспределители с продольной щелью переменной ширины, конусные воздухораспределители, воздухораспределители с отверстиями одинаковой площади.

При локальной системе раздачи воздуха используется такой прием, как воздушное душирование. Большой вклад в решение во-

просов распределения воздуха внесли М. И. Гримитлин, И. А. Шепелев и др.

В практике разработки систем вентиляции широкое применение нашел метод моделирования. На моделях, например, изучают вопросы аэрации зданий для выявления законов воздухообмена и их температурного режима.

В результате экспериментальных исследований получают значения аэродинамических коэффициентов подъемной силы C_y, лобового сопротивления C_x и момента аэродинамических сил для обтекаемых тел и их частей. Аэродинамические коэффициенты зависят от формы профиля, формы в плане и угла атаки. Аэродинамические коэффициенты применяют при экспериментальных определениях подъемной силы, лобового сопротивления, потерь давления на трение, моментов аэродинамических сил и др., действующих на модель, отдельные части или все оборудование во время продувки их в аэродинамической трубе.

Аэродинамическое сопротивление — аэродинамическая сила, тормозящая движение тел в воздухе или газе либо препятствующая движению воздуха или газа около тела. Аэродинамическое сопротивление пропорционально квадрату скорости (до околозвуковых скоростей), площади поперечного сечения и коэффициенту аэродинамического сопротивления, зависящему от формы (профиля) тела и угла атаки.

Основным элементом СВ и СКВ является вентилятор, предназначенный для перемещения воздуха.

Вентилятор — устройство, создающее избыточное давление воздуха и других газов до 15 кПа для их перемещения при проветривании помещений, транспортировании аэросмесей по трубопроводам и т. д. Основы теории современного расчета вентиляторов были разработаны в 30-е годы в вентиляторной секции экспериментального аэродинамического отдела Центрального аэрогидродинамического института (ЦАГИ). В работах современных ученых эти основы получили дальнейшее развитие.

Вентиляторы находят широкое применение во всех отраслях народного хозяйства. На их привод потребляется огромное количество электроэнергии, вырабатываемой в стране. Поэтому создание новых высокоэкономичных вентиляторов, имеющих устойчивые характеристики, имеет большое народнохозяйственное значение. В настоящее время разработано и производится большое количество типов и видов вентиляторов. Из всего их разнообразия в настоящей книге особое внимание уделяется вентиляторам, используемым в системах кондиционирования воздуха и вентиляции. Как правило, такие системы работают на переменных режимах, именно поэтому экономичность работы вентиляторов в них существенно зависит от правильности выбора способа регулирования производительности, точности согласования аэродинамических характеристик сетей воздуховодов и вентилятора.

Сети воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования — это сложные разветвленные схемы, наладка которых представляет

собой непростую задачу. Экономичность систем вентиляции и кондиционирования воздуха во многом определяется правильной организацией воздухораспределения в помещении и забора наружного воздуха. Поэтому в настоящей книге рассмотрены основы теории аэродинамики применительно к задачам транспортировки воздуха по сетям воздуховодов, распределения воздуха в объеме помещения, забора наружного воздуха и движения воздуха в проточной части вентилятора, а также методика расчета сетей воздуховодов, воздухораспределительных и воздухозаборных устройств, отдельных вентиляторов и их аэродинамических и акустических характеристик.

Определенное внимание уделено вопросам испытаний, наладки и монтажа вентиляторных установок, работающих в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Некоторые разделы снабжены краткими примерами расчетов. В приложении собран минимально необходимый справочный материал для выполнения проектных расчетов вентиляторов и сетей воздуховодов, систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Глава 1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ АЭРОДИНАМИКИ

Для расчета вентиляторов и элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо вспомнить некоторые основные уравнения гидравлики, термодинамики и газодинамики.

При рассмотрении процессов гидроаэромеханики отказываются от рассмотрения молекулярного строения веществ, а принимают жидкость и газ за сплошные среды, заполняющие пространство канала или русло. Именно это позволило применить в аэродинамике аппарат математического анализа.

1.1. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Струйку газа, поперечные размеры которой настолько малы, что в каждом ее сечении можно принять постоянными и одинаковыми скорость c, плотность ρ, давление p и температуру T, назовем *элементарной струйкой газа.*

Рассмотрим установившееся течение, при котором в любой точке пространства все параметры среды остаются неизменными во времени.

Траекторией частицы называется линия, по которой происходит последовательное во времени перемещение частицы.

В струйке рассмотрим объем газа, заключенный между сечениями *1—1* и *2—2* (рис. 1.1). За время $d\tau$ рассматриваемый объем переместится и займет новое положение между сечениями *1′—1′* и *2′—2′*.

При установившемся течении и отсутствии разрывов сплошности в движущейся среде приток газа принимается равным его расходу

$$dm_1 = dm_2 = dm. \tag{1.1}$$

Обозначим расстояние между сечениями *1—1* и *1′—1′* через $dl_1 = c_1\, d\tau$, где c_1 — скорость газа в сечении *1—1*. Тогда с учетом (1.1) имеем

$$\rho_1 c_1 F_1\, d\tau = \rho_2 c_2 F_2\, d\tau$$

или

$$\rho_1 F_1\, dl_1 = \rho_2 F_2\, dl_2. \tag{1.2}$$

Выражение (1.2) и есть уравнение расхода и неразрывности для единичной элементарной струйки. Оно выражает закон сохранения массы для струйки.

Если газ в струйке несжимаем и поток изотермичен, т. е. $\rho = \text{const}$ и $T = \text{const}$, то выражение (1.2) примет вид

$$c_1 F_1 = c_2 F_2, \tag{1.3}$$

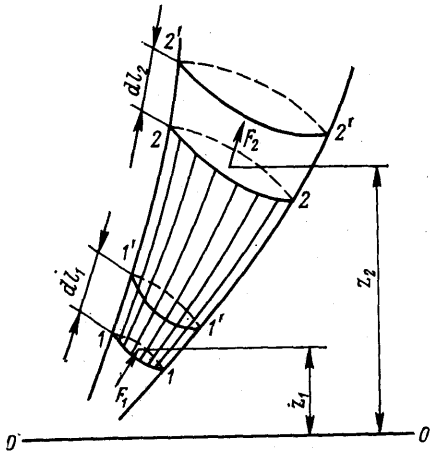


Рис. 1.1. Элементарная струйка

откуда следует равенство объемных расходов. Произведение $c\rho = M/F = j$ называется плотностью тока. Массовый расход M всех элементарных струек также должен быть неизменным

$$\int_{F_1} \rho_1 c_1 \, dF_1 = \int_{F_2} \rho_2 c_2 \, dF_2. \qquad (1.4)$$

Вводя понятие о средней плотности тока $(c\rho)_{ср}$, получаем

$$(\rho_1 c_1)_{ср} F_1 = (\rho_2 c_2)_{ср} F_2. \qquad (1.5)$$

Оперируя осевой скоростью $c_{ос}$ и введя понятие о коэффициенте поля $k = c_{ср}/c_{ос}$, получим

$$k_1 F_1 c_{1\,ос} = k_2 F_2 c_{2\,ос}.$$

При этом

$$k = c_{ср}/c_{ос} = \frac{1}{c_{ос} F} \int_F c \, dF = \int_0^1 \bar{c} \, d\bar{F},$$

где

$$\bar{c} = c/c_{ос} \text{ и } d\bar{F} = dF/F.$$

Пример 1.1. Определить среднюю скорость воздуха на выходе из круглого конфузора $d_{вых}/d_{вх} = 0{,}5$. Средняя скорость воздуха на входе $c_{вх} = 1{,}0$ м/с. Плотность воздуха не меняется.

Запишем уравнение расхода

$$\frac{\pi d_{вх}^2}{4} c_{вх.ср} = \frac{\pi d_{вых}^2}{4} c_{вых.\,ср}.$$

Отсюда скорость, определяемая по условию задачи, равна

$$c_{вых.\,ср} = c_{вх.ср} \left(\frac{d_{вх}}{d_{вых}}\right)^2 = 1{,}0\,(2{,}0)^2 = 4 \text{ м/с}.$$

Уравнение неразрывности для элементарного объема газа может быть выведено следующим образом.

Пусть масса элемента газа остается постоянной за все время движения или же меняется в случае изменения плотности газа. Рассмотрим элементарный объем газа с гранями dx, dy, dz. В объем параллелепипеда через входные грани за время $d\tau$ втекают массы газа, равные:

$$\left.\begin{aligned} dM_1 &= \rho \, dy \, dz u \, d\tau; \\ dM_2 &= \rho \, dx \, dz v \, d\tau; \\ dM_3 &= \rho \, dx \, dy w \, d\tau. \end{aligned}\right\} \qquad (1.6)$$

За тот же промежуток времени $d\tau$ через выходные грани вытекают массы газа, равные:

$$\left.\begin{aligned} dM_1' &= dy\,dz\left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}\,dx\right)d\tau; \\ dM_2' &= dx\,dz\left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y}\,dy\right)d\tau; \\ dM_3' &= dx\,dy\left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\,dz\right)d\tau. \end{aligned}\right\} \qquad (1.7)$$

Вычитая из (1.6) выражение (1.7), найдем увеличение массы газа в объеме параллелепипеда $dx\,dy\,dz$ за время $d\tau$:

$$\left.\begin{aligned} \Delta M_1 &= -\,dx\,dy\,dz\,\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}; \\ \Delta M_2 &= -\,dx\,dy\,dz\,\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}; \\ \Delta M_3 &= -\,dx\,dy\,dz\,\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}. \end{aligned}\right\} \qquad (1.8)$$

Как указывалось ранее, изменение массы возможно лишь вследствие изменения плотности газа. В течение времени $d\tau$ масса $\rho\,dx\,dy\,dz$ изменяется на величину

$$dx\,dy\,dz\,\frac{\partial\rho}{\partial\tau}\,d\tau. \qquad (1.9)$$

Просуммировав выражение (1.8) по осям и приравняв его к выражению (1.9), получим

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial\rho}{d\tau} = 0. \qquad (1.10)$$

Уравнение (1.10) называется уравнением неразрывности в дифференциальной форме.

В случае, когда плотность газа не меняется ($\rho = \text{const}$), уравнение неразрывности принимает вид

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0 \text{ или } \operatorname{div} c = 0. \qquad (1.11)$$

1.2. УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ

Составим баланс энергии в неподвижной системе координат при установившемся движении, используя закон сохранения энергии. Для этого исследуем преобразование энергии в одной и той же массе газа, первоначально занимающей объем между сечениями *1—1 ÷ 2—2*, а через бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ переместившейся в положение между сечениями *1′—1′÷2′—2′* (рис. 1.1). Приращение энергии равно разности количеств энергии.

Приращение кинетической энергии

$$dE_к = dM\,\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \qquad (1.12)$$

Приращение потенциальной энергии

$$dE_п = dMg\,(z_2 - z_1). \qquad (1.13)$$

Приращение внутренней энергии

$$dE_т = dMc_v(T_2 - T_1), \tag{1.14}$$

где c_v — изохорная теплоемкость.

Приращение энергии сил давления

$$dE_p = \frac{dM}{\rho}(p_1 - p_2). \tag{1.15}$$

Согласно первому закону термодинамики, суммарное количество подведенной к газу теплоты и совершенной работы сил давления равно сумме работ технической $L_т$ и трения $L_{тр}$ и изменению кинетической, потенциальной и внутренней энергии газа

$$dQ + \frac{dM}{\rho}(p_1 - p_2) = dL_т + dL_{тр} + dM\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \\ + dMg(z_2 - z_1) + dMc_v(T_2 - T_1). \tag{1.16}$$

Для 1 кг газа имеем

$$q + \left(\frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho}\right) = l_т + l_{тр} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + c_v(T_2 - T_1). \tag{1.17}$$

Заметим, что теплота к газу может быть подведена как извне $q_{нар}$, так и в результате преобразования работы трения $q_{вн} = l_{тр}$. Общее количество подведенной теплоты равно сумме этих составляющих

$$q = q_{нар} + q_{вн} = q_{нар} + l_{тр}.$$

Из уравнения состояния идеального газа получаем

$$p = \rho RT,$$

а из уравнения Майера — $c_v = c_p - R$, тогда выражение для внутренней энергии примет вид

$$c_v(T_2 - T_1) = (c_p - R)(T_2 - T_1) = i_2 - i_1 - \left(\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho}\right), \tag{1.18}$$

а уравнение (1.17) может быть представлено следующим образом:

$$q_{нар} - l_т = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + (i_2 - i_1). \tag{1.19}$$

Заметим, что, если пренебречь изменением потенциальной энергии, скорости и теплообменом с окружающей средой, из уравнения (1.19) получим

$$-l_т = i_2 - i_1, \text{ т. е. } i_2 = i_1 - l_т.$$

Поскольку работа вентилятора, компрессора и газодувки отрицательна $l_т < 0$, то энтальпия, а следовательно, и температура воздуха на выходе из нагнетателя должны повышаться. Если скорость изменяется существенно, то

$$-l_т = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \tag{1.20}$$

При изоэнтальпийном процессе $i_2 = i_1$ техническая работа l_T полностью расходуется на изменение кинетической энергии потока.

Если $q_{\text{нар}} = 0$ и $l_{\text{т}} = 0$, то уравнение (1.20) принимает вид

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2} = i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i + \frac{c^2}{2} = \text{const}.$$

Следовательно, если струю воздуха затормозить полностью, энтальпия газа достигает значения i_0 (полная энтальпия)

$$i_0 = i + \frac{c^2}{2}, \tag{1.21}$$

а соответствующая ей абсолютная температура, называемая температурой торможения, — значения $T_0 = i_0/c_p$. Следовательно, температурой торможения называется температура, которую принимает газ при изменении его скорости от c до нуля.

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p}. \tag{1.22}$$

Пример 1.2. Определить температуру торможения потока воздуха, движущегося со скоростью $c = 100$ м/с и имеющего температуру $T = 300$ К.

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} = 300 + \frac{(100)^2}{2 \cdot 1000} = 305 \text{ К}.$$

Для двух бесконечно близких сечений струйки и 1 кг газа уравнение (1.17) может быть записано в виде

$$dq = d(p/\rho) + dl_{\text{т}} + du + dl_{\text{тр}} + d(c^2/2) + g\,dz. \tag{1.23}$$

Если система координат движется со скоростью газа c, то газ можно считать неподвижным и для 1 кг этого газа записать первый закон термодинамики в следующем виде:

$$dq = du + pd(1/\rho). \tag{1.24}$$

Вычитая из (1.23) выражение (1.24), получаем

$$-dl_{\text{т}} - dl_{\text{тр}} = d\left(\frac{c^2}{2}\right) + g\,dz + d(p/\rho) - p\,d(1/\rho). \tag{1.25}$$

Имея в виду, что $d(p/\rho) = pd(1/\rho) + (1/\rho)\,dp$, получим

$$-dl_{\text{т}} = d(c^2/2) + g\,dz + dp/\rho + dl_{\text{тр}}. \tag{1.26}$$

Уравнение (1.26) представляет собой уравнение энергии в механической форме. После интегрирования уравнения (1.26) имеем

$$-l_{\text{т}} = (c_2^2 - c_1^2)/2 + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 dp/\rho + l_{\text{тр}}. \tag{1.27}$$

Полученное уравнение носит название обобщенного уравнения Бернулли. Оно связывает скорость движения, давление и плотность газа с учетом производимой газом технической работы $l_{\text{т}}$, работы сил трения $l_{\text{тр}}$ и изменения потенциальной энергии $g(z_2 - z_1)$.

В случае, когда техническая работа $l_{\text{т}} = 0$ и отсутствуют потери на трение, уравнение (1.27) принимает вид

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0. \tag{1.28}$$

В этом уравнении первый член выражает энергию давления, второй — кинетическую энергию, третий — запас потенциальной энергии потока 1 кг газа. При этом размерность слагаемых: [(Н·м)/кг] = [(кг·м/с²)·м/кг] = [м²/с²]. Уравнение (1.28) можно переписать в форме:

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho}+\frac{c_1^2}{2}+gz_1=\frac{p_2}{\rho}+\frac{c_2^2}{2}+gz_2=\text{const};\\ \frac{p}{\rho}+\frac{c^2}{2}+gz=\text{const}. \end{aligned}\right\} \qquad (1.29)$$

Последнее выражение представляет собой упрощенную форму записи уравнения Бернулли. Если все члены уравнения (1.29) разделить на g, размерность их будет [м]

$$H=\frac{p}{g\rho}+\frac{c^2}{2g}+z=\text{const}. \qquad (1.30)$$

Уравнение (1.29) составлено для 1 кг, а (1.30) для 1 м³ газа. Величины $p/g\rho$, $c^2/2g$, z называют соответственно пьезометрической, скоростной и нивелирной высотами.

Левая часть уравнения Бернулли, записанного в виде

$$p+\frac{\rho c^2}{2}+g\rho z=\text{const}, \qquad (1.31)$$

представляет собой сумму статического p, динамического $\rho c^2/2$ и нивелирного $g\rho z$ давлений (размерность каждого из членов Н/м²).

Графическая интерпретация уравнения Бернулли представлена для элементарной струйки на рис. 1.2. Величина H может быть представлена совокупностью отрезков z, $\frac{c^2}{2}$ и $p/(\rho g)$, как это изображено на рисунке. Соединив между собой концы отрезков H, получим кривую и плоскость, которые называются соответственно линией и плоскостью полного напора. Соединив концы отрезков $p/(g\rho)$, получим линию, которую называют пьезометрической линией или пьезометрической кривой. Из рис. 1.2 можно видеть, как по длине струйки меняются слагаемые, входящие в уравнение Бернулли. Если сечение струйки расширяется, то уменьшается скорость c и скоростное давление $\rho c^2/2$, однако при этом сумма $z+p/(g\rho)$ возрастает.

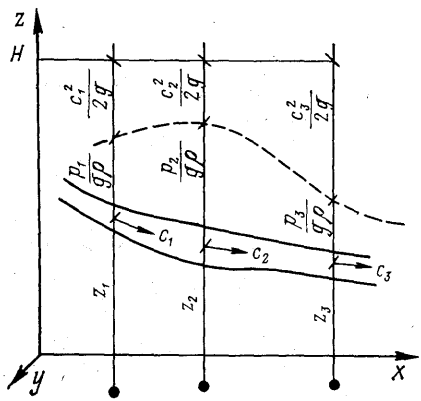


Рис. 1.2. К выводу уравнения Бернулли

В аэродинамике чаще пользуются упрощенной формой уравнения Бернулли, соответствующей режиму, при котором отсутствуют техническая работа ($l_т=0$), работа трения ($l_{тр}=0$) и запас потен-

циальной энергии не изменяется. Для этого режима уравнение Бернулли запишется в следующих формах:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{const} \quad \text{или} \quad \frac{\rho c^2}{2} + p = \text{const}. \tag{1.32}$$

1.3. УРАВНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

Из курса теоретической механики известно, что элементарное изменение количества движения равно элементарному импульсу силы и обычно представляется в виде

$$d\,(mu) = F_x\,d\tau, \tag{1.33}$$

где F_x — сумма проекций на какую-либо ось всех приложенных к телу массой m сил; u — проекция скорости на ту же ось; $d\tau$ — время действия силы F. Применительно к элементарной струйке жидкости (газа) (см. рис. 1.1) сумма проекций импульсов всех сил, приложенных к массе жидкости, заключенной между сечениями *1—1* и *2—2*, равняется изменению проекции суммарного количества движения

$$F_x\,d\tau = d\sum mu. \tag{1.34}$$

Рассмотрим изменение суммарного количества движения $d\sum mu$ за время $d\tau$, в течение которого выделенная масса переместится из объема *1—1÷2—2* в объем *1′—1′÷2′—2′*. Для установившегося движения суммарный прирост количества движения должен быть равен разности количеств движения, взятых соответственно для масс *2—2÷2′—2′* и *1—1÷1′—1′*,

$$d\sum mu = (u_2 - u_1)\,dm, \tag{1.35}$$

где dm — масса элемента *1—1÷1′—1′*.

Элементарная масса dm равна произведению секундного массового расхода газа за промежуток времени

$$dm = M\,d\tau, \tag{1.36}$$

где M — массовый расход газа в единицу времени.

Объединяя (1.35) и (1.36), имеем

$$d\sum mu = (u_2 - u_1)\,M\,d\tau, \tag{1.37}$$

где mu — произведение массы, протекающей за 1 с через данное поперечное сечение, на скорость потока, называемое секундным количеством движения. Тогда уравнение количества движения для потока газа, согласно которому сумма проекций всех сил, приложенных к струе газа на любом ее участке, равна приращению проекции секундного количества движения на этом участке или, что то же самое, произведению секундного массового расхода на приращение проекции скорости, примет вид

$$F_x = M\,(u_2 - u_1). \tag{1.38}$$

Это уравнение положено в основу вывода уравнения движения Навье—Стокса.

1.4. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ

В общем случае течение определяется вектором скорости

$$c = iu + jv + kw, \tag{1.39}$$

где u, v и w — проекции вектора скорости газа c на оси прямоугольной системы координат. При этом газ имеет давление p и плотность ρ. Для определения этих пяти неизвестных имеем следующие уравнения: неразрывности (закон сохранения массы), движения (закон сохранения импульса), состояния.

Из основного закона механики известно, что масса, умноженная на ускорение, равна сумме всех внешних сил, действующих на рассматриваемую массу. На частицу жидкости действуют массовые и поверхностные силы.

Обозначим через $K = \rho g$ массовые силы, отнесенные к единице объема, и через P — поверхностные силы, также отнесенные к единице объема. Тогда уравнение движения в векторной форме примет вид

$$\rho \frac{Dc}{d\tau} = K + P. \tag{1.40}$$

Массовые и поверхностные силы могут быть выражены через свои проекции на соответствующие оси:

$$\left.\begin{aligned} K &= iX + jY + kZ; \\ P &= iP_x + jP_y + kP_z. \end{aligned}\right\} \tag{1.41}$$

Массовые силы должны быть заданы; поверхностные силы зависят от скорости, с которой жидкость деформируется в рассматриваемом поле скоростей. В качестве массовых сил могут выступать гравитационные, центробежные и другие силы, обусловленные наведением в газе полей этих сил. К поверхностным силам относятся силы давления и силы трения.

Вывод уравнения движения или уравнения Навье—Стокса даже для несжимаемой жидкости довольно громоздкий. В его основе лежит теория напряженного состояния элементарного объема жидкости или газа, вызванного действием массовых и поверхностных сил.

Рассмотрим упрощенный вывод этого уравнения для одномерного течения несжимаемой жидкости газа. Скорость в потоке изменяется только по оси y. Выделим в потоке газа элементарный объем $dv = dx\,dy\,dz$. На этот объем в направлении x действуют силы: массовые, давления и трения (рис. 1.3).

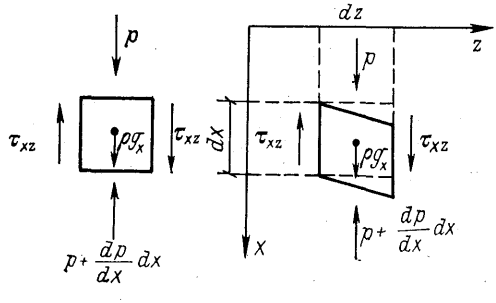


Рис. 1.3. К выводу уравнения движения

Массовая сила dX приложена в центре тяжести элемента. Ее проекция на ось x равна

$$dX = \rho g_x\, dV. \tag{1.42}$$

Равнодействующая сил давления $dP_x^{(p)}$, действующих на площадку $dy\,dz$, равна

$$dP_x^{(p)} = p\,dy\,dz - \left(p + \frac{dp}{dx}dx\right)dy\,dz = -\frac{dp}{dx}dV. \qquad (1.43)$$

Равнодействующая сил вязкостного трения, действующих на площадку $dx\,dz$, равна

$$dP_x^{(\text{тр})} = \left(\tau + \frac{d\tau}{dy}dy\right)dx\,dz - \tau\,dx\,dz = \frac{d\tau}{dy}dV, \qquad (1.44)$$

где $\tau = \mu\frac{du}{dy}$ — касательное напряжение силы трения, следовательно,

$$dP_x^{(\text{тр})} = \mu\frac{d^2u}{dy^2}dV. \qquad (1.45)$$

Суммируя dX, $dP_x^{(p)}$ и $dP_x^{(\text{тр})}$, получаем проекцию равнодействующей всех сил на ось x

$$\frac{F_x}{dV} = X + P_x = \left(\rho g_x - \frac{dp}{dx} + \mu\frac{d^2u}{dy^2}\right)dV. \qquad (1.46)$$

Согласно второму закону механики эта равнодействующая равна произведению массы элемента $\rho\,dV$ на его ускорение $Du/d\tau$. Учитывая силы инерции

$$\frac{F_x}{dV} = X + P_x = \rho\frac{Du}{d\tau}dV \qquad (1.47)$$

и приравнивая правые части уравнений (1.46) и (1.47), окончательно получаем

$$\rho\frac{Du}{d\tau} = \rho g_x - \frac{dp}{dx} + \mu\frac{d^2u}{dy^2}. \qquad (1.48)$$

Для трехмерного движения несжимаемой жидкости скоростное поле описывается тремя урвнениями движения, каждое соответственно в проекциях на оси x, y и z:

$$\left.\begin{aligned}
\rho\frac{Du}{d\tau} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right);\\
\rho\frac{Dv}{d\tau} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{d^2 v}{dy^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right);\\
\rho\frac{Dw}{d\tau} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right),
\end{aligned}\right\} \qquad (1.49)$$

где $\frac{D}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial\tau} + u\frac{\partial}{\partial x} + v\frac{\partial}{\partial y} + w\frac{\partial}{\partial z}$ — полная производная рассматриваемой величины.

Используя векторную форму записи, уравнение движения может быть представлено в следующем виде:

$$\rho\frac{Dc}{d\tau} = \rho g - \nabla p + \mu\nabla^2 c. \qquad (1.50)$$

В такой форме уравнение имеет смысл в случае, когда не учитывается зависимость физических параметров газа от температуры.

Для течения несжимаемой жидкости без трения можно получить строгие решения уравнения Навье—Стокса, так как в этом случае члены, зависящие от вязкости газа, равны нулю. Такие решения получены для ряда упрощенных случаев. Рассмотрим некоторые из них.

Пример 1.3. Решить уравнение Навье—Стокса для стационарного плоского течения в канале, ограниченном двумя параллельными плоскими стенками.

Ширина канала — $2b$, ось x совпадает с осью канала. Для рассматриваемого случая уравнение движения имеет вид

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

при граничных условиях $u = 0$ и $y = \pm b$. Так как канал имеет постоянное сечение и $\partial p/\partial y = 0$, из уравнения (1.50) видно, что $\partial p/\partial x = \text{const}$, поэтому проинтегрировав уравнение движения, получим

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (b^2 - y^2).$$

Следовательно, в канале имеет место параболическое распределение скоростей.

Пример 1.4. Решить аналогичную задачу для течения газа в круглом канале радиусом R. Пусть ось трубы совпадает с осью x. Радиальную координату y будем измерять от оси трубы. Составляющая скорости в осевом направлении равна u и зависит только от координаты y. Давление в каждом поперечном сечении трубы постоянно. При выбранных обозначениях и принятых допущениях уравнение Навье—Стокса примет вид

$$\mu \left(\frac{d^2 u}{dy^2} + \frac{1}{y} \frac{du}{dy} \right) = \frac{dp}{dx}$$

при граничных условиях $u = 0$ и $y = R$.

Решив уравнение, получим распределение скоростей по поперечному сечению трубы

$$u(y) = -\frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} (R^2 - y^2),$$

где $-\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{\Delta x} = \text{const}$.

Средняя скорость в поперечном сечении будет равна

$$\bar{u} = \frac{u_{\max}}{2} = \frac{R^2}{8\mu} \left(-\frac{dp}{dx} \right).$$

Следовательно, через поперечное сечение в единицу времени протекает количество газа, равное

$$L = \pi R^2 \bar{u} = \frac{\pi R^4}{8\mu} \left(-\frac{dp}{dx} \right).$$

Эта формула называется законом Хагена—Пуазейля для течения в круглой трубе.

Как видно из приведенных примеров, уравнение Навье—Стокса может быть точно решено только для очень простых случаев течения. Для решения более сложных задач применяют численные или приближенные решения.

Одно из упрощений уравнения Навье—Стокса приводит к дифференциальному уравнению плоского пограничного слоя (см. гл. 2).

1.5. УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

Как известно из механики, изменение суммарного момента количества движения относительно какой-либо оси (например, y) равно сумме моментов импульсов всех сил, приложенных к телу относительно той же оси. Применительно к струйке газа имеем

$$d\sum m(uz - wx) = M_y\, d\tau, \qquad (1.51)$$

где mu, mw — проекции количества движения некоторой элементарной массы m на оси x и z; $m(uz - wx)$ — момент количества движения элементарной массы относительно оси y.

Если движение газа является установившимся, то изменение суммарного момента количества его движения при перемещении из объема $1—1 \div 2—2$ в объем $1'—1' \div 2'—2'$ (см. рис. 1.1) равно разности моментов количества движения в элементарных объемах $1—1 \div 2—2$ и $1'—1' \div 2'—2'$.

$$d\sum m\,(uz - wx) = M\,[(u_2z_2 - w_2x_2) - (u_1z_1 - w_1x_1)]\,d\tau,$$

где M — секундный расход газа.

Подставляя полученное уравнение в равенство (1.51), получим уравнение моментов количества движения в гидродинамической форме

$$M_y = M\,[(u_2z_2 - w_2x_2) - (u_1z_1 - w_1x_1)],$$

где M_y — сумма моментов всех проекций сил на ось y.

Аналогичные уравнения могут быть получены и для осей x и z.

Уравнение моментов количества движения будет далее использовано при выводе уравнения Эйлера для давления, развиваемого радиальным вентилятором, и в других случаях.

Глава 2. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

Когда жидкость движется вдоль твердой поверхности, скорость ее движения у поверхности принимается равной нулю. Это явление обусловлено силами трения и называется «условием прилипания жидкости». На некотором расстоянии от поверхности жидкость движется с одинаковой скоростью, называемой скоростью невозмущенного (потенциального) потока U. Область потока, в пределах которой значение скорости меняется от нуля до U, называется пограничным слоем. Толщина и характер пограничного слоя определяют процессы переноса количества движения, энергии и массы между потоком жидкости в целом и омываемой им поверхностью. Теория пограничного слоя [34] лежит в основе таких курсов, как гидравлика и газодинамика, тепломассообмен. Представления о пограничных явлениях используются для построения многих инженерных методик расчета различных жидкостных и газовых машин, при расчете каналов для транспортировки жидкостей и газов, а также анлизе струйных течений.

2.1. ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ

Рассмотрим простейший случай образований пограничного слоя при движении первоначально невозмущенного потока жидкости около плоской поверхности. По условию прилипания скорость жидкости на поверхности равна нулю, характер ее изменения и образования пограничных областей показан на рис. 2.1. На начальном участке толщина ламинарного пограничного слоя (область $Л$) возрастает вплоть до области $П$, в которой происходит переход от ламинарного пограничного слоя к турбулентному (область $Т$).

Имеется несколько приемов определения толщины пограничного слоя. Согласно одному из них, толщина его δ определяется как расстояние от твердой поверхности в направлении y до сечения, в котором локальная скорость потока $u = 0{,}99U$.

Другой характеристикой пограничного слоя является так называемая «толщина вытеснения» δ^*, которая определяется из соотношения

$$\int_0^{\delta} u\,dy = (\delta - \delta^*)\,U;$$

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy. \qquad (2.1)$$

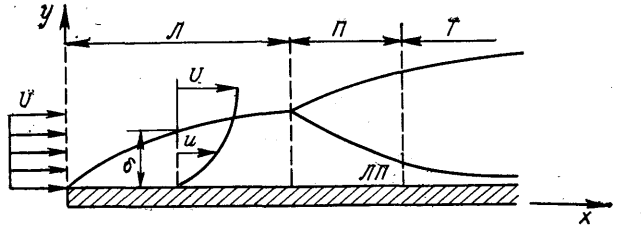


Рис. 2.1. Развитие пограничного слоя на плоской пластине

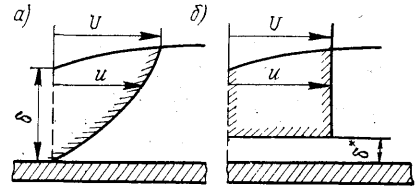


Рис. 2.2. Действительное изменение скорости u в потоке с учетом пристенных явлений: $а$ — без «толщины вытеснения»; $б$ — с «толщиной вытеснения»

Физический смысл введенного понятия становится ясным при рассмотрении рис. 2.2, *а* и *б*, где показаны действительное изменение скорости u в потоке с учетом пристенных явлений и эпюра скоростей потенциального (адекватного по расходу) потока с постоянной скоростью, равной U. Толщина вытеснения δ^* примерно составляет одну треть толщины пограничного слоя δ.

Внутри турбулентного пограничного слоя имеется область непосредственно примыкающая к поверхности твердого тела, в пределах которой жидкость движется ламинарно. Эту область принято называть ламинарным подслоем (ЛП). Полагая известным распределение скоростей в ламинарно движущейся жидкости, значение касательного напряжения на стенке τ_0 может быть рассчитано по уравнению

$$\tau_0 = \mu \left.\frac{du}{dy}\right|_{y=0}, \qquad (2.2)$$

где μ — динамический коэффициент вязкости, Па·с; τ — касательное напряжение, Па. Полученное значение τ_0 в дальнейшем используется для расчета сил трения и аэродинамического сопротивления.

2.2. УРАВНЕНИЯ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ ДЛЯ ТЕЧЕНИЯ ВДОЛЬ ПЛОСКОЙ ПЛАСТИНЫ

Решение уравнений движения в самых общих случаях представляется довольно сложной задачей даже для случая ламинарного течения жидкости. В 1904 г. Л. Прандтлем было показано, что влияние сил вязкости проявляется лишь вблизи обтекаемых поверхностей. Эту область он и назвал пограничным слоем. При этом толщина этого слоя мала в сравнении с характерным размером тела l.

Приступим теперь к упрощению уравнений Навье—Стокса для течения в пограничном слое. Для этого произведем оценку отдельных членов уравнений с точки зрения порядка их величин. В соответствии с (2.1) для несжимаемых потоков жидкости, плотность

которых считается постоянной, уравнения пограничного слоя примут вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial u}{d\tau} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx} + \nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial u}{dx} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (2.3)$$

Система уравнений (2.3) называется уравнениями Прандтля для пограничного слоя.

Как было показано в [1], уравнение Навье—Стокса для плоской задачи применительно к пограничному слою может быть приведено к виду (2.3). Этот переход справедлив для случая, если число Re — велико, то $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$,

$$\frac{\partial p}{\partial y} \to 0, \quad v \sim \delta; \quad \frac{\partial v}{\partial x} \sim \delta.$$

Скорость потенциального течения $U(x, \tau)$ следует рассматривать как известную функцию, определяющую распределение давления посредством уравнения

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U\frac{\partial U}{\partial x} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}. \qquad (2.4)$$

Для стационарного течения система уравнений (2.3) принимает вид:

$$\left.\begin{aligned} u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx} + \nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2.5)$$

причем граничными условиями будут $u = 0$, $v = 0$ при $y = 0$ и $u = U(x)$ при $y = \infty$.

Уравнения (2.3)—(2.5) сохраняют свою формулу для случая искривленных стенок, при условии, что радиус кривизны стенки не претерпевает очень больших изменений ($R \gg \delta$).

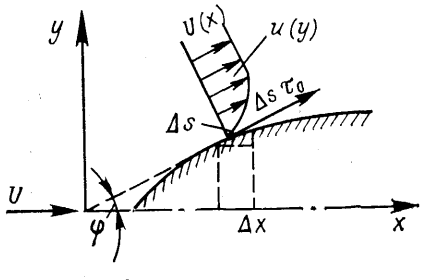


Рис. 2.3. К определению силы сопротивления трения

Целью интегрирования уравнений пограничного слоя является получение профиля скоростей. Зная распределение скоростей в пограничном слое, можно вычислить сопротивление, возникающее вследствие трения движущейся жидкости о поверхность тела. Для этого необходимо проинтегрировать касательное напряжение на стенке по всей поверхности тела. В самом общем случае для цилин-

дрической поверхности сила сопротивления трения (рис. 2.3) определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = b \sum_{s=0}^{s} \tau_0 \cos\varphi \, \Delta s, \tag{2.6}$$

где b — ширина поверхности; φ — угол между касательной к поверхности и направлением оси x; s — координата, измеряемая вдоль поверхности.

Положив $\Delta s \approx ds$, представим $dx = ds \cos\varphi$, тогда

$$F_{\text{тр}} = b\mu \int_{x=0}^{x} \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{y=0} dx. \tag{2.7}$$

Таким образом, для вычисления силы сопротивления трения необходимо знать градиент скорости на стенке. При этом полагается, что в пределах от передней до задней кромки не происходит отрыва ламинарного пограничного слоя и его перехода в турбулентный. В противном случае расчет ведется лишь от передней кромки до этих характерных точек. При дальнейшем интегрировании следует учитывать особенности названных явлений.

2.3. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ЛАМИНАРНОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

Течение жидкости вдоль очень тонкой плоской пластины было рассмотрено Г. Блазиусом. Полагая $dp/dx = 0$, уравнение (2.5) можно привести к виду:

$$\left.\begin{aligned} u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} &= v\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} &= 0, \end{aligned}\right\} \tag{2.8}$$

при граничных условиях: $u = v = 0$ для $y = 0$ и $u = U$ для $y = \infty$.

Блазиус решил эти уравнения, допуская подобие профилей скоростей вдоль всей пластины $u/U = f(y/\delta)$, принимая при этом, что $\delta \sim \sqrt{Ux/\nu}$. Были получены следующие выражения:

$$\left.\begin{aligned} \delta &= \frac{4{,}96x}{\sqrt{Ux/\nu}} = \frac{4{,}96x}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}; \\ \delta^* &= \frac{1{,}72x}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}} \quad \text{и} \quad \tau_0 = \frac{0{,}332U^2\rho}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}. \end{aligned}\right\} \tag{2.9}$$

Пример 2.1. Воздух с температурой 15 °С течет вдоль пластины со скоростью $U = 5$ м/с. Определить толщину пограничного слоя на расстоянии $x = 0{,}25$ и 1 м от входной кромки, используя уравнения (2.9):

$$\delta = \frac{4{,}96 \cdot 0{,}25}{\sqrt{5 \cdot 0{,}25/(1{,}4 \cdot 10^{-5})}} = 0{,}0013 \text{ м};$$

$$\delta = \frac{4{,}96 \cdot 1}{\sqrt{5 \cdot 1/(1{,}4 \cdot 10^{-5})}} = 0{,}0208 \text{ м}.$$

Упрощения, введенные Прандтлем в уравнения Навье—Стокса, позволяют решать задачи расчета пограничного слоя в наиболее простой постановке. Следующий шаг в решении этих задач был сделан Теодором Карманом. Им были введены интегральные соотношения для пограничного слоя. При таком подходе требовалось удовлетворение уравнениям движения лишь в среднем для всего слоя и выполнение граничных условий на поверхности и внешней границе слоя.

Рассмотрим контрольный элемент потока длиной dx. В его пределах количество движения изменяется при переходе от одного сечения к другому; пограничному слою сообщается количество движения из внешнего потока. Силы трения определяются касательным напряжением на стенке. Тогда для элемента имеем баланс сил (для $z = 1$ м):

$$\rho U\left[\frac{d}{dx}\int_0^{\delta} u\,dy\right]dx = \left[\rho\frac{d}{dx}\int_0^{\delta} u^2\,dy\right]dx + \tau_0\,dx;$$

$$\frac{d}{dx}\int_0^{\delta}\left(\frac{u}{U}-\frac{u^2}{U^2}\right)dy = \frac{\tau_0}{V^2\rho}. \qquad (2.10)$$

Это уравнение может быть решено, если задано распределение скоростей $u/U = f\left(\frac{y}{\delta}\right)$. Например, в виде степенного ряда

$$\frac{u}{U} = a_0 + a_1\left(\frac{y}{\delta}\right) + a_2\left(\frac{y}{\delta}\right)^2 + a_3\left(\frac{y}{\delta}\right)^3 + \cdots. \qquad (2.11)$$

Ограничиваясь первыми тремя членами ряда

$$\frac{u}{U} = a_0 + a_1\left(\frac{y}{\delta}\right) + a_2\left(\frac{y}{\delta}\right)^2$$

и используя известные граничные условия, имеем при $y = 0$ и $u = 0$, $a_0 = 0$; при $y = \delta$ $u = U$; $a_1 + a_2 = 1$ и так как за пределами пограничного слоя скорость остается постоянной и равной U, то при $y = \delta$ $\partial u/\partial y = 0$; $a_1 + 2a_2 = 0$ получим следующие значения коэффициентов: $a_0 = 0$, $a_1 = 2$ и $a_2 = 1$. Тогда выражение для распределения скорости приобретает вид

$$\frac{u}{U} = 2\left(\frac{y}{\delta}\right) - \left(\frac{y}{\delta}\right)^2.$$

Подставляя полученный профиль скорости в уравнение (2.10), имеем:

$$\left.\begin{aligned}\delta &= \frac{5{,}48x}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}};\\ \tau_0 &= \frac{0{,}365U^2\rho}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}.\end{aligned}\right\} \qquad (2.12)$$

Сила трения на пластине длиной l и шириной b может быть рассчитана по формуле

$$F_{\text{тр}} = \int_0^l b\tau_0\, dx = 0{,}73b\sqrt{U^3\mu\rho l}. \tag{2.13}$$

Пример 2.2. Для условий, заданных в предыдущей задаче, определить силу сопротивления трению, если ширина пластины равна 1 м.

$$F_{\text{тр}} = 0{,}73\cdot 1\sqrt{5^3\cdot 1{,}81\cdot 10^{-5}\cdot 1{,}29\cdot 0{,}25} = 0{,}0199 \text{ Н};$$

$$F_{\text{тр}} = 0{,}73\cdot 1\sqrt{5^3\cdot 1{,}81\cdot 10^{-5}\cdot 1{,}29\cdot 1} = 0{,}0394 \text{ Н}.$$

Во всех рассмотренных выше случаях принималось, что $U = \text{const}$ и, следовательно, $(dp/dx) = 0$. В более общем случае, когда жидкость течет около тела переменной толщины или в закрытом канале переменного сечения, возможны изменения скорости U, тогда $(dp/dx) \neq 0$, и, согласно уравнению (2.4),

$$-\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dx} = U\frac{dU}{dx}. \tag{2.14}$$

Положим, что для элемента потока dx имеет место изменение количества движения, обусловленное изменением давления

$$1\delta\left(p + \frac{dp}{dx}dx\right) - 1\delta p = \delta\frac{dp}{dx}dx. \tag{2.15}$$

Тогда уравнение моментов примет вид

$$\frac{d}{dx}\int_0^\delta \left(\frac{u}{U} - \frac{u^2}{U^2}\right)dy = \frac{\tau_0}{U^2\rho} + \frac{\delta}{U^2\rho}\frac{dp}{dx}, \tag{2.16}$$

или, согласно (2.14), имеем

$$\frac{d}{dx}\int_0^\delta \left(\frac{u}{U} - \frac{u^2}{U^2}\right)dy = \frac{\tau_0}{U^2\rho} - \frac{\delta}{U}\frac{dU}{dx}. \tag{2.17}$$

Применим те же приемы и к этому, более сложному, случаю, полагая, что

$$\frac{u}{U} = a_0 + a_1\frac{y}{\delta} + a_2\left(\frac{y}{\delta}\right)^2 + a_3\left(\frac{y}{\delta}\right)^3 + \cdots, \tag{2.18}$$

при этом граничные условия имеют вид при $y = \delta$ $u = U$; $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$; $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0$, при $y = 0$ $u = 0$; $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{u}{\nu}\frac{dU}{dx}$. Последнее граничное условие получено из уравнений пограничного слоя (2.5). По приведенным граничным условиям определяются константы a_i в полиноме (2.18)

$$\frac{u}{U} = \left(\frac{C}{6} + 2\right)\frac{y}{\delta} - \frac{C}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2 + \left(\frac{C}{2} - 2\right)\left(\frac{y}{\delta}\right)^3 + \left(1 - \frac{C}{2}\right)\left(\frac{y}{\delta}\right)^4, \tag{2.19}$$

где $C = \frac{\delta^2}{\nu}\frac{dU}{dx}$.

Решение уравнения (2.17) после подстановки функции распределения скорости (2.17) может быть осуществлено численным методом, при этом должна быть задана величина dU/dx; счет осуществляется по всей поверхности тела от входной кромки.

2.4. ОТРЫВ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

Явление отрыва пограничного слоя должно учитываться при расчете сил сопротивления трению. Рассмотрим причины возникновения этого явления. Когда жидкость движется вдоль поверхности тела с уменьшающейся скоростью свободного потока U и, следовательно, с увеличивающимся давлением, распределение скоростей в пограничном слое претерпевает изменения, подобные показанным на рис. 2.4. Очевидно, что заторможенная в пограничном слое жидкость имеет меньший запас кинетической энергии (если сравнивать ее с основным невозмущенным потоком), поэтому она не может продвинуться в область повышенного давления, а отклоняется от области повышенного давления и оттесняется от поверхности стенки во внешнюю часть потока. Вблизи стенки заторможенная жидкость под действием перепада давлений начинает двигаться в противоположную сторону. В точке отрыва пограничного слоя должно выполняться условие $(du/dy)_{y=0} = 0$. Используя функцию распределения скоростей в пограничном слое (2.19), можно определить положение точки отрыва

$$\left.\frac{du}{dy}\right|_{y=0} = \frac{U}{\delta}\left(\frac{C}{6}+2\right) = 0, \qquad (2.20)$$

откуда предельная толщина пограничного слоя, при которой происходит отрыв, равна

$$\delta = \sqrt{(-12\nu)/(dU/dx)}, \qquad (2.21)$$

при этом dU/dx должно иметь отрицательный знак. Таким образом, отрыв пограничного слоя может наблюдаться в заторможенных потоках (имеются в виду дозвуковые скорости).

Отрыв пограничного слоя от поверхности тела увеличивает силу сопротивления трению, что приводит к увеличению аэродинамического сопротивления. В проточной части вентилятора это явление приводит к снижению его КПД.

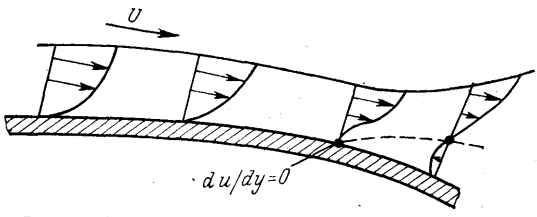


Рис. 2.4. Движение жидкости с отрывом пограничного слоя

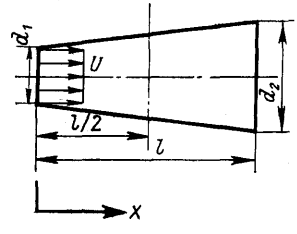


Рис. 2.5. К примеру расчета предельной толщины пограничного слоя

Пример 2.3. Воздух с температурой 15 °С движется в плоском диффузоре с размерами $d_1 = 0{,}25$ м, $d_2 = 0{,}5$ м и $l = 1$ м (рис. 2.5). Определить максимально допустимую толщину пограничного слоя, гарантирующую отсутствие его отрыва в среднем сечении диффузора. Согласно уравнению сплошности $v_1 d_1 = v_2 d_2$, тогда для данного диффузора зависимость изменения скорости в диффузоре $U = 15\,[1/(x+1)]$, следовательно,

$$\frac{dU}{dx} = -15\frac{1}{(x+1)^2} = -15\frac{1}{(0{,}5+1)^2} = -6{,}67\ (\text{м/с})/\text{м},$$

согласно (2.21), предельная толщина пограничного слоя

$$\delta = \sqrt{(-12)\,(1{,}4\cdot 10^{-5})/(-6{,}67)} = 0{,}005\ \text{м}.$$

Поэтому при превышении толщины пограничного слоя в 5 мм произойдет его отрыв от стенки диффузора.

2.5. ТУРБУЛЕНТНОСТЬ И ТУРБУЛЕНТНЫЙ ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ

В ламинарном пограничном слое жидкость перемещается параллельными слоями, между которыми возникают силы трения, обусловливающие градиенты скоростей в слоях. С увеличением числа Рейнольдса для потока характер движения жидкости перестраивается, в отличие от ламинарного течение становится неустойчивым, неупорядоченным, в нем появляются незатухающие поперечные пульсационные компоненты скорости. Режим течения, при котором компоненты скорости в точке изменяются по величине и направлению относительно осредненного во времени значения, называется *турбулентным*. Это течение более характерно для задач аэродинамики. На рис. 2.6 показано изменение компоненты скорости u, обусловленное пульсациями скорости u'. Скорость u можно представить как

$$u = \bar{u} + u', \tag{2.22}$$

где

$$\bar{u} = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} u\,d\tau. \tag{2.23}$$

Для осреднения скорости следует выбирать такой промежуток времени $\Delta\tau$, при котором ее значение совершенно не зависело бы от времени, т. е. когда будет выполняться условие

$$\frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} u'\,d\tau = 0. \tag{2.24}$$

При этом среднее значение $\bar{u}'^2$ за этот же период времени не равно нулю. Турбулентное течение можно представить как сумму осредненного и пульсационного движения. Пульсационное движение со скоростями u', v' и w' влияет на осредненное движение со скоростями $\bar{u}$, $\bar{v}$ и $\bar{w}$, таким образом, что в последнем увеличивается сопротивление возникновению деформаций, что проявляется в увеличении эффективной вязкости осредненного движения. Степенью турбулентности ε принято называть отношение среднеквадратичного значения пульса-

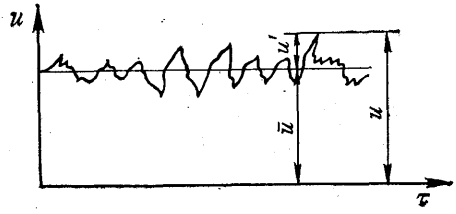


Рис. 2.6. График пульсации скорости потока

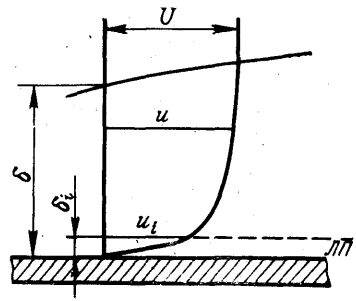


Рис. 2.7. Профиль скоростей в турбулентном потоке

ционной скорости в данной точке турбулентного потока к осредненному значению скорости

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(\bar{u}'^2 + \bar{v}'^2 + \bar{w}'^2)}}{\bar{u}}. \qquad (2.25)$$

Если жидкость движется вдоль твердой поверхности, то толщина ламинарного пограничного слоя увеличивается до определенного значения (см. рис. 2.1), и далее происходит переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный. Этот переход определяется критическим значением числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_x = Ux/\nu$, которое лежит в пределах $3 \cdot 10^5$—$3 \cdot 10^6$, а x при этом определяется как расстояние от входной кромки до точки перехода. Факторами, влияющими на начало перехода, являются шероховатость поверхности, форма входной кромки, скачок давления и т. д., но всегда в непосредственной близости к стенке имеется ламинарный подслой. В качестве первого приближения можно положить распределение скоростей в ламинарном подслое линейным, тогда распределение скоростей в турбулентном пограничном слое будет соответствовать рис. 2.7, где δ_i — толщина ламинарного подслоя; u_i — скорость на его границе. Распределение скоростей в ламинарном подслое в соответствии с принятым приближением подчиняется зависимости

$$u/U_i = y/\delta_i. \qquad (2.26)$$

Далее распределение скоростей по толщине пограничного слоя заменяется наиболее приемлемой и соответствующей экспериментальным данным аппроксимирующей зависимостью. Для пограничного слоя около плоской пластины Карманом была предложена следующая формула:

$$u/U = (y/\delta)^{1/7}. \qquad (2.27)$$

Используя уравнения (2.26) и (2.27), можно найти положение точки перехода ламинарного подслоя в турбулентный слой, которое определяется δ_i

$$\delta_i/\delta = 82{,}0/(U\delta/\nu)^{7/8}. \qquad (2.28)$$

Исключив из рассмотрения δ_i и U_i и состыковав уравнения распределения скоростей в подслое и турбулентной части слоя, можно получить зависимости для касательного напряжения τ_0 и толщины слоя δ:

$$\left.\begin{aligned} \tau_0 &= \frac{\mu U^{7/4}}{44}\left(\frac{1}{\nu^3\delta}\right)^{1/4} = \frac{0{,}0227\rho U^2}{(U\delta/\nu)^{1/4}}; \\ \delta &= \frac{0{,}376x}{(Ux/\nu)^{1/5}} = \frac{0{,}376x}{(\mathrm{Re}_x)^{1/5}}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.29)$$

Сравнивая выражения (2.12) и (2.29), получаем, что для ламинарного слоя $\delta \sim x^{1/2}$, а для турбулентного $\delta \sim x^{4/5}$. Можно уточнить изложенное здесь решение, введя параболическое распределение скоростей в ламинарном подслое. Имеются и другие приближения, которые приводятся в специальной литературе, например [1, 3, 17, 33].

2.6. СВОБОДНАЯ ТУРБУЛЕНТНОСТЬ

Турбулентные течения, которые не ограничены какими-либо стенками, имеют место при распределении воздуха, подаваемого вентилятором в помещения. Свободная турбулентность наблюдается: на свободной границе струи, в свободной струе и в «следе» течения за движущимся телом.

Под свободной границей струи следует понимать поверхность соприкосновения двух потоком воздуха, движущихся в одном направлении, но с различными скоростями. Эта граница крайне неустойчива, что является основной причиной появления зоны турбулентного перемешивания, развивающегося вдоль по течению.

Со свободными струями мы встречаемся при истечении воздуха из отверстий или насадок. Такая струя становится турбулентной после выхода из отверстия, что обусловливает частичное перемешивание с окружающим ее покоящимся воздухом. Струя увлекает за собой граничащий с ней воздух, поэтому масса воздуха, проходящая через ее поперечное сечение, увеличивается по мере удаления от отверстия, струя расширяется, но при этом полный импульс струи сохраняется постоянным. Позади неподвижного тела, обтекаемого потоком воздуха, образуется след.

Все турбулентные течения, не ограниченные стенками, подчиняются общей теории пограничных слоев (толщина слоя много меньше его протяженности). Следствием этого факта является идентичность дифференциальных уравнений, описывающих эти два явления. Для описания свободной турбулентности мы можем использовать уравнения вида:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \tau} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} &= \frac{1}{\rho}\frac{\partial \tau}{\partial y}; \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2.30)$$

где τ — время; τ — касательное напряжение, обусловленное турбулентным трением.

Для интегрирования уравнений (2.30) необходимо иметь уравнения связи касательного напряжения с величинами, характеризующими движение, которые, как правило, носят полуэмпирический характер. Так, для длины пути перемешивания l можно использовать формулу Прандтля

$$\tau = \rho l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \frac{\partial u}{\partial y}, \tag{2.31}$$

или ее модификацию

$$\tau = \rho l^2 \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + l_1^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)^2}, \tag{2.32}$$

где l_1 — длина, являющаяся функцией только положения точки.

Для расчета коэффициента турбулентного обмена можно воспользоваться формулой Прандтля

$$\tau = A \frac{\partial u}{\partial y} = \rho \varkappa_1 b \, (u_{\max} - u_{\min}) \frac{\partial u}{\partial y}, \tag{2.33}$$

где b — ширина зоны перемешивания; $\varkappa_1$ — эмпирическая постоянная; $A = \rho \varkappa_1 b \, (u_{\max} - u_{\min})$ — коэффициент турбулентного обмена, принимаемый постоянным по всей ширине зоны перемешивания. Возможно использование и других уравнений, например Кармана, Тейлора, Ван-Дриста, приведенных в [1]. Результаты, получаемые при применении этих формул, отличаются незначительно, предпочтение следует все же отдать уравнению (2.33).

Глава 3. ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ТЕЧЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Установившимся *плоским потенциальным течением* несжимаемого газа (жидкости) называют такое движение частиц газа, при котором проекции их скорости u, v можно выразить в виде частных производных некоторой функции φ по координатам x и y. Эта функция называется потенциалом скорости, а аналитическое выражение такого течения можно записать в следующем виде:

$$u = \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \quad v = \frac{\partial \varphi}{\partial y}. \tag{3.1}$$

Потенциальное течение происходит без вращения частиц жидкости (газа), т. е. во всем объеме жидкости вектор угловой скорости тождественно равен нулю. Подчеркнем, что частицы в потенциальном потоке могут двигаться по самым различным траекториям, в том числе и по замкнутым, однако при этом они не могут вращаться вокруг собственных осей. Строго говоря, потенциальное течение — это идеализированное течение, поскольку в технике оно в чистом виде не встречается, а существующие реальные течения лишь в определенной мере могут быть отнесены к потенциальным. Между тем в ряде случаев понятие потенциального потока имеет важное практическое значение, в частности: при изучении свободных потоков и струйных течений; при обтекании потоком газа твердых тел, расчете полей скоростей и давлений вокруг тела; при определении сил, действующих на обтекаемое тело, расчете циркуляции и подъемной силы крылового профиля и решетки профилей и в других случаях.

Теория потенциальных течений основывается на ряде предпосылок, важнейшей из которых является пренебрежение вязкостными силами в сравнении с инерционными (большие числа Рейнольдса Re). Введение такого допущения позволяет аналитически описать движение идеальной (т. е. не имеющей вязкости) жидкости как у поверхности тела, так и вдали от нее. В реальных жидкостях и газах вязкость, являющаяся их физическим свойством, становится причиной возникновения и уничтожения вихрей у границ твердого тела. Если вязкость жидкости достаточно велика, то вихревое движение частиц в ней маловероятно, поскольку любой вихрь, возникающий у поверхности, подавляется силами внутреннего трения. Если же вязкость мала, то, как показано в гл. 2, следуя теории Прандтля, весь поток можно разделить на две области: тонкого пограничного слоя (у поверхности тела), в котором силы трения существенны, и невозмущенного (потенциального) течения (вдали от твердой поверхности), где силы вязкости малы в сравнении с инерционными.

Пограничный слой оказывает значительное влияние на течение жидкости вблизи поверхности и сопротивление тела потоку. Возникающие у поверхности тела вихри проникают в область невозмущенного потока, вызывая в нем турбулентные пульсации. Теория потенциальных течений для расчета полей скоростей и давлений потока в пограничном слое неприемлема. Однако для течения вдали от твердой поверхности она вполне удовлетворительно описывает движение жидкости и результаты расчета по этой теории хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Рассмотрим теперь некоторые свойства потенциальных течений. Как известно, дифференциальное уравнение неразрывности для плоского установившегося потока несжимаемых жидкости или газа имеет вид

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \tag{3.2}$$

Подставляя (3.1) в (3.2), получаем уравнение Лапласа

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0. \tag{3.3}$$

Следовательно, потенциал скорости потенциального потока несжимаемой жидкости является гармонической функцией, и задачу нахождения поля скоростей можно свести к отысканию потенциала скорости $\varphi = \varphi(x, y)$ при соответствующих граничных и начальных условиях, после чего по уравнениям (3.1) можно рассчитать скорость в любой точке потока.

Для плоского потенциального течения существует функция тока ψ, причем из условия неразрывности частные производные этой функции по координатам равны:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = -v; \quad \frac{\partial \psi}{\partial y} = u. \tag{3.4}$$

Сложив вторые производные функции тока по координатам, имеем:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x}. \tag{3.5}$$

При условии потенциального движения сплошной среды

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial y} \text{ или } \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

и уравнение (3.5) можно переписать в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0. \tag{3.6}$$

Сравнивая (3.5) и (3.6), делаем вывод, что функция тока ψ также является гармонической и сопряженной с потенциалом скорости φ, поскольку обе функции связаны между собой условием Коши—Римана

$$u = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad v = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \tag{3.7}$$

Таким образом, линии тока и эквипотенциали в плоском потенциальном потоке ортогональны (перпендикулярны) друг другу.

По физическому смыслу функция тока есть расход жидкости (газа) через трубку тока. В случае идеальной жидкости твердая непроницаемая поверхность обтекаемого тела будет являться поверхностью тока, а граничное условие на стенке принимает вид $\psi_{ст} = \text{const}$. В силу линейности уравнения Лапласа сумма его частных решений φ_1 и φ_2 тоже будет решением этого уравнения ($\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$), а компоненты скорости этого результирующего потока определятся выражениями:

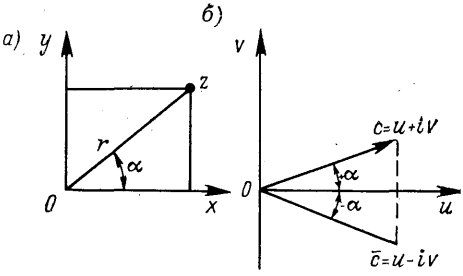


Рис. 3.1. Физическая интерпретация скорости потока в комплексной плоскости: *а* — в прямоугольных координатах; *б* — в полярных координатах

$$\left.\begin{aligned} u &= \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} + \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} = u_1 + u_2; \\ v &= \frac{\partial \varphi}{\partial y} = \frac{\partial \varphi_1}{\partial y} + \frac{\partial \varphi_2}{\partial y} = v_1 + v_2. \end{aligned}\right\} \qquad (3.8)$$

Следовательно, два потенциальных течения обладают свойством суперпозиции (наложения); это означает, что потенциалы скоростей и функции тока суммируются алгебраически, а векторы скоростей — геометрически. Принцип суперпозиции позволяет, суммируя простейшие потенциальные течения, получать более сложные, подобные тем, которые наблюдаются, например, при входе воздуха в канал, снабженный коллектором, выполненным по дуге окружности или лемнискате, либо при слиянии или разделении потоков, или при движении газа в проточных частях нагнетателей.

Из математики известно, что поскольку потенциал скорости φ и функция тока ψ связаны между собой соотношением (3.7), можно с целью упрощения анализа потенциальных течений и сокращения числа переменных объединить эти функции в комплексную величину. Тогда функция $W = f(z)$ комплексного переменного $z = x + iy$ будет состоять из действительной и мнимой величин, т. е.

$$f(z) = \varphi(x, y) + i\psi(x, y), \qquad (3.9)$$

где $i = \sqrt{-1}$ или $i^2 = -1$.

Комплексное число z может быть представлено в тригонометрической форме записи (рис. 3.1, *а*)

$$z = r(\cos\alpha + i \sin\alpha), \qquad (3.10)$$

где r — модуль комплексного переменного z; $r = \sqrt{x^2 + y^2}$; $x = r\cos\alpha$; $y = r\sin\alpha$; α — аргумент комплексного числа z, $\alpha = \operatorname{arctg} y/x$.

Важнейшим свойством функции комплексного переменного (ее называют также аналитической функцией или комплексным потен-

циалом) является следующее: производная этой функции по комплексному переменному не зависит от пути, по которому происходит изменение независимого комплексного переменного, т. е.

$$\frac{dW}{dz} = \frac{\partial W}{\partial x} = -i\frac{\partial W}{\partial y},$$

отсюда

$$\frac{dw}{dz} = \lim_{\Delta z \to 0}\frac{\Delta w}{\Delta z} = \lim_{\Delta z \to 0}\frac{w(z+\Delta z) - w(z)}{\Delta z} =$$

$$= \lim_{\Delta x \to 0}\frac{\varphi(x+\Delta x, y) + i\psi(x+\Delta x, y) - \varphi(x, y) - i\psi(x, y)}{\Delta x} =$$

$$= \frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x} = u - iv = \bar{c}. \qquad (3.11)$$

Таким образом, производная аналитической функции по независимой переменной представляет собой комплексную переменную, действительная часть которой равна проекции некоторой величины $\bar{c}$ на ось абсцисс — u, а мнимая часть — проекция $\bar{c}$ на ось ординат, взятая с обратным знаком —v (рис. 3.1, *б*). Эта величина носит название сопряженной скорости $\bar{c}$.

Зеркальные отображения сопряженной скорости $\bar{c}$ относительно действительной оси u образуют в плоскости uov совокупность величин комплексной скорости $c = u + iv$ или плоскость годографа скорости (рис. 3.1, *б*). Как следует из рисунка, модули сопряженной и комплексной скоростей потока одинаковы и равны

$$|c| = \sqrt{u^2 + v^2}.$$

Нетрудно убедиться, что

$$\left.\begin{aligned} c &= u + iv = |c|(\cos\alpha + i\sin\alpha); \\ \bar{c} &= u - iv = |c|(\cos\alpha - i\sin\alpha). \end{aligned}\right\} \qquad (3.12)$$

Раскладывая $\cos\alpha$ и $\sin\alpha$ в степенные ряды, представим комплексную и сопряженную скорости в виде показательных функций:

$$\left.\begin{aligned} c &= |c|e^{i\alpha}; \\ \bar{c} &= |c|e^{-i\alpha}. \end{aligned}\right\} \qquad (3.13)$$

Полезно привести еще одно свойство потенциальных течений. Нетрудно убедиться, что при наложении потенциальных течений друг на друга их комплексные потенциалы суммируются

$$W = \varphi + i\psi = \varphi_1 + \varphi_2 + i(\psi_1 + \psi_2) = \varphi_1 + i\psi_1 + \varphi_2 + i\psi_2 =$$
$$= f_1(z) + f_2(z) = W_1 + W_2. \qquad (3.14)$$

Введение понятия комплексного потенциала позволяет упростить картину течения, выделить в нем действительную и мнимую части и, определив сопряженную скорость $\bar{c}$, рассчитать поля скоростей.

Проанализируем несколько примеров простейших плоских потенциальных течений.

3.1. ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНЫЕ ПОТОКИ

Рассмотрим плоское потенциальное течение, вектор скорости которого направлен параллельно оси абсцисс в сторону ее положительного значения. Величину (модуль) этой скорости обозначим c_0. Определим параметры такого течения.

Сопряженная скорость потока

$$\bar{c} = \frac{\partial f}{\partial z} = u - iv. \tag{3.15}$$

Поскольку проекция скорости c_0 на ось ординат (v) равна нулю, а на ось абцисс $u = c_0$, комплексный потенциал можно записать в виде

$$W = \varphi + i\psi = c_0 z = c_0 (x + iy). \tag{3.16}$$

Отсюда $\varphi = c_0 x$ и $\psi = c_0 y$.

Графическая интерпретация рассмотренного потока приведена на рис. 3.2, *а*.

Возьмем другой случай, когда вектор скорости c_0 параллелен оси ординат и направлен в сторону ее положительного значения. При этом проекция c_0 на ось абсцисс $u = 0$, а на ось ординат $v = c_0$.

Комплексный потенциал

$$W = \varphi + i\psi = -ic_0 z = -ic_0 (x + iy) = c_0 y - ic_0 x, \tag{3.17}$$

откуда $\varphi = c_0 y$ и $\psi = -c_0 x$.

Вид такого течения приведен на рис. 3.2, *б*.

Рассмотрим теперь функцию

$$W = az, \tag{3.18}$$

где a — некоторое постоянное комплексное число.

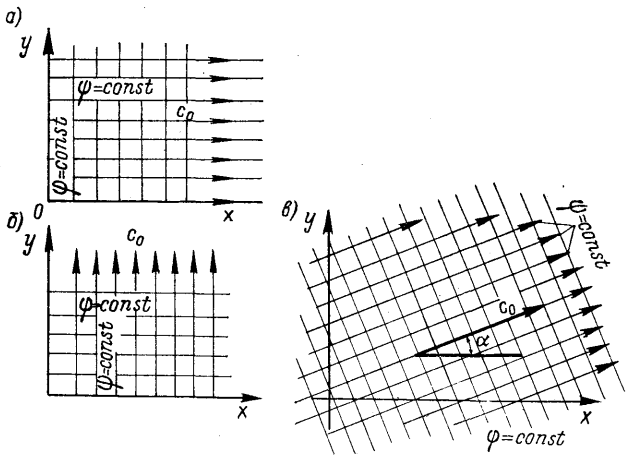


Рис. 3.2. Графическая интерпретация прямолинейного плоского потенциального потока: *а* — $\alpha = 90°$; *б* — $\alpha = 0$; *в* — $\alpha = 30°$

Так как

$$W = df/dz = a = \text{const} = u - iv = \bar{c} = |c_0|(\cos\alpha - i\sin\alpha) = |c_0|e^{-i\alpha}, \tag{3.19}$$

то отсюда следует, что a есть постоянная по всей плоскости, одинаковая по величине и направлению сопряженная скорость c_0. Комплексная скорость этого течения, согласно (3.12),

$$c = u + iv = |c_0|(\cos\alpha + i\sin\alpha). \tag{3.20}$$

Последнее выражение представляет собой комплексную скорость однородного потока, направленного под углом α к действительной оси в плоскости годографа скорости (рис. 3.2, *в*). Определим для данного случая потенциал скорости φ и функцию тока ψ:

$$W = \varphi + i\psi = (u - iv)(x + iy) = ux + vy + i(uy - vx). \tag{3.21}$$

Разделяя действительную и мнимую части, имеем

$$\varphi = ux + vy; \quad \psi = uy - vx;$$

или в другой форме

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= |c_0|(x\cos\alpha + y\sin\alpha); \\ \psi &= |c_0|(y\cos\alpha - x\sin\alpha). \end{aligned}\right\} \tag{3.22}$$

Учитывая, что вдоль линий тока функция тока ψ есть величина постоянная, получаем:

$$uy - vx = \text{const}.$$

Анализ двух последних выражений показывает, что функция тока есть семейство параллельных прямых, наклоненных под углом α к оси абсцисс, причем $\alpha = \operatorname{arctg} v/u$, а линии постоянных потенциалов скоростей (эквипотенциали), очевидно, представляют собой семейство прямых, нормальных к линиям функции тока.

В частном случае, когда $\alpha = 0$, $v = 0$, получаем прямолинейный поток, направленный вдоль оси x (первый из рассмотренных случаев); при $\alpha = \pi/2$ и $u = 0$ (второй случай).

3.2. ИСТОЧНИК И СТОК

Для источника линии тока располагаются в виде лучей, радиально расходящихся из начала координат. Эквипотенциальные линии всегда перпендикулярны линиям тока, следовательно, они будут концентрическими окружностями с центрами в начале координат. Поэтому потенциал скорости есть функция только расстояния от полюса (центра источника) до соответствующей точки r, а функция тока — только угла α между линией тока и осью абсцисс. Интенсивность или мощность источника характеризуется величиной объемного расхода газа в единицу времени L через замкнутый контур, охватывающий источник. В случае стока линии тока представляют собой лучи, радиально сходящиеся в центр стока, а расход газа будет величиной отрицательной.

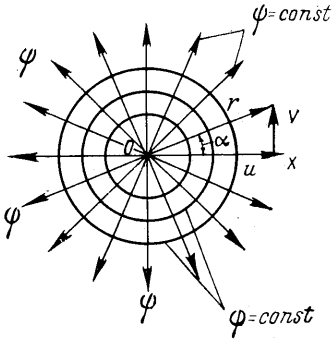


Рис. 3.3. Точечный источник на плоскости

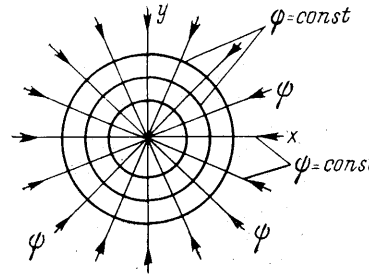


Рис. 3.4. Точечный сток на плоскости

Зная мощность источника (стока), легко определить радиальную c_r и окружную c_u составляющие абсолютной скорости потока на расстоянии r от полюса (центра источника):

$$c = c_r = L/2\pi r; \quad c_u = 0.$$

Используя (3.10) или (3.12), находим:

$$\left.\begin{aligned} u &= c_r \cos\alpha = \frac{Lx}{2\pi (x^2+y^2)}; \\ v &= c_r \sin\alpha = \frac{Ly}{2\pi (x^2+y^2)}. \end{aligned}\right\} \tag{3.23}$$

Учитывая, что, согласно (3.4), $d\psi = u\,dy - v\,dx = 0$, проинтегрируем последнее уравнение и получим:

$$\psi = \frac{L}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y}{x} = \frac{L}{2\pi}\alpha. \tag{3.24}$$

Это уравнение семейства лучей, исходящих из начала координат. Принимая во внимание, что в полярных координатах

$$c_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = L/(2\pi r),$$

после интегрирования получаем

$$\varphi = \frac{L}{2\pi} \ln r = \frac{L}{2\pi} \ln \sqrt{x^2+y^2}, \tag{3.25}$$

т. е. эквипотенциальные линии есть концентрические окружности с центром в полюсе (рис. 3.3, 3.4).

Таким образом, для источников и стоков функция $f(z)$ будет иметь вид

$$W = f(z) = A \ln z = \frac{L}{2\pi} \ln z, \tag{3.26}$$

где A — постоянное действительное число.

3.3. ПЛОСКИЙ ВИХРЬ

Предположим теперь, что A чисто мнимая величина, равная iB, где B — действительная величина. Комплексный потенциал $f(z)$ равен

$$W = f(z) = iB \ln z. \tag{3.27}$$

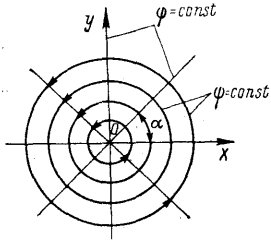


Рис. 3.5. Плоский вихрь в начале координат

Нетрудно убедиться, что в этом случае сетка кривых будет соответствовать источнику или стоку, а эквипотенциальные линии и линии тока поменяются местами. Линии тока будут соответствовать циркуляционному движению газа вокруг изолированного точечного плоского вихря, центр которого находится на оси координат в точке O (рис. 3.5). Прежде чем проанализировать свойства приведенной функции и найти значение постоянной B, рассмотрим свойства интеграла плоского комплексного потенциала $f(z) = \varphi + i\psi$ по замкнутому контуру S.

Исследуя различные случаи течения газа, в частности обтекания тел различной формы, необходимо ввести некоторую величину, характеризующую поле скоростей течения и называемую *циркуляцией скорости*. В стационарном плоском течении абсолютная скорость c является функцией двух координат, т. е. $c = c(x, y)$. Под циркуляцией скорости Γ по замкнутому контуру S понимают интеграл

$$\oint_S c \cos(\widehat{c, s})\, ds,$$

где c — значение вектора скорости; $(\widehat{c, s})$ — угол между вектором скорости и направлением обхода контура в данной точке; ds — элементарная длина дуги контура (рис. 3.6). Циркуляция скорости представляет собой предел суммы произведений тангенциальной к контуру проекции скорости c_s (рис. 3.6) на соответствующий элементарный участок длины контура. За положительное направление обхода контура, как правило, выбирается направление против часовой стрелки, чтобы замкнутый контур оставался слева от направления обхода. Циркуляция скорости по любому контуру может быть выражена в виде суммы циркуляций по любому количеству клеток сетки, на которые разбит весь контур S (рис. 3.7). Циркуляция по всему контуру $ADBC$ может быть разбита на циркуляции по контурам ABC и ADB, но поскольку интеграл по элементу AB в контуре первой циркуляции уничтожается интегралом по той же линии второй циркуляции, имеющим противоположный знак, то $\Gamma_{ABC} + \Gamma_{ADB} = \Gamma_{ADBC}$.

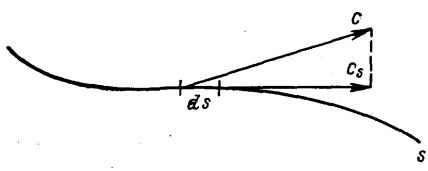


Рис. 3.6. К определению циркуляции скорости Г

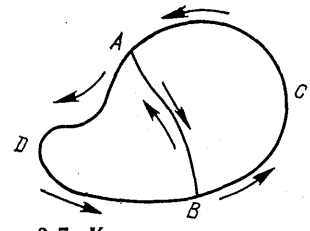


Рис. 3.7. К суммированию циркуляций

Таким образом, сумма циркуляций по контурам двух смежных клеток произвольной сетки равна циркуляции по всему контуру S.

Обратимся теперь к интегралу по произвольному замкнутому контуру S от сопряженной скорости

$$\oint_S \frac{\partial W}{\partial z}\,dz = \oint_S dW = \oint_S (d\varphi + i\,d\psi),$$

и рассмотрим его свойства.

Действительная (Re) часть этого интеграла

$$\mathrm{Re}\oint_S d\varphi = \oint_S \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\,dx + \frac{\partial \varphi}{\partial y}\,dy\right) = \oint_S (u\,dx + v\,dy) = \Gamma.^{1} \quad (3.28)$$

Мнимая (Im) часть интеграла, как показано ранее,

$$\mathrm{Im}\oint_S (u\,dy - v\,dx) = \oint_S \psi = L.^{2} \quad (3.29)$$

Таким образом, действительная часть контурного интеграла комплексного потенциала представляет собой циркуляцию скорости по замкнутому контуру S, а мнимая — секундный объемный расход жидкости или газа через этот контур.

Вернемся к исследуемой функции (3.27)

$$W = f(z) = iB \ln z.$$

Циркуляция скорости по замкнутому контуру, охватывающему начало координат,

$$\Gamma = \mathrm{Re}\oint_S iB\frac{dz}{z} = iB\oint_S \frac{dz}{z} = iB2\pi i = -2\pi B,$$

откуда

$$B = -\Gamma/(2\pi) \text{ и } W = f(z) = -\frac{i\Gamma}{2\pi}\ln z = \frac{\Gamma}{2\pi i}\ln z. \quad (3.30)$$

Представим комплексное число z в показательной форме: $z = re^{i\alpha}$. Тогда комплексный потенциал рассматриваемого течения [см. (3.30)] можно записать в следующем виде:

$$W = \varphi + i\psi = -\frac{i\Gamma}{2\pi}(\ln r + i\alpha).$$

Полученное выражение позволяет рассчитать линии тока (ψ = const) и эквипотенциали (φ = const):

$$\psi = -\frac{\Gamma}{2\pi}\ln r = -\frac{\Gamma}{2\pi}\ln\sqrt{x^2+y^2};$$

$$\varphi = \frac{\Gamma}{2\pi}\alpha = \frac{\Gamma}{2\pi}\,\mathrm{arctg}\,\frac{y}{x},$$

---

[1] Re — от франц. réel — действительный.

[2] Im — от франц. imaginaire — мнимый.

и проекции скорости в полярных координатах:

$$c_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = 0; \quad c_\alpha = \frac{1}{r}\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} = \frac{\Gamma}{2\pi r}.$$

Таким образом, линии тока представляют собой концентрические окружности с центром в начале координат, а эквипотенциали — радиальные прямые. Такое течение называют *плоским вихрем* (см. рис. 3.5). Скорость для этого течения обратно пропорциональна расстоянию от центра вихря и направлена по касательной к линиям тока. В начале координат ($r = 0$) скорость будет бесконечно большой. Это — особая точка поля скоростей. Во всех остальных точках плоского течения движение частиц безвихревое; хотя частицы и совершают круговое движение, но движутся поступательно, без вращения вокруг своей оси.

3.4. ВИХРЕИСТОЧНИК (ВИХРЕСТОК)

Рассмотрим случай комплексного коэффициента при логарифме

$$W = f(z) = (A + Bi) \ln z, \tag{3.31}$$

где A и B — действительные числа.

Данную функцию следует рассматривать как результат суммирования (наложения) двух потоков с комплексными потенциалами. Первый из них $f_1(z) = A \ln z$, второй — $f_2(z) = Bi \ln z$. Суммирование (суперпозиция) в этом случае возможно, поскольку уравнения движения линейны. Результирующий поток представляет собой течение вокруг вихреисточника (вихрестока) со спиральными линиями тока. Объединяя (3.26) и (3.30), получаем:

$$W = f(z) = \frac{L - i\Gamma}{2\pi} \ln z$$

или

$$\varphi + i\psi = \frac{L - i\Gamma}{2\pi}(\ln r + i\alpha);$$

откуда

$$\varphi = (1/2\pi)(L \ln r + \Gamma\alpha); \tag{3.32}$$

$$\psi = (1/2\pi)(L\alpha - \Gamma \ln r). \tag{3.33}$$

Представим уравнение линий тока в виде

$$L\alpha + \Gamma \ln r = -\Gamma \ln C \ (C \text{ — постоянная}),$$

откуда $r = Ce^{-\frac{L}{\Gamma}\alpha}$. Последнее выражение — есть уравнение логарифмических спиралей.

При $L > 0$ это будет течение от вихреисточника, при $L < 0$ — к вихрестоку. На рис. 3.8 представлен вид вихреисточника (вихрестока), полученного методом суперпозиции вихря на источник (сток). По рисунку можно определить метод построения вихреисточника. Подобная картина линий тока наблюдается, например, при истечении воздуха через вращающийся воздухораспределитель.

Анализ приведенных зависимостей для вихря и вихреисточника показывает, что течение в них подчиняется закону $cr = \text{const}$.

Определим теперь закон распределения давлений в поле этих течений. Примем за p_0 давление в бесконечности, где $c \to 0$ и напишем уравнение Бернулли для любой точки

$$p + \frac{\rho c^2}{2} = p_0;$$

отсюда

$$p = p_0 - \frac{\rho c^2}{2} = p_0 - \frac{\rho c_0^2}{2r^2}, \qquad (3.34)$$

где $c_0 = \text{const}$.

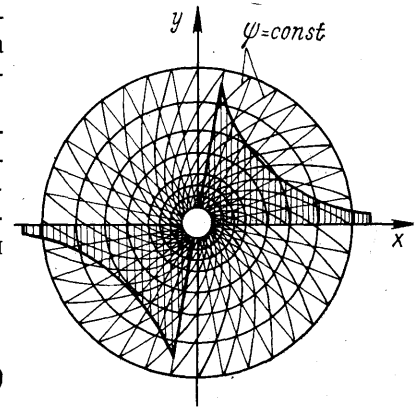


Рис. 3.8. Вихреисточник (вихрестоk)

Поскольку в идеальной жидкости существуют только положительные величины давлений, то в пределе $p = 0$. Тогда из последнего выражения имеем

$$r^* = c_0 \sqrt{\rho/(2p_0)}. \qquad (3.35)$$

Следовательно, полученные течения будут существовать только при $r > r^*$.

При $r < r^*$ течение можно представить как вращение жидкости по законам твердого тела, т. е. в соответствии с выражением $c = \omega r$. На рис. 3.8 представлены также эпюры распределения скоростей вокруг вихреисточника (вихрестока).

3.5. ДИПОЛЬ

Рассмотрим картину течения, которая наблюдается при наложении источника и стока равной интенсивности (расхода). Начало координат поместим в точку, делящую расстояние между центрами источника и стока пополам.

Пусть источник располагается в точке $x = -\varepsilon$, а сток — в точке $x = +\varepsilon$. Комплексный потенциал результирующего течения

$$f(x, \varepsilon) = \frac{|L|}{2\pi} \ln(x + \varepsilon) - \frac{|L|}{2\pi} \ln(x + \varepsilon). \qquad (3.36)$$

Потенциалы скоростей и функции тока для источника и стока определяются следующими зависимостями:

$$\varphi_{\text{ист}} = \frac{L}{2\pi} \ln \sqrt{(x + \varepsilon)^2 + y^2}; \qquad (3.37)$$

$$\psi_{\text{ист}} = \frac{L}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y}{x + \varepsilon}; \qquad (3.38)$$

$$\varphi_{\text{ст}} = -\frac{L}{2\pi} \ln \sqrt{(x - \varepsilon)^2 + y^2}; \qquad (3.39)$$

$$\psi_{\text{ст}} = -\frac{L}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y}{x - \varepsilon}. \qquad (3.40)$$

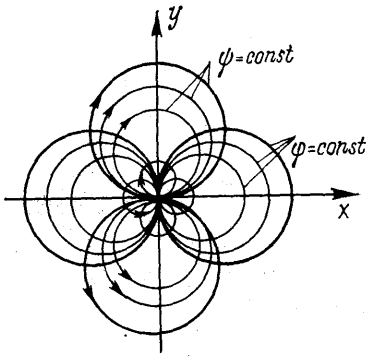


Рис. 3.9. Плоский диполь

Будем теперь сближать источник и сток, т. е. пусть $2\varepsilon \to 0$. В пределе при $2\varepsilon = 0$ сток поглотит источник и всякое движение будет отсутствовать. Если одновременно со сближением центров источника и стока будем увеличивать их расход так, чтобы

$$2\varepsilon\,|L| = \text{const} = M,$$

то получим в пределе поток, который называется диполем. Постоянная M, характеризующая этот поток, называется моментом диполя, а ось x — осью диполя. Определим потенциал скорости и функцию тока исследуемого течения

$$\varphi_{\text{дип}} = \frac{M}{2\pi}\lim_{2\varepsilon\to 0}\frac{\ln\sqrt{(x+\varepsilon)^2+y^2}-\ln\sqrt{(x-\varepsilon)^2+y^2}}{2\varepsilon} = \frac{M}{2\pi}\frac{\partial}{\partial x}\left(\ln\sqrt{x^2+y^2}\right); \tag{3.41}$$

$$\psi_{\text{дип}} = \frac{M}{2\pi}\lim_{2\varepsilon\to 0}\frac{\operatorname{arctg}\frac{y}{x+\varepsilon}-\operatorname{arctg}\frac{y}{x-\varepsilon}}{2\varepsilon} = \frac{M}{2\pi}\frac{\partial}{\partial x}\left(\operatorname{arctg}\frac{y}{x}\right). \tag{3.42}$$

Дифференцируя полученные выражения, находим:

$$\varphi_{\text{дип}} = \frac{M}{2\pi}\frac{x}{x^2+y^2} = \frac{M}{2\pi}\frac{\cos\alpha}{r}; \tag{3.43}$$

$$\psi_{\text{дип}} = -\frac{M}{2\pi}\frac{y}{x^2+y^2} = -\frac{M}{2\pi}\frac{\sin\alpha}{r}. \tag{3.44}$$

Анализ уравнений (3.43) и (3.44) показывает, что линия тока диполя есть окружности, проходящие через начало координат и имеющие центры на оси y (рис. 3.9). Эквипотенциали также представляют собой окружности, проходящие через начало координат, но с центрами, расположенными на оси x. Жидкость движется из начала координат в сторону отрицательного направления оси x и, описав окружность, снова попадает в начало координат. Естественно, что расход жидкости через любой замкнутый контур, окружающий диполь, равен нулю. Движение жидкости в диполе — идеализированное течение, не встречающееся на практике, но изучение его позволяет построить картину реальных потоков.

3.6. БЕСЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ОБТЕКАНИЕ КРУГЛОГО ЦИЛИНДРА ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ ПОТОКОМ

Найдем параметры результирующего потока, образованного наложением прямолинейного течения, имеющего скорость u_0, на диполь с моментом M, используя принцип суперпозиции,

$$\varphi = u_0 x + \frac{M}{2\pi}\frac{x}{x^2+y^2} = r\cos\alpha\left(u_0+\frac{M}{2\pi r}\right); \tag{3.45}$$

$$\psi = u_0 y - \frac{M}{2\pi}\frac{y}{x^2+y^2} = r\sin\alpha\left(u_0-\frac{M}{2\pi r}\right). \tag{3.46}$$

Предположим, что функция тока ψ равна некоторой постоянной величине C, т. е.

$$y\left(u_0 - \frac{M}{2\pi}\frac{1}{x^2+y^2}\right) = C,$$

тогда решениями уравнения нулевой линии тока ($C = 0$)

$$y\left(u_0 - \frac{M}{2\pi}\frac{1}{x^2+y^2}\right) = 0$$

будут два уравнения:

$$x^2 + y^2 = \frac{M}{2\pi u_0} \quad \text{и} \quad y = 0.$$

Первое — представляет собой уравнение окружности с радиусом $r_0 = \sqrt{M/(2\pi u_0)}$; второе — уравнение оси Ox $y = 0$. Другие линии тока ψ можно получить, задаваясь различными значениями констант C в уравнении $[1 - r^2/(x^2 + y^2)]\, y = \text{const}$ (рис. 3.10).

Движение жидкости происходит в двух областях: внутри круга и вне его. Заменив линии тока при $r = r_0$ твердой поверхностью (что для идеальной жидкости вполне корректно), можно полагать картину течения во внешней области результатом обтекания круглого цилиндра радиусом r_0 плоскопараллельным потоком, движущимся со скоростью u_0. Внутренняя область представляет собой диполь с моментом M, помещенный в начало координат. Первая область характеризуется $r \geqslant r_0$, вторая — $r \leqslant r_0$.

Остановимся подробнее на внешнем потоке. В полярных координатах составляющие скорости определятся выражениями:

$$\left.\begin{aligned} u_r &= \frac{\partial \varphi}{\partial r} = u_0 \cos\alpha\,(1 - r_0^2/r^2); \\ u_\alpha &= \frac{1}{r}\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} = -u_0 \sin\alpha\,(1 + r_0^2/r^2), \end{aligned}\right\} \qquad (3.47)$$

где u_0 — скорость течения на бесконечности от поверхности цилиндра.

На внешней окружности r_0, образованной диполем (на поверхности цилиндра),

$$u_r|_{r=r_0} = 0 \quad \text{и} \quad u_\alpha|_{r=r_0} = -2u_0 \sin\alpha; \qquad (3.48)$$

знак минус указывает, что скорость u_α направлена в противоположную сторону от направления отсчета координатного угла α. Из уравнений (3.47) и (3.48) следует, что при обтекании цилиндра плоским безвихревым потоком несжимаемой идеальной жидкости профиль скоростей по поверхности цилиндра синусоидален. На по-

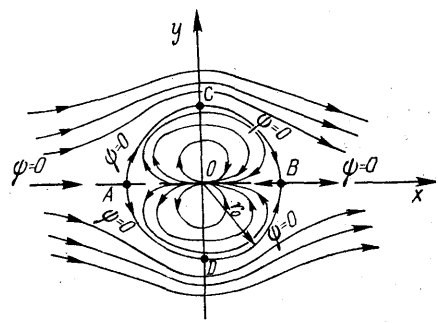


Рис. 3.10. Линии тока при бесциркуляционном обтекании цилиндра плоскопараллельным потоком

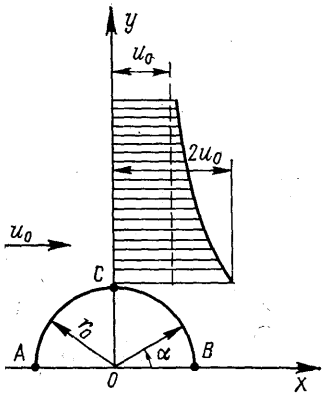


Рис. 3.11. Распределение скоростей при обтекании цилиндра плоским потоком

верхности цилиндра существуют критические точки — передняя A ($\alpha = \pi$) и задняя B ($\alpha = 0$), в которых поток соответственно раздваивается или объединяется в один, а скорости в этих точках равны нулю (рис. 3.11). Максимум скорости наблюдается в миделевом (самом широком) сечении цилиндра — точках C и D (на рисунке не показана), в которых u_α равна удвоенной скорости набегающего потока, т. е.

$$|u_{\alpha=\pi/2}| = |u_{\alpha=3\pi/2}| = 2u_0.$$

Из уравнений (3.47) видно, что при $r \to \infty$ величина скорости стремится к скорости набегающего (невозмущенного потока). Теоретическая эпюра распределения скорости в плоском безвихревом потоке при обтекании цилиндра для $\alpha = \pi/2$ приведена на рис. 3.11. Найдем профиль давлений на поверхности цилиндра радиусом r_0, используя для этой цели уравнение Бернулли. Выберем два сечения в потоке идеальной жидкости, одно из которых находится в невозмущенном набегающем потоке, движущемся со скоростью u_0, а второе — непосредственно на окружности цилиндра

$$p + \rho u^2/2 = p_0 + \rho |u_0|^2/2,$$

где p, u, p_0 и u_0 — давления и скорости соответственно на поверхности цилиндра и в невозмущенном потоке.

Введем понятие коэффициента давления $\bar{p}$, равного отношению разности давлений $p - p_0$ к динамическому давлению $\rho u_0^2/2$, т. е.

$$\bar{p} = \frac{p - p_0}{\rho u_0^2/2}.$$

Подставляя в последнее выражение уравнение для скорости на поверхности цилиндра (3.48), получаем

$$\bar{p} = 1 - 4\sin^2\alpha. \qquad (3.49)$$

Графическая интерпретация решения уравнения (3.49) в координатах $\bar{p}$, α представлена на рис. 3.12, *а*. В критической точке скорость движения равна нулю и давление максимально — это давление торможения. Скорость в точке B при течении идеальной жидкости также равна нулю, поэтому $\bar{p}_A = p_B = p_{\max}$. Полное давление в этих точках складывается из статического давления в потенциальном течении p_0 и динамического давления потока $\rho u_0^2/2$. При обтекании потоком идеальной жидкости цилиндр имеет симметричный профиль давлений по окружности и, следовательно, не оказывает сопротивления движущемуся потоку. Максимальное по абсолютной величине давление на цилиндр поток оказывает в точках миделевого сечения цилиндра (точках C и D), т. е. при $\alpha = \pm\pi/2$

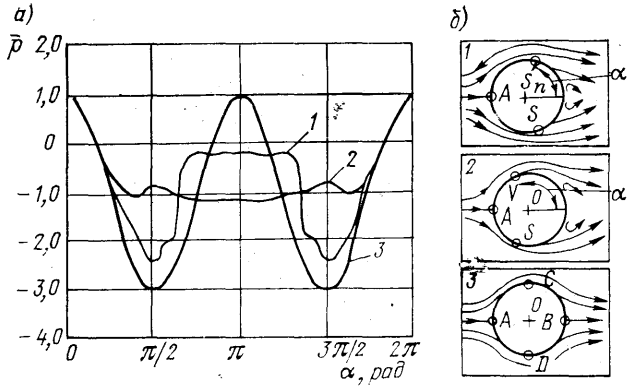


Рис. 3.12. Распределение давления при обтекании цилиндра: *а* — профиль давления по поверхности цилиндра; *б* — картины течения несжимаемой жидкости вокруг цилиндра;

1 — экспериментальное (при $\mathrm{Re} = 6{,}7 \cdot 10^5$); *2* — экспериментальное (при $\mathrm{Re} = 1{,}9 \cdot 10^5$); *3* — теоретическое

на поверхностях цилиндра наблюдается разрежение, равное $\bar{p} = -3$. Это указывает на то, что абсолютное давление здесь на три динамических давления ниже, чем в невозмущенном потоке.

Экспериментальные значения давлений по поверхности цилиндра согласуются с теоретической кривой только для его лобовой части. В остальной части периметра окружности цилиндра опытные данные резко отличаются от теоретических, что объясняется действием сил вязкости (сил внутреннего трения). Набегающий поток реальной жидкости разделяется в передней критической точке A на два потока. Цилиндр, омываемый потоком, ведет себя как тело неудобообтекаемой формы, для которого безотрывное течение существует лишь до точек S (рис. 3.12, *б*, поз. *1* и *2*), после чего поток отрывается от цилиндра, а его место заполняет поток, подсасываемый из кормовой части. В кормовой части прилегающие к поверхности цилиндра слои из-за действия сил вязкости настолько заторможены, что могут изменять направление своего движения, образовывая вихри, которые будут существенно искажать теоретический профиль давления на поверхности цилиндра.

Отрыв потока от поверхности цилиндра в его кормовой части (точка B) начинается при $\mathrm{Re} = u_0 d/\nu \approx 1$. С ростом числа Re точка отрыва смещается по поверхности цилиндра против направления движения жидкости, причем максимальный угол в точке отрыва (угол между направлением потенциального потока и радиусом-вектором, проведенным в точку S) достигает $\alpha = \pm 150°$. Эта цифра соответствует началу перехода от ламинарного к турбулентному пограничному слою, образующемуся на поверхности цилиндра. При дальнейшей турбулизации пограничного слоя точка отрыва смещается вниз по потоку (к кормовой части обтекаемого цилиндра) за счет увеличения интенсивности переноса количества движения

и возрастания скорости слоев, расположенных у поверхности цилиндра; угол α уменьшается и при $Re = 6{,}7 \cdot 10^5$ составляет примерно 40°. Протяженность безвихревой зоны, прилегающей к цилиндру, увеличивается; в кормовой части растет доля области повышенного давления и распределение давления становится ближе к теоретическому.

Сила сопротивления при обтекании цилиндра пропорциональна разности давлений в лобовой и кормовой частях. Поэтому при увеличении скорости до значений, вызывающих переход от ламинарного к турбулентному пограничным слоям, сила сопротивления снижается. Это явление получило название кризиса обтекания. При дальнейшем возрастании числа Re сила лобового сопротивления растет.

Проанализируем физическую картину формирования следа за цилиндром, обтекаемым вязкой жидкостью.

Пограничные слои, попеременно отрываясь от поверхности цилиндра, скручиваются в вихревой жгут, образуя за цилиндром вихревую дорожку. Вихри за цилиндром за счет подмешивания жидкости из потока увеличиваются в диаметре, их расположение носит шахматный порядок, а вращение жидкости в вихрях имеет взаимно противоположное направление.

Периодичность отрыва вихрей с поверхности цилиндра приводит к возникновению колебаний цилиндра, относящихся к классу автоколебаний. Такого рода автоколебания наблюдаются при действии ветра на заводские трубы, провода линий электропередач, телевизионные башни и т. д.

Характер отрыва вихрей и количественную оценку процесса дал в конце прошлого века чешский физик Струхал. Им было определено, что частота отрыва вихрей f связана со скоростью набегающего потока u и диаметром цилиндра d в безразмерном комплексе $Sh = fd/u$, называемом числом Струхаля. Оказалось, что при обтекании цилиндра в широком диапазоне чисел Рейнольдса число Струхаля остается примерно постоянным и равным $Sh = 0{,}2 \div 0{,}22$. Экспериментальные исследования, проведенные со струнами диаметром от 0,2 до 6 мм, показали, что при достижении $Re \approx 500$ число Струхаля принимает значение $Sh = 0{,}2$ и при дальнейшем увеличении числа Рейнольдса практически не изменяется вплоть до наступления кризиса обтекания. Критическое значение числа Рейнольдса, отвечающее кризису обтекания цилиндров, имеет значение порядка $Re_{кр} = 5 \cdot 10^5$.

Интересный, с точки зрения аэродинамики, факт был обнаружен с помощью космической фотографии. В северной части Норвежского моря расположен остров Ян-Майен. На острове — две горы, одна из них имеет высоту 2300 м и ширину в основании около 10 км, другая высотой около 800 м при ширине в основании 40 км. Космической фотографией была зарегистрирована вихревая дорожка за островом (течение визуализировалось облаками). Расчеты показали, что число Струхаля для воздушного потока, движущегося над островом, $Sh \approx 0{,}2$, хотя число Рейнольдса имело порядок 10^{10}, а сам остров неправильной формы.

Явление отрыва вихрей обязательно учитывается при проектировании высотных сооружений, эксплуатируемых под действием ветровых нагрузок. При проведении экспериментальных исследований в аэродинамических трубах используют сменные сетки с различным диаметром струи и цилиндров. Использование таких сеток позволяет воспроизводить турбулентные потоки с заданной интенсивностью турбулентности, которая, как известно, является одной из основных характеристик турбулентного потока, существенно влияющей на процессы аэродинамики, тепло- и массообмена. Как видно из примера с островом Ян-Майен, периодический отрыв вихрей наблюдается и при обтекании тел с формой, отличной от цилиндра. В частности, отрыв вихрей наблюдается и при обтекании пластинок, установленных под некоторым углом к потоку. В вентиляторостроении такого рода пластинками являются лопатки рабочих колес радиальных вентиляторов. Отметим, что основную частоту вихревого шума, создаваемого вентилятором, определяют из соотношения

$$f = \mathrm{Sh}\,\frac{u}{l\sin\alpha}\,i,$$

где Sh — число Струхаля (для лопатки 0,18÷0,20); u — скорость потока; l — длина лопатки; α — угол между лопаткой и потоком; i — номера гармоник колебаний, $i = 1, 2, 3$.

Отрыв потока в вентиляторе приводит к появлению аэродинамического шума, который, как правило, целиком определяет акустические характеристики машины.

3.7. ОБТЕКАНИЕ КРУГЛОГО ЦИЛИНДРА С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Пользуясь принципом суперпозиции, наложим на бесциркуляционный поток, обтекающий круглый цилиндр, одиночный плоский вихрь с циркуляцией Γ и центром в начале координат. Выберем вращение вихря по часовой стрелке, в результате мы также получим поток, обтекающий круглый цилиндр. Как было показано в предыдущем разделе, сложение прямолинейного потока с диполем дает картину обтекания цилиндра радиусом r_0. В вихре все линии тока будут окружностями, одна из которых совпадает с окружностью цилиндра радиусом r_0.

Потенциал скорости и функция тока результирующего течения будут описываться уравнениями:

$$\varphi = u_0 r\cos\alpha\left(1+\frac{r_0^2}{r^2}\right) - \frac{\Gamma}{2\pi}\alpha = u_0 x\left(1+\frac{r_0^2}{x^2+y^2}\right) - \frac{\Gamma}{2\pi}\operatorname{arctg}\frac{y}{x}; \tag{3.50}$$

$$\psi = u_0 r\sin\alpha\left(1-\frac{r_0^2}{r^2}\right) + \frac{\Gamma}{2\pi}\ln r = u_0 y\left(1-\frac{r_0^2}{x^2+y^2}\right) + \frac{\Gamma}{2\pi}\ln\sqrt{x^2+y^2}. \tag{3.51}$$

Проекции скорости в полярных координатах:

$$u_r = u_0 \cos\alpha \left(1 - r_0^2/r^2\right); \tag{3.52}$$

$$u_\alpha = -u_0 \sin\alpha \left(1 + r_0^2/r^2\right) - \Gamma/(2\pi r). \tag{3.53}$$

На поверхности цилиндра радиусом r_0 $u_r = 0$, а

$$u_\alpha = -2u_0 \sin\alpha - \Gamma/(2\pi r_0). \tag{3.54}$$

Определим положение критических точек на поверхности цилиндра, для чего принимаем $u_\alpha|_{r=r_0} = 0$ и имеем

$$\sin\alpha_{\text{кр}} = -\Gamma/(4\pi u_0 r_0). \tag{3.55}$$

Здесь возможны три случая:

а) $\Gamma < 4\pi u_0 r_0$ графическое изображение этого решения и форма линий тока приведены на рис. 3.13, *а*; этому случаю соответствует наличие двух критических точек в третьем и четвертом квадрантах;

б) $\Gamma = 4\pi u_0 r_0$; при этом $\sin\alpha = -1$ и единственная критическая точка S располагается на окружности при $\alpha = \frac{3}{2}\pi$ (рис. 3.13, *б*);

в) $\Gamma > 4\pi u_0 r_0$; так как $\sin\alpha$ не может быть больше единицы, то на поверхности цилиндра критической точки не существует [она расположена на петлеобразной линии тока с $r > r_0$, внутри которой происходит циркуляционное движение потока (рис. 3.13, *в*)].

Рассмотрим эпюры коэффициента давления для указанных случаев. Уравнение для расчета $\bar{p}$ при обтекании цилиндра потенциальным потоком с циркуляцией Γ имеет вид

$$\bar{p} = 1 - [2\sin\alpha + \Gamma/(2\pi r_0 u_0)]^2 = 1 - 4[\sin\alpha + \Gamma/(4\pi r_0 u_0)]^2. \tag{3.56}$$

Графическая интерпретация уравнения для различных отношений $\Gamma/(4\pi r_0 u_0)$ представлена на рис. 3.14, *а*, *б*, *в*, где отрицательные величины коэффициента давления отложены с внешней стороны окружности цилиндра, положительные величины — с внутренней. Эпюры коэффициента давления симметричны относительно оси ординат и, следовательно, проекции давления на ось абсцисс равны нулю. Однако вдоль оси x указанной симметрии не наблюдается. В этом нетрудно убедиться, решив уравнение для проекции результирующей силы давления $\bar{p}_y$

$$\bar{p}_y = -b\int_0^{2\pi} p_0 r_0 \sin\alpha\, d\alpha =$$

$$= -br_0 \int_0^{2\pi} \left\{p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2}\left[1 - \left(2\sin\alpha + \frac{\Gamma}{2\pi r_0 u_0}\right)^2\right]\right\} \sin\alpha\, d\alpha. \tag{3.57}$$

Проинтегрировав это выражение, имеем

$$\bar{p}_y = b\rho u_0 \Gamma, \tag{3.58}$$

где b — длина цилиндра в направлении нормальном плоскости чертежа.

Сила $\bar{p}_y$, направленная нормально скорости невозмущенного потока u_0, называется подъемной силой Н. Е. Жуковского. Она

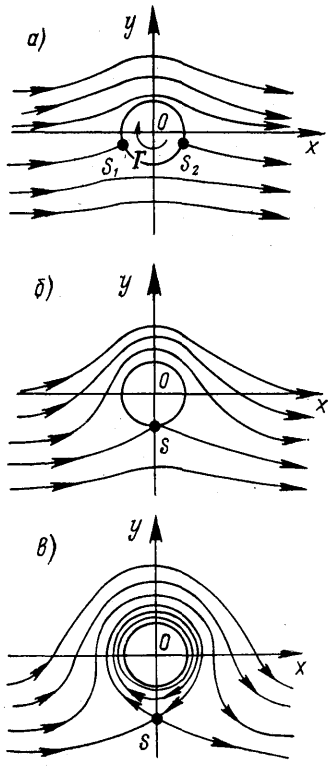


Рис. 3.13. Конфигурация линий тока у поверхности круглого цилиндра, обтекаемого потенциальным потоком с циркуляцией: *а* — при $\Gamma < 4\pi r_0 u_0$; *б* — при $\Gamma = 4\pi r_0 u_0$; *в* — при $\Gamma > 4\pi r_0 u_0$

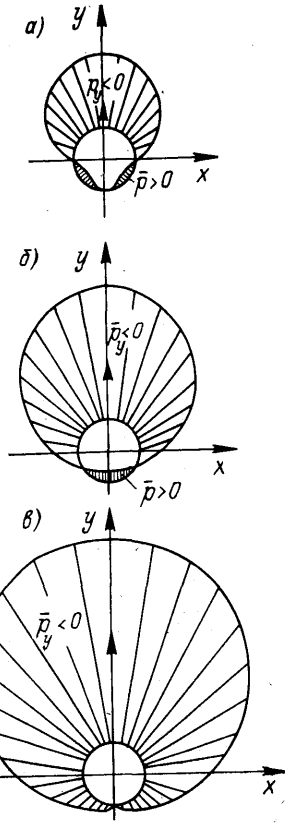


Рис. 3.14. Распределение давлений по поверхности цилиндра для различных значений циркуляции скорости: *а* — при $\Gamma < 4\pi r_0 u_0$; *б* — при $\Gamma = 4\pi r_0 u_0$; *в* — при $\Gamma > 4\pi r_0 u_0$

является результатом перераспределения давлений по поверхности цилиндра, обусловленного суммированием вихря и потенциального потока, и характера не только для цилиндра, но и для тел другой формы, обтекаемых потоком с вихреобразованием. При набегании потока на неудобообтекаемое тело (например, параллелепипед) из-за срыва его с острых кромок тела образуются вихри и зоны разрежения. При совместном действии на тело сил давления, трения и массовых сил возникает результирующая аэродинамическая сила.

3.8. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ МОМЕНТ

На каждую элементарную площадку ds (рис. 3.15) обтекаемого потоком тела действуют силы давления и трения. Очевидно, результирующая этих сил — аэродинамическая сила R будет зависеть от

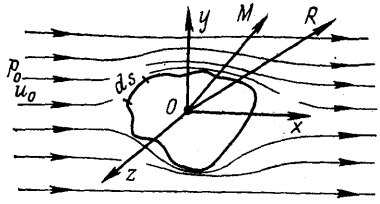


Рис. 3.15. Обтекание потоком воздуха тела произвольной формы

площади миделевого сечения тела F, физических свойств обтекающей жидкости и скорости невозмущенного потока u_0. Пользуясь аппаратом метода размерностей, можно определить [6], что

$$R = C_R F \rho u_0^2/2, \qquad (3.59)$$

где C_R — коэффициент аэродинамической силы.

Для аэродинамического момента M выражение будет иметь вид

$$M = C_M F l \rho u_0^2/2, \qquad (3.60)$$

где C_M — коэффициент аэродинамического момента; l — некоторый характерный размер.

Проекции векторов аэродинамических силы и момента на оси координат (если за начало координат выбрать центр тяжести тела) будут соответственно:

$$R_x = C_x F \frac{\rho u_0^2}{2}; \quad R_y = C_y F \frac{\rho u_0^2}{2}; \quad R_z = C_z F \frac{\rho u_0^2}{2};$$

$$M_x = C_{Mx} F l \frac{\rho u_0^2}{2}; \quad M_y = C_{My} F l \frac{\rho u_0^2}{2}; \quad M_z = C_{Mz} F l \frac{\rho u_0^2}{2}.$$

Если расположить оси координат, как показано на рис. 3.15, то R_x будет силой лобового сопротивления, R_y — подъемной, а R_z — боковой силой, а коэффициенты C — соответственно коэффициентами лобового сопротивления, подъемной и боковой сил.

Как следует из приведенной ранее картины обтекания цилиндра потоком вязкой жидкости (см. рис. 3.12, *б*, поз. *1* и *2*), в случае равномерного поля скоростей возникает сила, обусловленная разностью давлений на лобовой и кормовой части цилиндра и равная силе лобового сопротивления.

Обтекание вращающихся цилиндрических тел потенциальным потоком с равномерным профилем скоростей сопровождается возникновением поперечной силы (см. рис. 3.14). Этот эффект называется эффектом Магнуса.

Интересно отметить, что эффект Магнуса в несколько видоизмененной форме использовал известный французский исследователь моря Жак-Ив Кусто при постройке судна, движущегося за счет энергии ветра. На палубе катамарана длиною 22 м был установлен металлический цилиндр массой 2,2 т и высотой 13,5 м, который в сечении представлял овал с длиной большей оси 1,5 м. На одной из сторон овала выполнены отверстия, через которые с большой скоростью всасывался воздух. Если труба повернута так, что всасывающие отверстия располагаются перпендикулярно к направлению ветра, возникает такой же эффект, как если бы труба вращалась. При скорости ветра 36 км/ч катамаран достиг скорости 15 км/ч. На приводы компрессора, всасывающего воздух, и механизма поворота трубы достаточно двигателей сравнительно небольшой мощности. По мнению ученого, крупные суда, использующие для перемещения этот видоизмененный эффект Магнуса, могли бы экономить 30—40 % топлива. Помимо этого они не загрязняют окружающую среду.

Поперечная сила возникает и при неравномерном поле скоростей. Предположим, что в поток воздуха, профиль скоростей которого показан на рис. 3.16, помещен шар. Согласно уравнению Бернулли, давление над шаром будет меньше, чем под шаром из-за различия скоростей, в результате чего появляется подъемная сила.

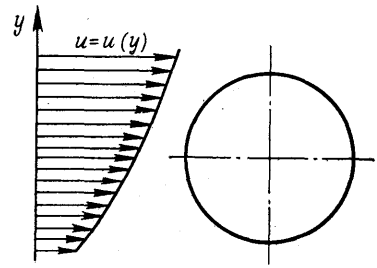


Рис. 3.16 К возникновению подъемной силы и аэродинамического момента

Суммарная величина силы лобового сопротивления зависит от соотношения сил давления и трения и определится уравнением

$$R_x = R_{x\text{д}} + R_{x\text{т}} = (C_{x\text{д}}F + C_{x\text{т}}F_\text{т})\,\rho u_0^2/2,$$

где $F_\text{т}$ — поверхность трения.

Соотношение сил давления и трения для различных случаев неодинаково. Для пластины, плоскость которой расположена нормально к вектору скорости u_0, очевидно, $R_{x\text{д}} \gg R_{x\text{т}}$; для пластины, расположенной вдоль потока, $R_{x\text{д}} \to 0$ и $R_{x\text{т}} \gg R_{x\text{д}}$.

Коэффициенты аэродинамических силы и момента определяются опытным путем в поле с равномерным профилем скоростей. Для шара при $\mathrm{Re} \leqslant 1$ их можно приближенно рассчитать по формуле Стокса

$$C_x = 24/\mathrm{Re}, \tag{3.61}$$

где $\mathrm{Re} = \dfrac{\rho u_0 d}{\mu}$;

при $\mathrm{Re} \leqslant 2$ — по формуле Озина

$$C_x = (24/\mathrm{Re})\left(1 + \frac{3}{16}\mathrm{Re}\right). \tag{3.62}$$

Изменение коэффициента силы лобового сопротивления шара показано на рис. 3.17. При $\mathrm{Re} > 10^5$ наблюдается зона резкого снижения C_x, что, как отмечалось ранее, связано с переходом ламинарного пограничного слоя в турбулентный и уменьшением зоны обратных токов в кормовой части шара.

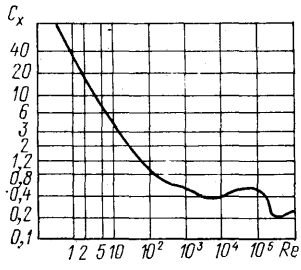


Рис. 3.17. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент лобового сопротивления шара

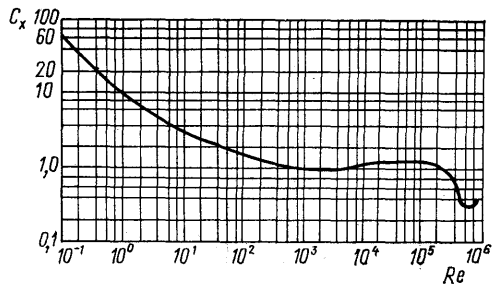


Рис. 3.18. Изменение коэффициента лобового сопротивления при обтекании бесконечного цилиндра

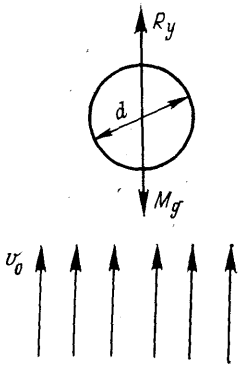


Рис. 3.19. К расчету скорости витания

Аналогичная картина изменения коэффициента силы лобового сопротивления от числа Re наблюдается и при обтекании бесконечного цилиндра (рис. 3.18).

3.9. СКОРОСТЬ ВИТАНИЯ И СКОРОСТЬ ТРОГАНИЯ

Для перемещения твердых частиц в системах пневмотранспорта и аспирации необходимо, чтобы скорость потока воздуха была больше скорости *витания* (при движении смеси воздуха и твердых частиц на вертикальных участках пневмотранспортной сети) и *трогания* (для подъема частиц, осевших на дно горизонтальных участков воздуховодов).

Пусть на тело массой M набегает поток воздуха, движущийся вертикально снизу вверх. Условием для того, чтобы тело не перемещалось вдоль оси y (рис. 3.19), т. е. оставалось на одном и том же уровне (при этом оно, конечно, может перемещаться в горизонтальной плоскости под действием боковых сил, не опускаясь и не поднимаясь), является равенство сил лобового сопротивления и массовых. Скорость, которая обеспечивает зависание твердой частицы на одном уровне, называется скоростью витания $v_в$. Условие равновесия запишется в виде $R_x = Mg$ или $C_x F \frac{\rho v_в^2}{2} = Mg$. Так как $C_x = f(\mathrm{Re})$, имеем

$$f\left(\frac{v_в d}{\nu}\right) F\rho \frac{v_в^2}{2} = Mg$$

или для шара при $\mathrm{Re} \leqslant 1$

$$\frac{24\nu}{v_в d} \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho v_в^2}{2} = \rho_м \frac{\pi d^3}{6} g,$$

где $\rho_м$ — плотность материала шара.

Отсюда легко найти скорость витания

$$v_в = \frac{\rho_м g d^2}{18\rho\nu}. \qquad (3.63)$$

Если скорость потока $v > v_в$, тело начнет двигаться вверх в соответствии с зависимостью

$$R_y - Mg = M\frac{dv_y}{dt}; \quad C_x F \frac{\rho}{2}(v - v_y)^2 - Mg = M\frac{dv_y}{dt},$$

где v_y — скорость перемещения тела в направлении оси y (вертикально вверх) и $v > v_y$.

Как и в предыдущем случае $C_x = f(\mathrm{Re})$, однако здесь $\mathrm{Re} = (v - v_y)\, d/\nu$, т. е. здесь учитывается относительная скорость движения частицы.

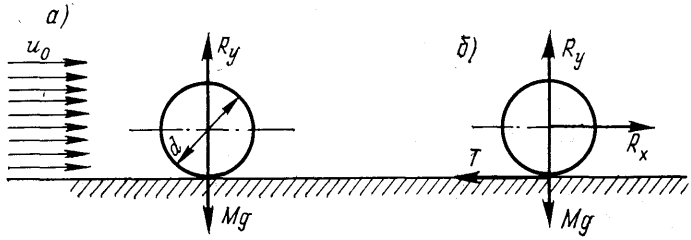


Рис. 3.20. К расчету скорости трогания: *а* — в условиях подъема; *б* — в условиях горизонтального скольжения

Рассчитаем теперь скорость трогания $v_{тр}$. Для упрощения будем полагать, что аэродинамический момент равен нулю. Строго говоря, это допущение не совсем корректно, поскольку при выводе мы будем полагать, что тело покоится на горизонтальной плоскости, а при действии вязкостных сил скорость воздуха на поверхности равна нулю.

Пусть тело массой M набегает равномерный по профилю скорости поток воздуха (рис. 3.20). Скорость воздуха при этом будет такой, что тело или поднимется в воздух, или будет скользить по горизонтальной поверхности. В первом случае (рис. 3.20, *а*), очевидно, подъемная сила будет равна или больше массовых сил, т. е.

$$R_y \geqslant Mg \text{ или } f\left(\frac{v_{тр}\, d}{\nu}\right) F \frac{\rho v_{тр}^2}{2} \geqslant Mg;$$

и если известна зависимость $C_y = f(\mathrm{Re})$, то скорость трогания определить несложно. Для подъема тела необходимо условие $v > v_{тр}$, и тело начнет двигаться со скоростью v, определяемой из уравнения

$$R_y - Mg = M\frac{dv_y}{dt}; \qquad C_y F \rho \frac{(v - v_y)^2}{2} - Mg = M\frac{dv_y}{dt}.$$

Если масса тела велика $Mg > R_y$, то скорость трогания определится из условия равенства сил лобового сопротивления и трения, т. е.

$$R_x = T \text{ или } R_x = f(Mg - R_y),$$

где f — коэффициент трения.

Преобразовывая последнее выражение, получаем

$$f_x\left(\frac{v_{тр}\, d}{\nu}\right) F\rho \frac{v_{тр}^2}{2} = f\left[Mg - f_y\left(\frac{v_{тр}\, d}{\nu}\right) F\rho \frac{v_{тр}^2}{2}\right]. \qquad (3.64)$$

Если величины f_x и f_y определить опытным путем, то нахождение $v_{тр}$ не представляет особого труда.

Когда скорость воздуха $v > v_{тр}$, тело начнет скользить по поверхности со скоростью $v_т$, которую можно определить из соотношения

$$R_x = f(Mg - R_y) = M\frac{dv_т}{dt}$$

или, преобразовав последнее выражение,

$$C_x F \frac{\rho}{2}(v - v_т)^2 - f\left[Mg - C_y F \frac{\rho}{2}(v - v_т)^2\right] = M\frac{dv_т}{dt}. \quad (3.65)$$

3.10. ПОДЪЕМНАЯ СИЛА

Ранее мы получили формулу Н. Е. Жуковского для подъемной силы при обтекании круглого цилиндра. Более общим случаем, широко используемым в технике, является обтекание потоком несжимаемой жидкости тела любой произвольной формы (рис. 3.21). При обтекании изображенного профиля потоком идеальной жидкости точка схода линии тока струи может находиться в любом месте по периметру профиля (рис. 3.21, *а*). Циркуляция скорости в этом случае равна нулю ($\Gamma = 0$), а у выходной заостренной кромки профиля (с малым радиусом закругления) теоретически могут возникнуть бесконечно большие скорости. В реальной (вязкой) жидкости из-за наличия трения картина обтекания профиля будет соответствовать рис. 3.21, *в*. Ее можно представить как результат сложения чисто бесциркуляционного обтекания профиля (рис. 3.21, *а*) с циркуляционным (3.21, *б*). Циркуляционный поток, как уже было показано ранее, из-за различия скоростей над верхней и нижней образующими профиля снижает давление на верхней образующей и увеличивает — на нижней, тем самым приводя к возникновению подъемной силы. В результирующем потоке передняя критическая точка S_1 смещается в сторону нижней поверхности, а кормовая критическая точка S_2, т. е. точка смыкания линий тока, смещается к выходной кромке (сравните рис. 3.21, *а* и *в*).

Рассмотрим, следуя Б. Т. Емцеву, установившееся плоское потенциальное обтекание тела произвольного профиля потоком несжимаемой жидкости или газа. Будем полагать, что возмущения, вносимые в поток обтекаемым телом, будут убывать с ростом расстояния от него. Скорость в любой точке будем считать подчиняющейся уравнениям

$$u = u_0 + u'; \quad v = v', \quad (3.66)$$

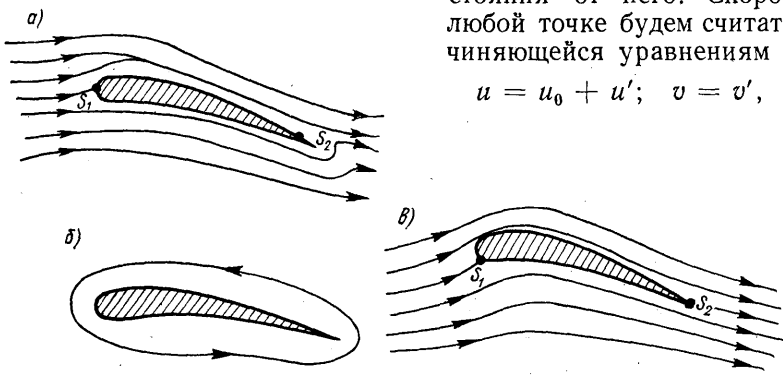


Рис. 3.21. Обтекание профиля потоком несжимаемой жидкости: *а*— бесциркуляционное обтекание профиля потоком идеальной жидкости; *б* — циркуляционное обтекание профиля; *в* — обтекание профиля вязкой жидкостью

где u и v — соответственно проекции вектора скорости $\mathbf{u}$ на оси x и y; u' и v' — скорости возмущения, которые возникают в потоке при введении в него тела, причем в соответствии с принятым допущением u' и v' стремятся к нулю с увеличением расстояния от тела.

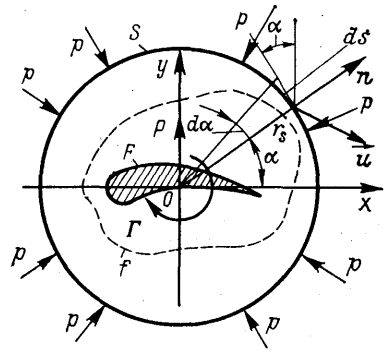


Рис. 3.22. К выводу теоремы Н. Е. Жуковского «О подъемной силе, действующей на крыловой профиль»

Профиль тела (рис. 3.22) будем рассматривать как замкнутую линию тока, внутри которой циркулирует жидкость. Поверхность профиля обозначим F. Проведем из точки O (начала координат) окружность S достаточно большого радиуса r_s. Примем размер нормали к плоскости чертежа равным единице и применим уравнение количества движения к жидкости, заключенной между поверхностью F и окружностью S.

Одна из формулировок закона сохранения количества движения гласит, что при установившемся движении выделенного объема главный вектор действующих на него внешних сил равен потоку количества движения через контрольную поверхность S. Заметим, что на выделенный объем будут действовать массовые (архимедовы) силы, которыми при выводе теоремы можно пренебречь. Результирующая сил, действующих на поверхности S и F, определит главный вектор поверхностных сил (сил давления). Интегральная величина сил давления по поверхности тела представляет собой силу воздействия тела на поток.

Согласно третьему закону Ньютона,

$$\mathbf{P} = -\mathbf{R},$$

где $\mathbf{R}$ — сила воздействия тела на набегающий поток.

Результирующая сил давления $\mathbf{P}$ на поверхность S

$$P_s = \int_S p_n\, ds = \int_S p\mathbf{n}\, ds,$$

где ds — элементарная дуга окружности S; $\mathbf{n}$ — орт внешней нормали.

С учетом вышеизложенного, уравнение количества движения приводится к виду

$$-\mathbf{P} - \oint_S p\mathbf{n}\, ds = \oint_S \rho u_n \mathbf{u}\, ds + \oint_F \rho u_n \mathbf{u}\, dF,$$

где $u_n = u\cos(\widehat{n,\ u})$.

Непроницаемость профиля F для жидкости означает, что нормальная составляющая скорости жидкости на поверхности равна нулю, т. е. $u_n|_F = 0$. Принимая во внимание, что

$$ds = r_s\, d\alpha;\ n_x = \cos\alpha;\ n_y = \sin\alpha,$$

найдем проекции силы P на оси x и y:

$$P_x = -\int_0^{2\pi} r_s (p \cos\alpha + \rho u_n u)\, d\alpha; \tag{3.67}$$

$$P_y = \int_0^{2\pi} r_s (p \sin\alpha + \rho u_n v)\, d\alpha. \tag{3.68}$$

Учитывая условия (3.66), определим давление p в любой точке на контрольной поверхности S

$$p = p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2} - \frac{\rho}{2}(u^2 + v^2) = p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2} - \frac{\rho}{2}(u_0^2 + 2u_0 u' + u'^2 + v'^2),$$

где p_0 — давление невозмущенного потока.

Поскольку мы условились радиус r_s выбрать достаточно большим, величинами u'^2 и v'^2, как величинами малыми второго порядка, можно пренебречь, следовательно,

$$P = p_0 - \rho u_0 u'. \tag{3.69}$$

Из (3.67)—(3.69) имеем:

$$P_x = -r_s \int_0^{2\pi} [(p_0 - \rho u_0 u') \cos\alpha + \rho u_n u]\, d\alpha; \tag{3.70}$$

$$P_y = -r_s \int_0^{2\pi} [(p_0 - \rho u_0 u') \sin\alpha + \rho u_n v]\, d\alpha. \tag{3.71}$$

Так как $\int_0^{2\pi} p_0 \cos\alpha\, d\alpha = 0$ и $\int_0^{2\pi} p_0 \sin\alpha\, d\alpha = 0$, а $u_n = \mathbf{un} = u\cos\alpha + v\sin\alpha$, преобразуем оставшиеся подынтегральные выражения:

$$u_n u - u_0 u' \cos\alpha = (u\cos\alpha + v\sin\alpha)\, u - u_0 u' \cos\alpha =$$
$$= [(u_0 + u')\cos\alpha + v'\sin\alpha]\,(u_0 + u') - u_0 u' \cos\alpha =$$
$$= u_0^2 \cos\alpha + 2u_0 u' \cos\alpha + u'^2 \cos\alpha + u_0 v' \sin\alpha +$$
$$+ v'u' \sin\alpha - u_0 u' \cos\alpha \approx u_0^2 \cos\alpha + u_0 (u' \cos\alpha + v' \sin\alpha);$$
$$u_n v - u_0 u' \sin\alpha = (u\cos\alpha + v\sin\alpha)\, v - u_0 u' \sin\alpha =$$
$$= [(u_0 + u')\cos\alpha + v'\sin\alpha]\, v' - u_0 u' \sin\alpha \approx u_0 (v' \cos\alpha - u' \sin\alpha).$$

Подставляя эти выражения в интегралы для проекций силы P по осям абсцисс и ординат (3.70) и (3.71), получаем

$$P_x = -\rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} (u' \cos\alpha + v' \sin\alpha)\, d\alpha; \tag{3.72}$$

$$P_y = -\rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} (v' \cos\alpha - u' \sin\alpha)\, d\alpha. \tag{3.73}$$

Величины u' и v' под знаками интегралов можно заменить на u и v, что означает добавление к правым частям величин

$$-\rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} u_0 \cos\alpha\, d\alpha \quad \text{и} \quad \rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} u_0 \sin\alpha\, d\alpha,$$

которые по отдельности равны нулю.

Заметим также, что

$$r_s (v\cos\alpha - u\sin\alpha)\, d\alpha = (v\cos\alpha - u\sin\alpha)\, ds = udx + vdy = u_s ds,$$

где u_s — проекция скорости $\mathbf{u}$ на окружность S.

Получаем

$$P_x = -\rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} (u\cos\alpha + v\sin\alpha)\, d\alpha = -\rho u_0 \oint_S u_n\, ds = -\rho u_0 L; \quad (3.74)$$

$$P_y = -\rho r_s u_0 \int_0^{2\pi} (v\cos\alpha - u\sin\alpha)\, d\alpha = -\rho u_0 \oint_S u_s\, ds = -\rho u_0 \Gamma', \quad (3.75)$$

где L — расход жидкости через контур S; Γ' — циркуляция скорости по этому контуру с обходом против часовой стрелки.

Если внутри окружности нет источников или стоков, то $L = 0$ и $P_x = 0$, а проекция $P_y = -\rho u_0 \Gamma'$. Поменяв направление обхода контура, имеем

$$P_y = \rho u_0 \Gamma. \quad (3.76)$$

Полученное выражение — есть теорема Жуковского для подъемной силы, возникающей при обтекании цилиндрического тела произвольного профиля плоским потенциальным потоком, выведенная им в 1906 г.

Таким образом, на каждую единицу длины тела действует сила, пропорциональная плотности жидкости, скорости невозмущенного потока и циркуляции по контуру, охватывающему тело. Под длиной здесь понимается протяженность тела в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Поскольку направление обхода контура нами выбрано по часовой стрелке, то, чтобы получить направление действия подъемной силы, следует вектор скорости потока в бесконечности развернуть на угол 90° в направлении, противоположном циркуляции.

При доказательстве теоремы Жуковского предполагалось, что окружность S имеет достаточно большой радиус r_s. Проведем внутри контура, ограниченного поверхностью тела F и окружностью S, любой конутр f. Поскольку между контурами S и f вихри отсутствуют, то циркуляции по этим контурам будут одинаковы и частным случаем поверхности f может стать поверхность профиля F.

Теорема Жуковского указывает на причину возникновения подъемной силы. Этой причиной являются вихри, а мерой интенсивности их — циркуляция скорости Γ вокруг профиля. В реальной жидкости вихри появляются в результате вязкости, и, следовательно,

сил трения, которые возникают в пограничном слое, непосредственно примыкающем к поверхности тела. Изменяя циркуляцию скорости Г, т. е. меняя профиль, обтекаемый жидкостным потоком, можно изменить и величину подъемной силы.

Теорема Н. Е. Жуковского явилась основой теории крыла, получила широкое применение в теории лопастных (осевых) вентиляторов и газовых турбин, при расчете винтов кораблей, глиссирующих судов и судов на подводных крыльях, при проектировании летательных аппаратов.

3.11. ТЕОРЕМА ЖУКОВСКОГО О ПОДЪЕМНОЙ СИЛЕ ДЛЯ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Прежде, чем перейти к выводу теоремы Жуковского о подъемной силе решетки профилей, рассмотрим основные геометрические параметры единичного крылового профиля и решетки профилей.

Крыловой профиль (рис. 3.23) характеризуется затупленной передней частью и заостренной задней кромкой. *Средняя линия* профиля — это геометрическое место центров вписанных в профиль окружностей. *Хордой профиля* называют отрезок, соединяющий две самые удаленные точки осевой дуги профиля. Профили характеризуются основными геометрическими параметрами: *относительной толщиной* профиля $\bar{c}$ (отношение максимальной толщины профиля c к длине хорды b, т. е. $\bar{c} = c/b$); *относительной вогнутостью* $\bar{f} = f/b$ (отношение максимальной стрелы прогиба осевой дуги к длине хорды). Положения $\bar{f}$ и $\bar{c}$ определяются относительными абсциссами $\bar{x}_f = x_f/b$ и $\bar{x}_c = x_c/b$. *Кривизна профиля* характеризуется углом прогиба средней линии ε, т. е. углом между касательными и средней линией профиля в его передней и задней частях.

Решеткой профилей называют бесконечное число одинаково расположенных идентичных крыловых профилей, размещенных с одним и тем же шагом (рис. 3.24). Такая решетка получается, если лопастную систему осевого вентилятора или компрессора рассечь круговой цилиндрической поверхностью и развернуть сечение на плоскости. Очевидно, определение подъемной силы, действующей на решетку профилей, дает возможность рассчитать силы и моменты в роторах осевых машин.

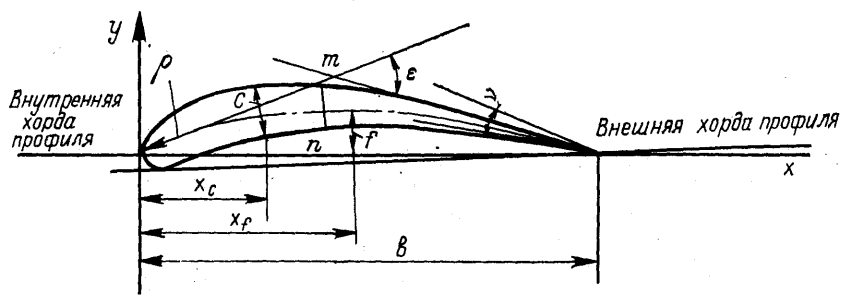


Рис. 3.23. Геометрические характеристики крылового профиля

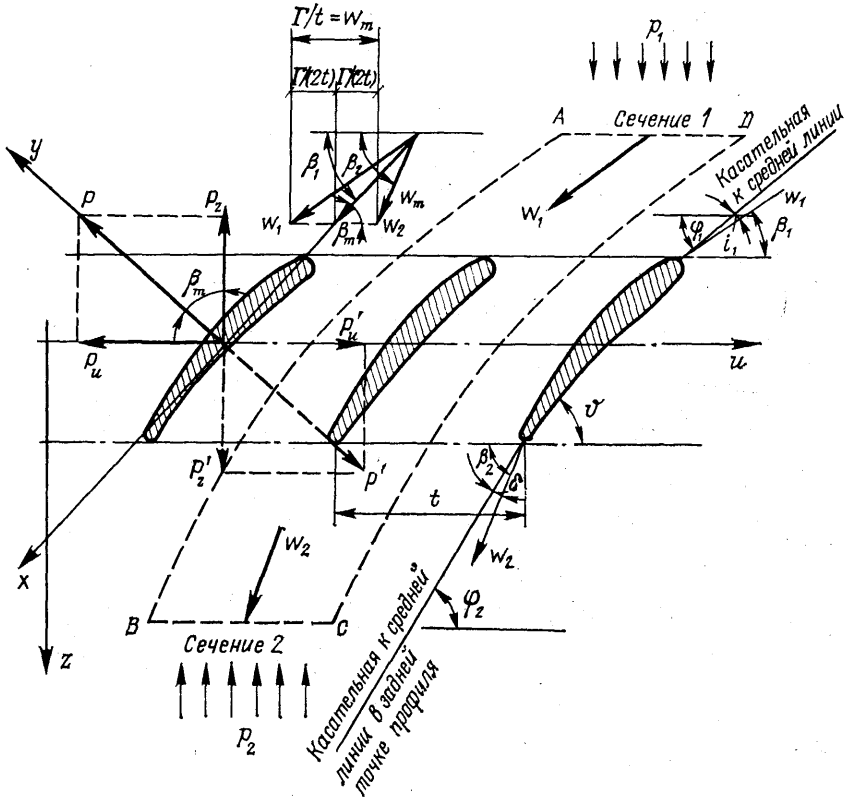


Рис. 3.24. Решетка профилей

Обтекание всех профилей решетки будет одинаковым, если число профилей бесконечно большое. Взаимное расположение профилей в решетке характеризуется *шагом решетки* t (расстояние между сходственными точками соседних профилей) и *установочным углом* ϑ (угол между хордой профиля и фронтом решетки) или углами φ_1 и φ_2 между касательными к средней линии профиля соответственно в передней и задней точках профиля и фронтом решетки. *Ось* решетки нормальна к ее фронту. *Относительный шаг* решетки — есть отношение шага t к длине хорды b, т. е. $\bar{t} = t/b$. Обратная величина относительного шага — есть *густота* решетки $\tau = 1/\bar{t} = b/t$. Положение профиля решетки по отношению к набегающему потоку характеризуется *углом атаки* i (угол между вектором скорости w_1 и касательной к средней линии профиля). Угол между вектором скорости на выходе из решекти w_2 и касательной к дуге профиля в кормовой части называется *углом отставания потока* δ. Углом входа β_1 называют угол между направлением скорости на входе в решетку и ее фронтом, углом выхода β_2 — угол, образованный вектором w_2 и фронтом решетки. Разность этих углов определяет изменение направления потока газа.

Рассмотрим обтекание бесконечной прямолинейной решетки крыловых профилей плоскопараллельным установившимся потоком газа. Определим силу воздействия потока на профиль единичной длины в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Выделим в потоке сечения *1* и *2*, параллельные фронту решетки и удаленные от решетки на такое расстояние, которое позволяет считать скорость и давление в каждом сечении постоянными, т. е. там, где поток будет невозмущенным. Проведем на расстоянии шага решетки t линии тока AB и DC. Очевидно, они будут конгруэнтны, т. е. при наложении совпадут. Применим к выделенному контрольному объему $ABCD$ уравнение количества движения, тогда проекции равнодействующей всех сил, действующих в объеме, на оси z и u, т. е. ось и фронт решетки

$$P'_u = M(-w_2 \cos\beta_2 - w_1 \cos\beta_1) = M[(-w_{u_2}) - (-w_{u_1})],$$

где P'_u — проекции равнодействующей на ось u с учетом знаков у проекций скоростей; M — секундная масса газа, проходящего через решетку с шагом t и длиной (перпендикулярной к плоскости чертежа), равной единице. Из уравнения неразрывности $M = \rho_1 w_{z1} t \times 1 = \rho_2 w_{z2} t \times 1$. Заметим, что для несжимаемой жидкости $\rho_1 = \rho_2$ и $w_{z1} = w_{z2} = w_z$, тогда проекция равнодействующей на ось решетки определится из уравнения

$$P'_z + (p_1 - p_2) t \times 1 = M(w_{z_2} - w_{z_1}); \quad P'_z = -(p_1 - p_2) t \times 1.$$

Проекции силы P, действующей на крыловой профиль единичной длины,

$$P_u = -\rho t w_z (w_{u_1} - w_{u_2}); \tag{3.77}$$

$$P_z = (p_1 - p_2)\, t, \tag{3.78}$$

поскольку $P_u = -P'_u$ и $P_z = -P'_z$, т. е. составляющие равнодействующей силы, приложенной к профилю, и составляющие всех сил, приложенных к контрольному объему, равны по величине и противоположны по направлению.

Согласно уравнению Бернулли,

$$p_1 + \rho w_1^2/2 = p_1 + \rho w_2^2/2.$$

Последнее выражение представим в виде

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2}(w_2^2 - w_1^2) = \frac{\rho}{2}(w_{u_2}^2 + w_{z_2}^2) - \frac{\rho}{2}(w_{u_1}^2 + w_{z_1}^2) = \frac{\rho}{2}(w_{u_2}^2 - w_{u_1}^2). \tag{3.79}$$

Определим теперь циркуляцию скорости по контуру $ABCD$. За положительное направление обхода примем такое, при котором поверхность, ограниченная данным конутром, остается слева, т. е. против часовой стрелки

$$\Gamma_{ABCD} = \Gamma_{AB} + \Gamma_{BC} + \Gamma_{CD} + \Gamma_{DA}.$$

Поскольку линии тока AB и CD конгруэнтны, а распределение скоростей по ним одинаково, то

$$\Gamma_{AB} = -\Gamma_{CD}; \quad \Gamma_{ABCD} = -t w_{u_2} + t w_{u_1} = t\,(w_{u_1} - w_{u_2}). \tag{3.80}$$

Заметим, что если определять величины циркуляции вокруг профиля вращающейся решетки по абсолютным скоростям, то

$$|w_{u_1}| - |w_{u_2}| = c_{u_2} - c_{u_1}.$$

Подставляя найденное по (3.80) значение Γ_{ABCD} и выражения для P_u (3.77) и P_z (3.78) с учетом (3.79), получаем:

$$\left.\begin{aligned} -P_u &= \rho\Gamma w_z; \\ -P_z = -(p_1 - p_2)\,t &= -\rho/2\,\{t\,(w_{u_2} - w_{u_1})\,(w_{u_2} + w_{u_1})\} = \\ &= \rho\Gamma\,(w_{u_1} + w_{u_2})/2. \end{aligned}\right\} \tag{3.81}$$

Реакция потока идеальной жидкости на профиль

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_z^2} = \rho\Gamma\sqrt{[(w_{u_1} + w_{u_2})/2]^2 + w_z^2};$$

$$P = \rho\Gamma w_m. \tag{3.82}$$

Уравнение (3.82) — это математическое выражение теоремы Н. Е. Жуковского о подъемной силе профиля в решетке, полученное им в 1912 г.

Среднегеометрический вектор скорости $\mathbf{w}_m$ определяется по следующей формуле:

$$\mathbf{w}_m = (\mathbf{w}_1 + \mathbf{w}_2)/2.$$

Проекция этого вектора на ось u равна $(w_{u_1} + w_{u_2})/2$, а на ось z — w_z. Направление среднегеометрической скорости определяется соотношением (3.24) $\operatorname{ctg}\beta_m = (\operatorname{ctg}\beta_1 + \operatorname{ctg}\beta_2)/2$.

Теорема Н. Е. Жуковского показывает, что равнодействующая всех сил, действующих на лопатку решетки со стороны потенциального потока несжимаемой жидкости, равна произведению плотности газа, среднегеометрической скорости и циркуляции скорости вокруг профиля. Направление действия этой равнодействующей перпендикулярно вектору среднегеометрической скорости. Для определения направления силы P нужно вектор $\mathbf{w}_m$ развернуть на угол 90° в сторону, противоположную направлению циркуляции.

Это очевидно из соотношений (рис. 3.24):

$$|P| : |P_u| : |P_z| = w_m : w_{z_m} : w_{u_m};$$

$$\operatorname{tg}\beta_m = |w_{z_m}|/|w_{u_m}| = |\rho\Gamma w_z|/|\rho\Gamma\,(w_{u_1} + w_{u_2})/2| = |P_u|/|P_z|.$$

В уравнении Н. Е. Жуковского плотность газа — величина постоянная. В 1944 г. Б. С. Стечкин показал, что оно применимо и в случае сжимаемого газа. При этом плотность определяется, как полусумма плотностей газа на входе в решетку и выходе из нее, т. е. $\rho_m = (\rho_1 + \rho_2)/2$.

Впоследствии, в 1949 г. Э. И. Берзон предложил для дозвуковых потоков сжимаемого газа использовать выражение $1/\rho'_m = (1/\rho_1 + 1/\rho_2)/2$ или $\rho'_m = 2\rho_1\rho_2/(\rho_1 + \rho_2)$. Заметим, что если шаг решетки t сделать бесконечно большим, то при $\Gamma = \text{idem}$, $\mathbf{w}_2 \to \mathbf{w}_1 \to \mathbf{w}_m \to \mathbf{w}_0$, поскольку отклонение средней скорости потока решеткой профилей уменьшается (снижается так называемая скорость девиации $\mathbf{w}_\alpha = \mathbf{w}_2 - \mathbf{w}_1$) и полученное выражение сводится в пределе к выведенной ранее теореме Н. Е. Жуковского для обтекания одиночного профиля (3.76), т. е. $P = \rho u_0 \Gamma$.

Теорема Н. Е. Жуковского применима как к неподвижной, так и движущейся решеткам профилей.

При обтекании решетки реальным газом действительная величина подъемной силы будет меньше теоретической, что обусловлено влиянием вязкостных сил (см. гл. 9).

Теоретические положения, изложенные в гл. 1—3, необходимы для исследования и анализа различных задач аэродинамики, в частности движения газа по каналам сетей вентиляции, кондиционирования воздуха и пневмотранспортных систем, обтекания потоком различных тел, рассеяния вредных веществ в атмосфере, формирования полей скоростей и давлений у вытяжных отверстий и в приточных струях, перемещения воздуха в рабочих колесах радиальных машин, в осевых вентиляторах и изучения целого ряда других задач.

Глава 4. ДВИЖЕНИЕ ВОЗДУХА В КАНАЛАХ

Из различных турбулентных течений, с которыми мы встречаемся в технике вентиляции и кондиционирования воздуха, движение в каналах имеет особенно важное практическое значение. Если газ поступает в трубу с круглым сечением из большого резервуара, то на определенном ее участке, начиная от входа в нее, образуется входное течение, в котором распределение скоростей по поперечному сечению почти равномерно. С удалением от входа профиль скоростей под воздействием сил трения начинает постепенно вытягиваться пока, наконец, на некотором расстоянии от входа не принимает своей окончательной, в дальнейшем неизменной, формы.

Другими словами, для расчета течения газа в каналах будут применимы все закономерности теории пограничных слоев.

Основы теории пограничного слоя будут заимствованы из предыдущих глав, поэтому при рассмотрении течения воздуха в каналах будем считать воздух несжимаемым, поскольку это допущение не вызывает больших ошибок при расчете сетей вентиляции и кондиционирования воздуха и вентиляторных установок.

Конечной целью исследования процессов движения воздуха в каналах является получение расчетных зависимостей для вычисления аэродинамических сопротивлений сетей транспортировки воздуха. По полному сопротивлению сети выбирается давление, развиваемое вентилятором и его характеристики. Чаще всего в сетях систем вентиляции, кондиционирования и пневмотранспорта мы имеем дело с турбулентным режимом движения воздуха, поэтому этому виду течения будет уделено основное внимание.

4.1. ЛАМИНАРНОЕ И ТУРБУЛЕНТНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ

Полагая, что падение давления в канале, приходящееся на единицу его длины, обычно является постоянной величиной вдоль всего канала, можно записать что

$$dp/dl = \Delta p/\Delta l, \tag{4.1}$$

где Δp — падение давления на всей длине канала длиной l.

Рассмотрим прямолинейную трубу круглого сечения, радиальную координату y' будем измерять от оси трубы. Так как в данном случае рассматриваемый цилиндр жидкости будет находиться в равновесии под действием касательных напряжений τ, приложенных

к его боковой поверхности, и разности давлений, действующих на его основания $p_1 - p_2$, имеем

$$\tau = \frac{p_1 - p_2}{l} \frac{y'}{2}. \tag{4.2}$$

Эта формула применима как к ламинарному, так и к турбулентному течению. На стенке трубы имеем

$$\tau_0 = \frac{p_1 - p_2}{l} \frac{r}{2}. \tag{4.3}$$

Следовательно, касательное напряжение τ_0 может быть определено по экспериментальному значению перепада давлений.

Как правило, связь между перепадом давлений и скоростью устанавливается в виде зависимости

$$\frac{p_1 - p_2}{l} = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho}{2} \bar{u}^2, \tag{4.4}$$

где λ — безразмерный коэффициент сопротивления; $d = 2r$; $\bar{u}$ — средняя скорость движения жидкости в направлении оси трубы.

Тогда из (4.3) и (4.4) получаем

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8} \rho \bar{u}^2. \tag{4.5}$$

Для ламинарного движения воздуха в круглой трубе, имеющей гидравлически гладкие стенки, аналитическим путем Г. Хагеном и несколько позднее Ж. Пуазейлем была выведена формула

$$p_1 - p_2 = 8\mu \frac{l}{r^2} \bar{u} = 32\mu \frac{l}{d^2} \bar{u}, \tag{4.6}$$

впоследствии названная законом Хагена—Пуазейля. Подставляя (4.6) в (4.4), получаем

$$\lambda = \frac{64}{(u\, d\rho)/\mu} = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{4.7}$$

Таким образом, при ламинарном движении жидкости коэффициент сопротивления зависит только от значения числа Рейнольдса, рассчитанного по диаметру трубы. Переход от ламинарного режима движения к турбулентному при этом наступает при критическом значении $\mathrm{Re}_{кр} = 2100 \div 3000$. Для турбулентного пограничного слоя на плоской пластине выражение касательного напряжения на стенке имеет вид

$$\tau_0 = 0{,}0227 \rho U^2 \left(\frac{\nu}{U\delta}\right)^{1/4}. \tag{4.8}$$

Это уравнение применимо и для случая турбулентного движения жидкости в трубе (рис. 4.1), однако в данном случае отсутствует невозмущенный поток, а его турбулентное ядро в соответствии

с принятыми в гл. 2 зависимостями имеет следующие распределения скоростей:

$$\frac{u}{u_{\max}} \sim \left(\frac{r_i - r}{r_0}\right)^{1/n}. \qquad (4.9)$$

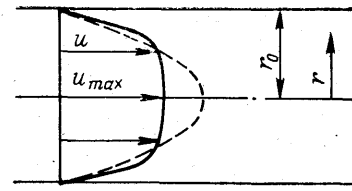


Рис. 4.1. Эпюра скоростей при турбулентном движении жидкости в канале

Для плоской пластины было получено значение $n = 1/7$. Следует оговорить, что в общем случае n является функцией числа Рейнольдса и изменяется от 1/6 до 1/10. Для более низких значений Re эпюра относительной скорости получается более вытянутой, что соответствует более низким значениям n.

Для практических расчетов большой интерес представляет не текущее значение u, а его средняя величина $\bar{u}$. Из (4.9) получаем

$$\frac{\bar{u}}{U_{\max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}. \qquad (4.10)$$

Ниже приводятся значения средней относительной скорости $\bar{u}/U$ для различных значений n:

n	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10
$\bar{u}/U$	0,791	0,817	0,837	0,852	0,865

В 1911 г. Г. Блазиус получил для коэффициента сопротивления λ в гидравлических гладких трубах формулу

$$\lambda = 0{,}3164 \left(\frac{\bar{u}d}{\nu}\right)^{1/4}; \qquad (4.11)$$

подставляя ее в уравнение для касательного напряжения на стенке круглой трубы, в отличие от (4.8) получим

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8}\rho\bar{u}^2 = 0{,}0395\rho u^2 \left(\frac{\bar{u}d}{\nu}\right)^{-1/4} \qquad (4.12)$$

(выражение используют при расчете потерь на трение в гидравлически гладких трубах).

Перепад давлений при движении жидкости в трубе может быть найден по формуле (4.4). Влияние шероховатости стенки учитывается, например, с помощью формулы, полученной А. Д. Альтшулем [31],

$$\lambda = 0{,}11 \sqrt[4]{68/\mathrm{Re} + K/d}, \qquad (4.13)$$

где K — эквивалентная шероховатость, т. е. такая шероховатость стенок воздуховода, которая при данных Re и d дает фактическое значение λ (для воздуховодов из стали, винипласта, асбоцемента и фанеры $K = 0{,}1$ мм; шлакоалебастры — $K = 1$ мм; кирпича — $K = 4$ мм штукатурки по сетке — $K = 10$ мм).

Все вышесказанное справедливо для прямых труб. В криволинейных трубах, на частицы жидкости дополнительное влияние будут оказывать центробежные силы. Это может привести к возник-

новению рециркуляционных потоков. Так, при большой кривизне труб профиль скоростей деформируется — максимум скорости смещается по радиусу. При ламинарном течении влияние кривизны трубы может быть учтено с помощью формулы, предложенной Л. Прандтлем [31],

$$\lambda/\lambda_0 = 0{,}37D^{0{,}36}, \tag{4.14}$$

где λ_0 — коэффициент сопротивления прямой трубы; $D = (1/2) \times \mathrm{Re}\sqrt{d/2R}$ — критерий Дина; R — радиус кривизны трубы.

Для коэффициента сопротивления криволинейной трубы при турбулентном течении К. М. Уайтом [31] предложено уравнение

$$\lambda/\lambda_0 = 1 + 0{,}075\,\mathrm{Re}^{1/4}\left(\frac{d}{2R}\right)^{1/2}. \tag{4.15}$$

4.2. РАСЧЕТ ПАДЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА В КАНАЛАХ НЕКРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Рассмотрим особенности течения воздуха в прямоугольных каналах, поскольку они представляют определенный интерес для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Обозначим размеры канала буквами a, b, l, тогда эквивалентный диаметр канала может быть определен как

$$d_{\text{экв}} = 2ab/(a + b). \tag{4.16}$$

Расчет потерь давления производится по формуле

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_{\text{экв}}} \frac{\rho}{2} \bar{u}^2, \tag{4.17}$$

где значение величин, входящих в эту формулу, вычисляем в следующей последовательности: $d_{\text{экв}}$, Re (по средней скорости воздуха в канале); коэффициент сопротивления λ (по уравнениям (4.11), (4.13), (4.14) или (4.15); ΔP по формуле (4.17).

Неточности расчета могут быть связаны с определением средней скорости в канале. Возможен иной подход, когда потери давления рассчитываются не по скорости, а по объемному расходу воздуха L. Пусть коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле

$$\lambda = C/(\mathrm{Re})^{0{,}25}. \tag{4.18}$$

Тогда для круглой трубы имеем

$$\Delta p = \frac{C}{(4L\,d\rho/\pi\,d^2\mu)^{0{,}25}} \frac{l}{d} \frac{\left(\frac{L}{\pi d^2/4}\right)^2 \rho}{2}; \tag{4.19}$$

для прямоугольного канала

$$\Delta p = \frac{C}{\left[L\left(\frac{2ab}{a+b}\right)\Big/ ab\mu\right]^{0{,}25}} \frac{l}{\left(\frac{2ab}{a+b}\right)} \frac{\left(\frac{L}{ab}\right)^2 \rho}{2}. \tag{4.20}$$

Приравняв эти выражения, получим

$$\frac{1}{\left(\frac{4}{\pi d}\right)^{0,25} d}\frac{16}{\pi^2 d^4} = \left(\frac{a+b}{2}\right)^{0,25}\left(\frac{a+b}{2a^b}\right)\frac{1}{(ab)^2}.$$

При одном и том же значении Δp получаем

$$d'_{\text{экв}} = 1{,}31\,\frac{(ab)^{0,631}}{(a+b)^{0,263}}. \qquad (4.21)$$

Используя выражение для $d_{\text{экв}}$, можно подобрать прямоугольный канал взамен круглого при заданных Δp и L.

Воздуховоды прямоугольного сечения исследовал С. С. Золотов [14]. Полученная им зависимость для коэффициента сопротивления имеет вид:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \lg 10^{-\beta}\,\mathrm{Re}^{-\alpha} + 10^{-\delta}\left(\frac{b}{K_э}\right)^{-\gamma}, \qquad (4.22)$$

где $\beta = 0{,}25 - 1{,}7b/a$; $\alpha = 1{,}6 + 0{,}25b/a$; $\delta = 1{,}7 - 0{,}6b/a$; $\gamma = 1{,}6 + 0{,}25b/a$.

Для плоскоовальных воздуховодов с размерами осей a и b может быть рекомендована формула, полученная В. М. Черепановым [29],

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \left[1{,}98d^{0,176}\lg 2\exp\varphi\left(\frac{6{,}9d^{1,76}}{\mathrm{Re}_d\sqrt{\lambda}} + \frac{K_э}{d}\right)\right] + 4{,}3, \qquad (4.23)$$

где $\varphi = 1 + \frac{(a/d) - 0{,}607 - 0{,}215\lg(a/d)}{(a/d) - 0{,}215}$; $K_э$ — эквивалентная шероховатость, мм; d — диаметр скругления, a — больший размер одной из осей.

Формулы (4.22) и (4.23) справедливы для диапазона изменения $\mathrm{Re} = 3\cdot10^3 \div 1\cdot10^5$. Зависимости $\lambda = f(\mathrm{Re})$ для каналов различной конфигурации приведены в [31].

4.3. ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С ИЗМЕНЕНИЕМ НАПРАВЛЕНИЯ ПОТОКОВ

Сети воздуховодов, обслуживаемые вентиляторными установками, набираются из большого количества унифицированных фасонных частей. Трассировка сетей в объекте зависит от его архитектурно-планировочного решения, поэтому часто приходится менять направления потоков воздуха. Течение воздуха в фасонных частях при изменении направления потока имеет свои особенности. В отличие от водопроводных сетей

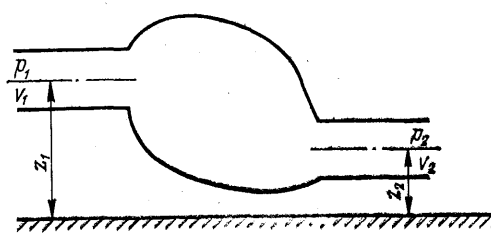


Рис. 4.2. Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли

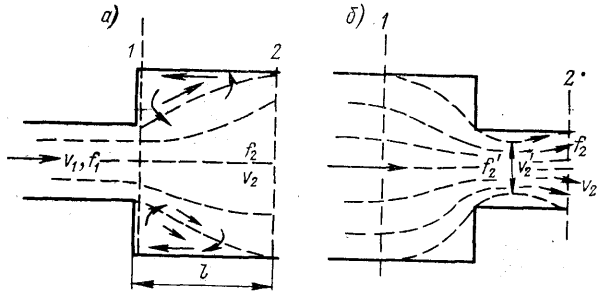


Рис. 4.3. Внезапное изменение сечения канала: *а* — расширение; *б* — сужение

в воздуховодах вентиляционных, пневмотранспортных и дутьевых установок потери на преодоление так называемых местных сопротивлений часто значительно больше потерь давления, обусловленных трением. В общем случае сечение канала может меняться по его ходу. Для плоского установившегося потока в канале переменного сечения (рис. 4.2) может быть записано уравнение Бернулли

$$gz_1\rho_1 + p_1 + \frac{\alpha_1\rho v_1^2}{2} = gz_2\rho_2 + p_2 + \frac{\alpha_2\rho v_2^2}{2}, \qquad (4.24)$$

где v_1 и v_2 — средние скорости в сечениях (определяются как отношение расхода L и площади живого сечения канала f: $v = L/f$); α — коэффициент кинетической энергии, учитывающий неравномерность распределения скоростей по живому сечению

$$\alpha = \frac{\int_f u^3\, df}{v^2 f}. \qquad (4.25)$$

Для ламинарного течения в круглых трубах $\alpha = 2$, для развитого турбулентного течения $\alpha \approx 1{,}1$. В ином виде уравнение (4.24) может быть представлено так:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}. \qquad (4.26)$$

При внезапном увеличении сечения канала (рис. 4.3, *а*) в месте расширения жидкость отрывается от стенки и дальше на некотором расстоянии l движется в виде свободной струи. При этом возникают вихри, струя постепенно расширяется и, наконец, занимает полное сечение канала. На участке l происходят значительные потери давления, обусловленные вихреобразованием. Полагая $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$ и $z_1 = z_2$, запишем уравнение Бернулли (4.24) для сечений *1* и *2* рассматриваемого потока

$$\Delta p = \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2}\right) - \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}\right) = p_1 - p_2 + \frac{\rho\,(v_1^2 - v_2^2)}{2}. \qquad (4.27)$$

Из теоремы импульсов для тех же сечений можно получить

$$(p_1 - p_2)\, f_2 = L\rho\,(v_2 - v_1). \qquad (4.28)$$

Учитывая небольшую протяженность участка l, силами трения можно пренебречь, тогда

$$(p_1 - p_2) f_2 = v_2 f_2 \rho (v_2 - v_1), \qquad (4.28а)$$

подставляя (4.28а) в (4.27), получаем

$$\Delta p = \rho \left(v_2^2 - v_1 v_2 + \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) = \rho \frac{(v_1 - v_2)^2}{2}. \qquad (4.29)$$

Из уравнения следует, что потери давления при внезапном расширении равны потерям динамического давления от изменения скорости. Формулу (4.29) обычно представляют в виде

$$\Delta p = \rho \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2} = \zeta \frac{\rho v_1^2}{2},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении, $\zeta = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2$.

При внезапном сужении (рис. 4.3, *б*) поток сжимается и на некотором расстоянии от переходного сечения приобретает наименьшую площадь f_2'. Затем струя начинает постепенно расширяться, пока не займет все сечение канала. Имеющие здесь место потери давления связаны с увеличением сечения струи на участке расширения и могут быть найдены по формуле

$$\Delta p = \rho \frac{(v_2' - v_2)^2}{2} = \frac{\rho v_2^2}{2} \left(\frac{v_2'}{v_2} - 1 \right)^2 = \frac{\rho v_2^2}{2} \left(\frac{f_2}{f_2'} - 1 \right)^2.$$

Отношение $\varepsilon = f_2'/f_2$ принято называть коэффициентом сжатия струи; используя его, получаем

$$\Delta p = \rho \frac{v_2^2}{2} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \quad \text{и} \quad \zeta = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2.$$

В табл. 4.1 приведены значения коэффициента ε в зависимости от отношения f_2/f_1.

Из таблицы следует, что коэффициенты местного сопротивления при внезапном сужении возрастают с увеличением разницы в площадях живого сечения каналов.

В диффузоре площадь живого сечения увеличивается по ходу потока, поэтому при движении воздуха происходит постепенное

Таблица 4.1

Значения коэффициента ε

f_2/f_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ε	0,624	0,632	0,643	0,659	0,681	0,712	0,755	0,813	0,892	1,0
$\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2$	0,366	0,340	0,310	0,270	0,221	0,160	0,103	0,050	0,010	0

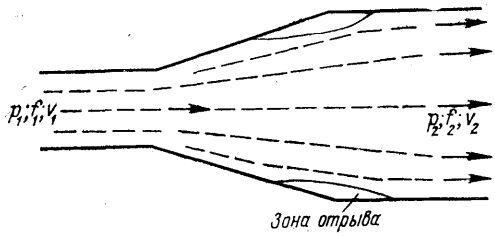


Рис. 4.4. Течение воздуха в диффузоре

уменьшение скорости и увеличение давления (рис. 4.4). При определенных условиях в диффузоре может наблюдаться отрыв пограничного слоя, это явление обсуждалось в гл. 2.

Геометрия диффузора характеризуется двумя параметрами: углом конусности α и степенью расширения n, определяемой отношением $n = f_2/f_1$. Эффективность диффузора можно оценить введением коэффициента η, представляющего собой отношение действительного изменения давления в нем к идеальному значению перепада давлений. На рис. 4.5 приведены данные А. Г. Гибсона [31] по эффективности нескольких диффузоров с различными n. Как видно, эффективность диффузоров падает с увеличением угла диффузора.

Одной из важнейших фасонных частей сетей воздуховодов является поворот. Рассмотрим течение воздуха в повороте с углом 90° (рис. 4.6).

В результате изменения направления потока возникает градиент давлений на выпуклой и вогнутой поверхностях поворота, в связи с этим возникают рециркуляционные токи, что приводит к деформации струи. Эти явления представляют одну из основных причин значительных потерь давления в поворотах. Особенно велики потери давления в незакругленных поворотах (коленях). Их можно оценить коэффициентом местного сопротивления $\zeta_{кол}$:

$$\Delta p_{кол} = \frac{\rho v^2}{2} \zeta_{кол}.$$

Значение коэффициента $\zeta_{кол}$ зависит от угла поворота [24]

$$\zeta_{кол} = 0{,}946 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2{,}047 \sin^4 \frac{\alpha}{2}.$$

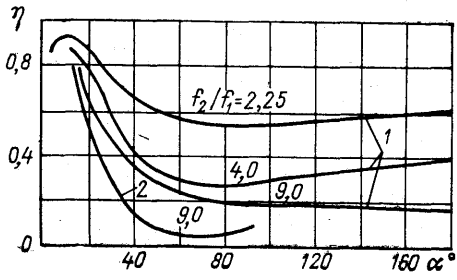


Рис. 4.5. Изменение эффективности диффузора в зависимости от угла α и отношения концевых сечений n:
1 — круглое сечение; 2 — квадратное сечение

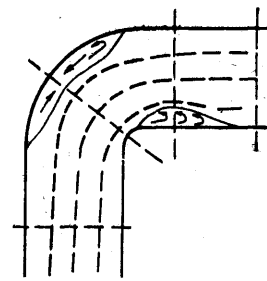


Рис. 4.6. Течение воздуха при изменении направления движения

При плавном повороте сопротивление его меньше; так, для круглого поворота с углом $\alpha = 90°$

$$\zeta_{кол}^{90°} = 2000\lambda^{2,5} + 0{,}106\left(\frac{d}{R}\right)^2,$$

где λ — коэффициент сопротивления трению.

При повороте на любой угол можно приближенно рекомендовать формулу

$$\zeta_{пов}^{\alpha} = \zeta_{пов}^{90°}\frac{\alpha}{90°}.$$

Расчет потерь давления в арматуре и разнообразных фасонных частях может быть выполнен с использованием различной справочной литературы, например [3, 9, 24, 25].

4.4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАЗВЕТВЛЕННЫХ СЕТЕЙ ВОЗДУХОВОДОВ

Сетями транспортировки воздуха называется совокупность каналов (воздуховодов) и других элементов, предназначенных для транспортировки воздуха от места забора до места раздачи. На основе общих положений можно сформулировать принципы проектирования сетей: 1) необходимо стремиться сократить длину воздуховодов и их аэродинамическое сопротивление; 2) надо рассматривать такие варианты, при которых можно сократить общий расход воздуха; 3) для сокращения эксплуатационных затрат при расчетах необходимо учитывать переменный расход наружного воздуха.

Выполнение каждого положения требует всестороннего анализа (например, увеличение расхода металлов и объемов каналов может привести к сокращению расхода энергии и наоборот).

В практике проектирования возникают следующие задачи: при заданных расходах воздуха нужно определить размеры воздуховодов, рассчитать потери давления в сети и подобрать вентилятор необходимого типа и с требуемыми характеристиками (это так называемая прямая задача расчета, которая характерна при проектировании новых сетей воздуховодов); при известных размерах каналов для транспортировки воздуха и характеристиках вентилятора требуется определить воздухообмены в сети (обратная задача возникает при расчете сети с целью ее реконструкции); заданы располагаемые перепады давлений и расходы воздуха в сети, по которым необходимо определить размеры воздуховодов. Такая задача встречается в практике проектирования систем естественной вентиляции; при известных размерах воздуховодов, расходе воздуха в сети и потерях давления в ней требуется найти оптимальное решение задачи по какому-либо критерию.

Для того чтобы при известном расходе воздуха подобрать вентилятор и произвести увязку отдельных ветвей и участков сети воздуховодов по аэродинамическим сопротивлениям, необходимо знать потери давления на перемещение воздуха по каждому участку

в отдельности и сети в целом. Общая потеря давления складывается из потерь на трение и местные сопротивления в элементах сети. В рассматриваемом методе потери на трение во всей системе отождествляются с потерями на прямых участках сети. Для выявления составляющих потери давления на схему воздуховодов надо нанести все элементы системы, которые могут создавать аэродинамическое сопротивление.

Рассмотрим методику расчета сетей. Для установившегося движения в канале имеем

$$(p_2 - p_1) f = \tau_0 U l,$$

где $\tau_0 = \psi \rho v^2/2$; u — периметр канала сечением f длиной l.

Подставив значение τ_0 получим

$$(p_2 - p_1) f = \psi \frac{\rho v^2}{2} U l; \quad (p_2 - p_1) = \psi \frac{\rho v^2}{2} \frac{U l}{f} = R l,$$

где $R = \psi \frac{\rho v^2}{2} \frac{U}{f}$ — удельные потери давления на трение на один погонный метр воздуховода.

Для круглых воздуховодов имеем

$$R = \frac{4\psi}{d} \frac{\rho v^2}{2},$$

принимая $4\psi = \lambda$, получаем

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

(коэффициент λ рассчитывается по формулам, приведенным выше, и зависит от значения критерия Re).

В состав сети воздуховодов систем вентиляции и кондиционирования воздуха входят различные элементы, представляющие собой местные аэродинамические сопротивления. Для одного элемента

$$\Delta p_{\text{мест}} = \zeta_i \frac{\rho v^2}{2},$$

где ζ_i — коэффициент местного сопротивления i-го элемента.

Для участка сети, имеющего несколько сопротивлений, получим выражение для суммарных местных потерь давления

$$z = \sum_1^n \zeta_i \frac{\rho v^2}{2};$$

для полного сопротивления участка сети формула имеет вид

$$\Delta p_{\text{уч}} = R l + z;$$

или в развернутой форме

$$\Delta p_{\text{уч}} = \frac{\lambda}{d} l \frac{16 \rho L^2}{2\pi^2 d^4} + \sum_1^n \zeta_i \frac{16 \rho L^2}{2\pi^2 d^4},$$

где L — объемный расход воздуха в рассматриваемом участке.

Аэродинамический коэффициент участка сети находится по формуле

$$a = \frac{\lambda l}{d^5}\frac{8\rho}{\pi^2} + \sum_1^n \zeta_i \frac{8\rho}{d^4\pi^2},$$

а аэродинамическая характеристика участка сети при турбулентном движении воздуха

$$\Delta p_{уч} = aL^2.$$

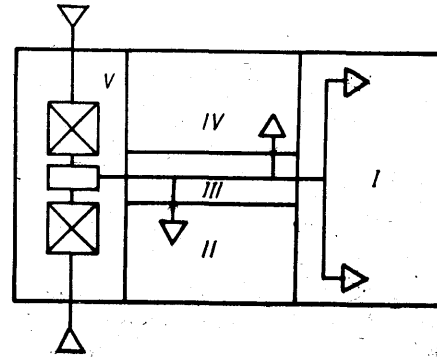


Рис. 4.7. Трассировка сетей воздуховодов по помещениям:
I, II, IV **— рабочие комнаты;** *III* **— коридор;** *V* **— машинное отделение**

Введя принятые выше обозначения, рассмотрим последовательность аэродинамического расчета сети воздуховодов, представленной на рис. 4.7. В соответствии с трассировкой воздуховодов вычерчивается аксонометрическая схема сети (рис. 4.8), на которой показываются расходы воздуха и линейные размеры участков. Затем составляется комплектовочная ведомость с указанием всех наименований деталей и их размеров, определяется группа участков, объединяемых в магистраль.

Сеть составляется из участков, каждый из которых представляет собой отрезок, на котором неизменны расход и скорость, либо расход и диаметр. Магистралью называется сочетание (последовательность) участков, которые составляют наибольшую протяженность при наибольшей нагруженности по воздуху. В нашем примере (рис. 4.8) магистраль составляют участки *1—2—3—4—8*. К магистрали подключаются ответвления, например участки *5* и *6*. Места подключения ответвлений называются узловыми точками.

Таким образом, выбирается магистраль и ответвления, и на всех участках проставляются расходы и размеры, уточняются сопротивления и проводится аэродинамический расчет магистрали и всей сети в целом. Основной задачей расчета является определение потерь давления и диаметров воздуховодов при оптимизации каких-

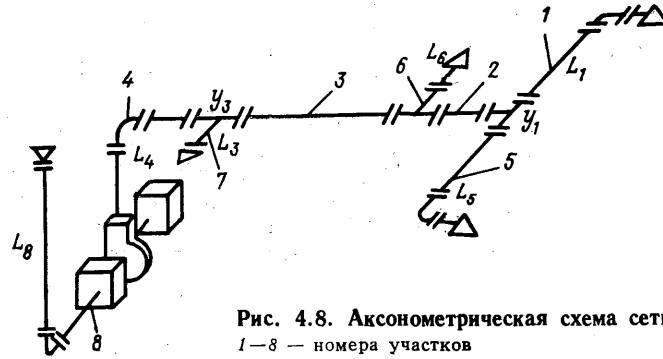


Рис. 4.8. Аксонометрическая схема сети:
1—8 — номера участков

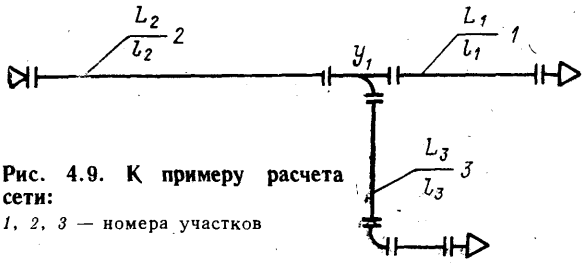


Рис. 4.9. К примеру расчета сети:
1, 2, 3 — номера участков

либо затрат. Один из путей решения этой задачи основывается на использовании рекомендуемых скоростей воздуха на начальных и конечных участках магистрали. Так, скорость впуска воздуха в помещения жилых домов, административных зданий следует принимать не более 3 м/с. На участках около вентилятора $v = 8 \div 12$ м/с, на начальных участках $v = 2 \div 4$ м/с. При этом необходимо учитывать требования по условиям аэродинамического шума. В административных зданиях ориентируются на нижние пределы скоростей, а в производственных помещениях — на верхние. При расчете ответвлений должно выполняться правило: потери давления в ответвлении равны давлению в узловой точке. Пусть известны диаметр канала d, давление p_1 в точке y_1 и имеет место условие $(R_5 l_5 + z_5) < p_1$, в этом случае на ответвлении *5* необходимо установить дополнительное сопротивление $z_{доп} = p_1 - (R_5 l_5 + z_5)$.

Пример 4.1. Требуется рассчитать сеть стальных круглых воздуховодов, представленную на рис. 4.9. Сеть работает на два помещения; воздухораспределители типа ВДПМ. Заданием установлено: $L_2 = 6000$ м³/ч, $L_1 = 4000$ м³/ч, $L_3 = 2000$ м³/ч, соответственно $l_2 = 14$ м, $l_1 = 6$ м, $l_3 = 9$ м. По таблицам [24] в соответствии с заданными значениями L выбираем:

для участка *2* $L_2 = 6000$ м³/ч, $L_{2g} = 6005$ м³/ч, $R_2 = 1{,}41$ Н/(м²·пм), $d_2 = 500$ мм, $v = 8{,}5$ м/с, $\frac{\rho v_2^2}{2} = 44{,}9$ Н/м²;

для участка *1* $L_1 = 4000$ м³/ч, $L_{1g} = 4006$ м³/ч, $R_1 = 1{,}12$ Н/(м²·пм), $d_1 = 450$ мм, $v_1 = 7$ м/с, $\frac{\rho v_2^2}{2} = 30$ Н/м²;

Таблица 4.2

Расчетные данные

Номер участка	Расход воздуха L, м³/ч	Расход воздуха L, м³/с	Длина l, м	Скорость v, м/с	Диаметр d, мм	Потери на трение, Н/м²: на 1 м длины R	Потери на трение, Н/м²: на участке $R_{общ}$	Динамическое давление $\frac{\rho v^2}{2}$, Н/м²	Местные сопротивления ζ	Потери на местные сопротивления z, Н/м²	Суммарные потери давления $R_{общ}+z$, Н/м²
1	4000	1,111	6	7,0	450	1,12	6,72	30,0	2,9	87,0	93,72
2	6000	1,666	14	8,5	500	1,41	19,74	44,2	1	44,2	63,94
3	2000	0,555	9	5,6	355	1,00	9,00	19,2	44	84,5	93,50

для участка *3* $L_3 = 2000$ м³/ч, $L_{3g} = 1994$ м³/ч, $R_3 = 1{,}0$ Н/(м²·пм), $d_3 = 355$ мм, $v_3 = 5{,}6$ м/с, $\frac{\rho v_3^2}{2} = 19{,}2$ Н/м². В узловой точке y_1 устанавливаем тройник приточный прямой под углом 30° и определяем ζ_0 в ответвлении и значение $\zeta_м$ в проходе магистрали. Для выбранных значений d_1, d_2 и d_3 выбираем тройник, у которого $\zeta_м = 0{,}1$; $\zeta_0 = 1{,}4$.

На выходе из участков *1* и *3* установлены воздухораспределители с перфорированными дисками типа ВДПМ, при заданном отношении $b_0/d_0 = 0{,}2$ имеем $\zeta_0 = 2{,}8$. Кроме того, на участке *3* установлено колено с углом поворота 90° и направляющими лопатками при значениях $r/d_0 = 0{,}24$; $\zeta_0 = 0{,}2$.

Далее заполняем расчетную таблицу сети воздуховодов (табл. 4.2).

Давление в точке y_1 составляет $p_1 = 9{,}372$ Па, а неувязка с ответвлением $= (93{,}72 - 93{,}45)/9{,}372 = 0{,}26$ %. Следовательно, не требуется устанавливать диафрагмы на ответвлении. Суммарные потери давления в магистрали с учетом 10 % запаса составят:

$$p_c = 1{,}69 \text{ Па}.$$

Это значение используется для подбора вентилятора.

4.5. ВОЗДУХОВОДЫ И ФАСОННЫЕ ЧАСТИ

Воздуховоды состоят из прямых участков (70 %) и фасонных частей (30 %) целевого назначения; в сечении они могут быть круглыми, прямоугольными и овальными. Их стоимость может достигать 50—70 % от стоимости всей системы вентиляции.

Воздуховоды могут выполняться из металлических и неметаллических материалов, где это возможно, следует применять воздуховоды неметаллические. В соответствии со СНиП—33—75 для жилых и административных зданий и вспомогательных производственных помещений предусматриваются воздуховоды из неметаллических материалов. В настоящее время воздуховоды и фасонные части изготовляются определенных размеров, установленных нормами.

Как правило, прямые участки изготовляются длиной 25 м. Для воздуховодов унифицированных размеров, набираемых из унифицированных деталей, выпускаются фланцы, бандажи, воздухораспределители, дефлекторы.

По способу герметизации металлические воздуховоды подразделяются на фланцевые и сварные; по конструкции на прямошовные, спирально-замковые, спирально-сварные.

Спиральные воздуховоды отличают от прямошовных бóльшая жесткость, однако на их изготовление расходуется больше металла.

Неметаллические воздуховоды изготавливают из синтетических материалов (стеклоткань, винипласт), а также из строительных материалов (бетон, железобетон, керамзитобетон, шлакоалебастр, шлакогипс).

4.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СЕТЕЙ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

Пневмотранспортом называются системы, предназначенные для перемещений измельченных материалов и отходов по воздуховодам в смеси с воздухом. Он широко применяется для перемещения сухих

формовочных материалов в металлургии, хлопка в текстильной промышленности, опилок в деревообрабатывающей промышленности и многих других материалов в различных отраслях народного хозяйства.

С помощью пневмотранспорта успешно решаются вопросы удаления пыли с рабочих мест, уборки помещения и вытяжной вентиляции. Системы пневмотранспорта могут быть низкого ($\Delta p < 5000$ Па), среднего ($5000 < \Delta p < 20\,000$ Па) и высокого ($\Delta p > 20\,000$ Па) давления.

В пневмотранспортных воздуховодах, предназначенных для транспортировки твердых примесей, скорость воздуха должна быть выше скоростей «витания» и «трогания» (см. гл. 3) для того, чтобы можно было перемещать примеси в вертикальных воздуховодах вверх, а в случае оседания их в горизонтальных воздуховодах стронуть частицы с места. Понятия о скоростях «витания» и «трогания» рассмотрены в гл. 3.

Рассмотрим два сечения F_1 и F_2 канала пневмотранспорта. Для этих сечений имеем $v_1 > v_2$, $\rho v_1^2/2 = \rho v_2^2/2$, $F_1 = F_2$, тогда $\Delta p_{\text{пн}} = p_1 - p_2$.

Запишем уравнение количества движения

$$p_1 F - p_2 F - \tau_0 \Pi l - \sum R_x = 0,$$

где Π — периметр сечения; R_x — реактивная сила всех частиц примесей, равная силе лобового сопротивления, но направленная в противоположную сторону; τ_0 — касательное напряжение на стенке.

Откуда

$$p_1 - p_2 = \tau_0 \frac{\Pi l}{F}\left(1 + \frac{\sum R_x}{\tau_0 \Pi l}\right).$$

Учитывая, что $\tau_0 \Pi l/F$ — есть потери напора Δp того же участка, но при движении в нем чистого воздуха, имеем

$$\Delta p_{\text{пн}} = \Delta p\left(1 + \frac{\sum R_x}{\tau_0 \Pi l}\right),$$

так как

$$R_x = C_x F \frac{\rho}{2}(v - v_{\text{т}})^2 \quad \text{и} \quad \tau_0 = \frac{\lambda}{4}\frac{\rho v^2}{2},$$

здесь v — скорость воздуха; $v_{\text{т}}$ — скорость перемещения твердых частиц;

$$C_x = f(\text{Re}),$$

где $\text{Re} = [(v - v_{\text{т}})\, d]/\nu$.

С учетом вышеизложенного потеря давления в канале пневмотранспорта может быть рассчитана по формуле

$$\Delta p_{\text{пн}} = \Delta p \left[1 + \frac{4}{\lambda \Pi l} \sum C_x F \left(1 - \frac{v_{\text{т}}}{v}\right)^2\right].$$

Анализируя это уравнение заметим, что увеличение потерь давления зависит от количества примесей, значений коэффициента сопротивления частиц C_x, т. е. от вида примесей и критерия Re, суммарной площади миделевого сечения F и от отношения горизонтальной скорости материала $v_{\text{т}}$ к скорости воздуха v. Чем тяжелее материал, тем меньше его скорость в сравнении со скоростью воздуха.

Допуская, что критерий Re меняется слабо, можно принять допущение о том, что второе слагаемое пропорционально массовой концентрации примесей $\mu_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}/M_{\text{в}}$. Тогда упрощенное уравнение примет вид

$$\Delta p_{\text{пн}} = \Delta p\,(1 + K\mu_{\text{пр}}),$$

где K — коэффициент пропорциональности, применяемый в соответствии, например, с рекомендациями [24].

Глава 5. АЭРОДИНАМИКА СТРУЙ И ВСАСЫВАЮЩИХ ФАКЕЛОВ

Струйные течения играют важную роль во многих инженерных сооружениях и системах. Такие течения возникают при подаче в помещения воздуха, обработанного в системах вентиляции и кондиционирования; устройстве декоративных фонтанов; сжигании жидкого и пылеобразного топлива в факельных печах; организации воздушных завес для предотвращения прорыва холодного воздуха в здания и т. д.

Струйные течения наблюдаются тогда, когда поток жидкости A с некоторой скоростью U поступает в покоящуюся или движущуюся с меньшей скоростью жидкость $Б$. Как видно из примеров использования струйных течений, жидкость A и B могут быть одной природы — подача приточного воздуха в помещения в системах вентиляции, или различной — устройство декоративных фонтанов. При истечении одной жидкости в другую на границах струйного течения возникают касательные напряжения и в случае турбулентного режима течения на границах струи образуются вихри, приводящие к переносу субстанций (теплота, примеси, количество движения) из струи в окружающую жидкость и наоборот. Энергия струи расходуется на вовлечение в движение окружающей жидкости, при этом масса струи вниз по потоку возрастает, а скорость движения падает.

Первые исследования турбулентных струй, особенно интересные для инженерных приложений, носили экспериментальный характер и служили для накопления достаточного фактического материала.

В 1913 г. инженер В. А. Слесарев, а в 1915 г. Т. Трюпель провели изучение полей скоростей свободных турбулентных струй. Последующие два десятилетия различные исследователи выполнили экспериментальные работы по изучению пограничных слоев струй и неизотермических струй. Ими был установлен характер распределения скоростей в поперечных сечениях струй и обнаружено, что при выборе соответствующих масштабов для скорости и геометрии струи можно получить универсальные графические зависимости скорости от расстояния в безразмерном виде.

В 1926 г. В. Толлмин решил ряд задач для идеализованных случаев струйных течений в предположении, что скорость истечения бесконечно велика, размеры отверстий бесконечно малы, а количество движения конечно. В 1936 г. Г. Н. Абрамовичем были получены решения, отвечающие реальным условиям формирования

струй. Ему же принадлежит наиболее общая теория турбулентных струй, положенная в основу большинства последующих исследований.

Дальнейшую разработку теории Г. Н. Абрамовича в приложении к технике вентиляции вели М. И. Гримитлин [13], И. А. Шепелев [30], В. Н. Талиев [25] и другие ученые и специалисты.

5.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУЙ

При подаче воздуха в вентилируемые и кондиционируемые помещения образуются *затопленные* струи (вещество струи и окружающей среды одной природы), причем в зависимости от конкретных особенностей помещений и решений по системам вентиляции развитие и распространение струй подчиняется различным закономерностям. Для установления области действия той или иной закономерности необходимо из всего многообразия струйных течений выделить общие классификационные признаки.

Первым таким признаком является вид струи. В зависимости от аэродинамической схемы воздухораспределительного устройства струйные течения могут формироваться в виде *осесимметричных*, *плоских*, *веерных* или *закрученных* струй.

Осесимметричные струи образуются при истечении воздуха из цилиндрических и квадратных патрубков, а также при истечении воздуха из круглых и квадратных отверстий в тонких стенках, если вектор скорости потока на подходе к отверстию нормален к плоскости отверстия.

Плоские струи образуются в зависимости от условий подхода воздуха и ряда других факторов при истечении из каналов с отношением сторон $a/b > 10 \div 15$, где a, b — длина и ширина канала. Истечение воздуха из тонких продольных отверстий, выполненных в стенке трубопровода вдоль его оси, также приводит к возникновению плоских струй, особенно в условиях, когда статическое давление в трубопроводах больше динамического.

Веерные струи возникают при истечении воздуха на пластины, расположенные поперек потока. Механизм образования веерных струй следующий: воздух истекает, например, из цилиндрического патрубка на круглый диск, установленный перпендикулярно потоку и соосно с патрубком, затем струя растекается по диску и, изменяя свое направление, распространяется по радиусам в плоскости диска (рис. 5.1, *а*). Все эти струи объединяются общим названием — *прямоточные*.

Аэродинамические схемы устройств, показанные на рис. 5.1, *б* и *в*, приводят к возникновению *закрученных* струй. В устройстве, изображенном на рис. 5.1, *б*, воздух подается тангенциально в цилиндрический патрубок и истекает из него, имея не только осевую скорость u, но и тангенциальную v, и радиальную w. При истечении из устройства, показанного на рис. 5.1, *в*, струя приобретает вращательное движение за счет закручивателя, установленного в патрубке. Если на струю при ее распространении не оказывают воздей-

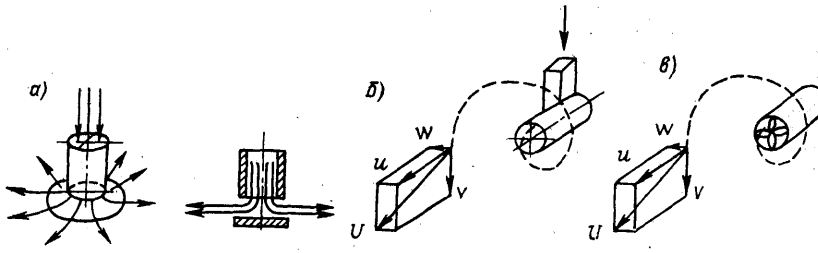


Рис. 5.1. Образование веерных и закрученных струй: *а* — веерные струи; *б* — закрутка воздуха с использованием тангенциального подвода; *в* — осевой закручиватель

ствие ограждающие конструкции, механизмы, возвратные и конвективные потоки воздуха, то такая струя называется *свободной*. Истечение воздуха вдоль гладких поверхностей приводит к образованию полуограниченных струй.

Современные промышленные, административные и другие помещения насыщены различным оборудованием, влияющим на развитие струй, которые в таких условиях называются стесненными. Изменение во времени расхода приточного воздуха на истечении приводит к образованию пульсационных или импульсных струй. Первые возникают, когда поток не прерывается, а изменяется лишь количество воздуха на истечении струи. Импульсные струи образуются в результате полного перекрытия потока воздуха с определенной частотой, в этом случае имеет место разрыв начальной массы струи (что не происходит в пульсационных струях).

В случае, когда температура воздуха струи равна температуре окружающего воздуха, струя называется *изотермической*. При истечении струй с температурой, отличной от температуры окружающего воздуха, на струи воздействуют силы вытеснения, связанные с разностью плотностей, такие струи называются *неизотермическими*. В зависимости от соотношения сил инерции и вытеснения различают: слабонеизотермические струи, подчиняющиеся основным закономерностям изотермических струй, и сильнонеизотермические, развитие и распространение которых по своей природе оказывается ближе к тепловым или как их еще называют конвективным струям, возникающим над источниками теплоты. *Конвективные* струи образуются в результате нагрева воздуха над источником теплоты, плотность воздуха при этом уменьшается, он поднимается вверх, а к нагревателю подтекает относительно холодный окружающий воздух. В случае охлаждения воздуха конвективная струя распространяется вертикально вниз.

Удаление воздуха из вентилируемых и кондиционируемых объектов производят с помощью вытяжных устройств, при этом у всасывающих отверстий формируется специфический воздушный поток, называемый *всасывающим факелом*.

5.2. СВОБОДНЫЕ ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ СТРУИ

Рассмотрим осесимметричные струи, истекающие из круглых отверстий. Принципиального различия в формировании и развитии плоских, осесимметричных или веерных струй не обнаружено, а расчетные формулы оказываются идентичными по структуре, отличаясь только численными значениями коэффициентов.

Пусть струя воздуха с некоторой скоростью u_0 истекает из цилиндрического патрубка в неподвижный воздух, причем температуры струи и окружающего воздуха одинаковы, т. е. струя изотермическая. Будем считать, что поле скоростей на истечении равномерно, а отверстие не затенено решетками, сетками и т. д. Упрощенная схема такой турбулентной изотермической струи показана на рис. 5.2. В струе, как правило, выделяют два характерных участка — начальный и основной. На начальном участке существует ядро постоянных скоростей, в границах которого $u = u_0$. У кромки выпускного отверстия начинает формироваться пограничный слой, его внешней границей являются изотахи $u = 0$, а внутренней $u = u_0$, таким образом, пограничный слой на начальном участке струи окружает ядро постоянных скоростей. Из эпюр скоростей (рис. 5.2) видно, что скорость струи в сечениях *I*, *II*, *III* начального участка изменяется от $u = u_0$ на оси до $u = 0$ на границе струи, причем в сечениях *I* и *II* максимальные осевые скорости наблюдаются на больших по площади участках. В конце начального участка пограничные слои смыкаются и скорость на оси струи начинает уменьшаться (сечения *IV* и *V*). Отсюда начинается основной участок струи, наиболее важный для инженерной практики вентиляционной техники.

На схеме (рис. 5.2) границы струи показаны прямыми линиями. В действительности касательные напряжения, действующие на границе струи с неподвижным окружающим воздухом, порождают систему вихрей. Эти вихри обеспечивают перенос количества движения и примесей (и теплоты для неизотермических струй) из струи в окружающий воздух и обратно. Вихревое движение, особенно на границе струи, отчетливо видно на рис. 5.3, *а*, *б*, *в*, *г*. Струя воздуха, визуализированная дымом, истекает на объектив. При малых экспозициях видно, что на границе струи движение вихревое, при больших экспозициях струя в поперечном сечении представлена

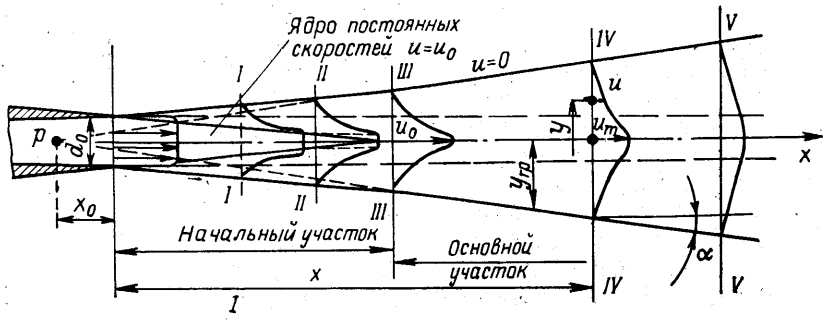


Рис. 5.2. Схема турбулентной струи

в виде достаточно правильного круга. Последнее обстоятельство и позволяет обозначать границы турбулентной струи на схеме прямыми линиями.

Многочисленными экспериментальными исследованиями показано, что составляющая скорости по оси y во много раз меньше составляющей по x, поэтому можно считать, что вектор скорости в любой точке струи направлен вдоль оси x.

Рассмотрим результаты экспериментального исследования осесимметричной изотермической струи воздуха, истекающей из цилиндрического патрубка $d_0 = 90$ мм с начальной скоростью $u_0 = 87$ м/с. На рис. 5.4 показаны эпюры скоростей в различных сечениях основного участка струи. Как видно из рисунка, в сечениях, близко расположенных к выпускному отверстию, например, при $x = 0{,}6$ м, эпюра скорости имеет ярко выраженный максимум скорости на оси, так же как эпюра скорости в сечении *III*, рис. 5.2. По мере удаления от выпускного отверстия эпюра непрерывно деформируется, скорость на оси уменьшается, а поперечное сечение струи растет.

Тот же экспериментальный материал, представленный в безразмерных координатах (рис. 5.5), позволяет сделать важный вывод об аффинности эпюр скоростей на основном участке струй. В качестве безразмерных координат приняты: u/u_m — отношение скорости струи в сечении к осевой скорости; $y/y_{0,5}$ — отношение координаты y к координате точки $y_{0,5}$, в которой скорость струи равна половине осевой скорости. Из аффинности эпюр следует, что в сходственных точках двух любых сечений основного участка безразмерные величины скорости одинаковы.

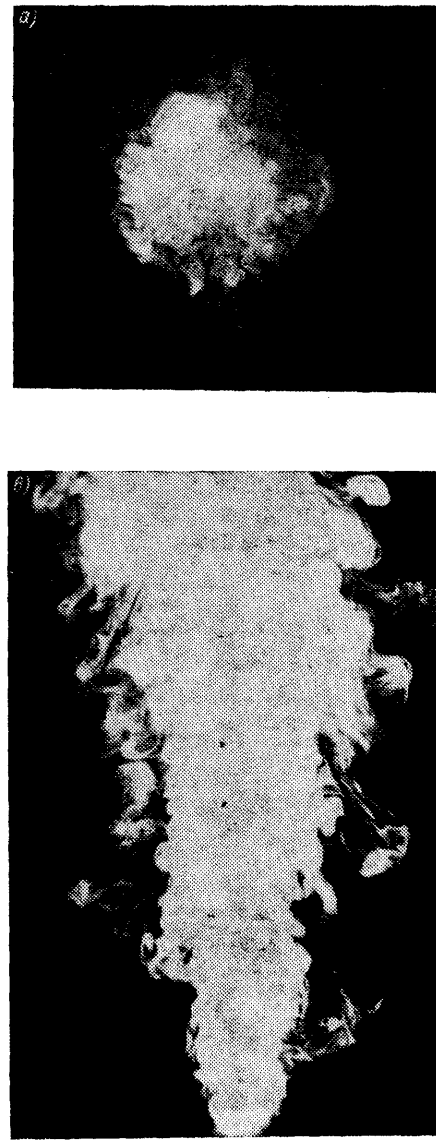
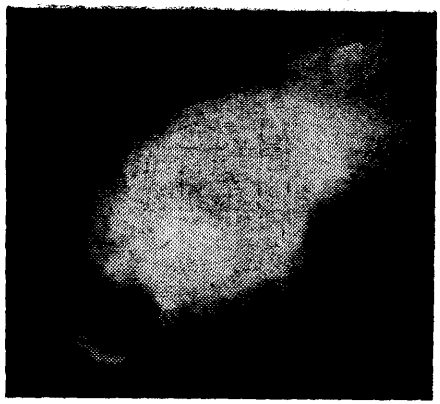


Рис. 5.3. Фотографии поперечного и про
***а, в* — малая экспозиция, на границах струй**
движение вихрей осреднено во времени,



Другой формой представления экспериментальной информации скорости служат графики (рис. 5.6) хода лучей безразмерной скорости u/u_m, из которых видно, что вследствие универсальности скоростных профилей безразмерная скорость u/u_m в выбранной точке зависит только от безразмерной координаты луча y/x, проведенного из полюса струи через эту точку, т. е.

$$\frac{u}{u_m} = f\left(\frac{y}{x}\right). \qquad (5.1)$$



дольного сечений турбулентной струи: видны вихри; *б*, *г* — большая экспозиция, границы струй четкие

Для техники вентиляции наибольший интерес представляют максимальные осевые скорости и их изменение по длине струи. Это связано с тем, что в вентилируемых и кондиционируемых помещениях, как правило, максимальные скорости воздуха ограничиваются по санитарно-гигиеническим соображениям. Перестроив данные по скоростям, приведенные на рис. 5.4 в координатах u_m/u_0 — x/d_0, получим рис. 5.7. Здесь u_m/u_0 — отношение скорости на оси струи и скорости на истечении, x/d_0 — относительная длина в калибрах. Как видно из рис. 5.7, кривая изменения относительной скорости на основном участке струи имеет гиперболический характер и, вероятно, может быть аппроксимирована функцией вида

$$u_m/u_0 = \text{const}/x.$$

Следуя Г. Н. Абрамовичу [2], найдем общий закон изменения осевой скорости по длине струи.

Так как давление в струе неизменно и равно окружающему давлению, то полное количество давления секундной

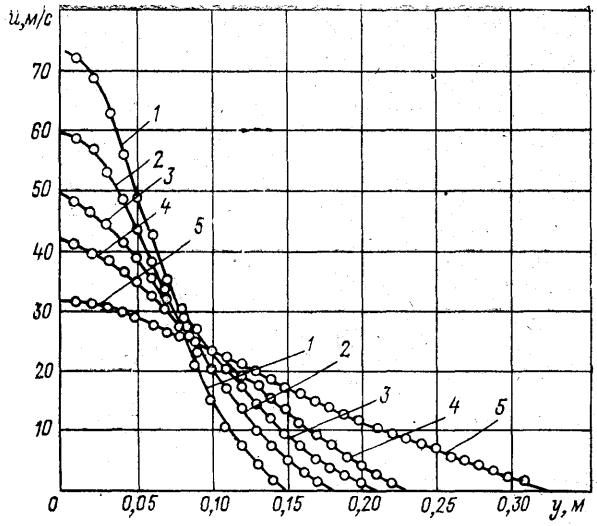


Рис. 5.4. Эпюры скоростей в различных сечениях основного участка осесимметричной струи:
1 — $x = 0{,}6$ м; *2* — $x = 0{,}8$ м; *3* — $x = 1{,}0$ м; *4* — $x = 1{,}2$ м; *5* — $x = 1{,}6$ м

массы воздуха должно оставаться постоянным и равным начальному количеству движения

$$\int_0^m u\,dm = \int_0^F \rho u^2\,dF = \text{const} = A, \qquad (5.2)$$

где dm — масса воздуха, протекающего в единицу времени через элемент поперечного сечения струи; dF — площадь элемента сечения струи; ρ — плотность воздуха.

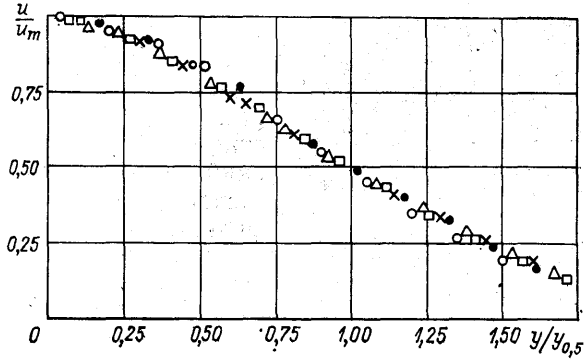


Рис. 5.5. Безразмерный профиль скоростей: ○ — $x =$ $= 0{,}6$ м; △ — $x = 0{,}8$ м; □ — $x = 1{,}0$ м; × — $x = 1{,}2$ м; ● — $x = 1{,}4$ м

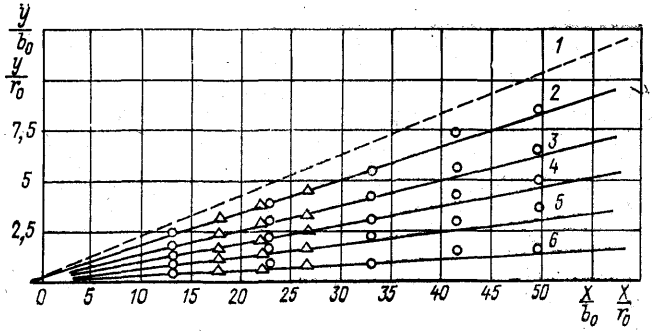


Рис. 5.6. Ход лучей безразмерной скорости турбулентной струи:

1 — $u_m/u_0 = 0{,}1$; *2* — $u_m/u_0 = 0{,}1$; *3* — $u_m/u_0 = 0{,}3$; *4* — $u_{m}/u_0 = 0{,}5$; *5* — $u_{m}/u_0 = 0{,}7$; *6* — $u_m/u_0 = 0{,}9$; *7* — $u_m/u_0 = 1$;

○ — **осесимметричная струя;** △ — **плоская струя**

Для струи круглого сечения площадь элемента будет $dF = d\pi y^2 = 2\pi y dy$.

Приводя величины в (5.2) к безразмерному виду, получим

$$u_m^2 x^2 \int_0^{r/x} \left(\frac{u}{u_m}\right)^2 \frac{y}{x}\, d\,\frac{y}{x} = \text{const}, \tag{5.3}$$

где u_m — скорость на оси рассматриваемого сечения; x — расстояние до сечения; y — текущий радиус; r — радиус внешней границы рассматриваемого сечения струи.

Поскольку безразмерная скорость u/u_m зависит только от безразмерной координаты (5.1) $u/u_m = f(y/x)$, интеграл в (5.3) принимает некоторое постоянное значение

$$\int_0^{r/x} \left(\frac{u}{u_m}\right)^2 \frac{y}{x}\,\frac{dy}{x} = \text{const}. \tag{5.4}$$

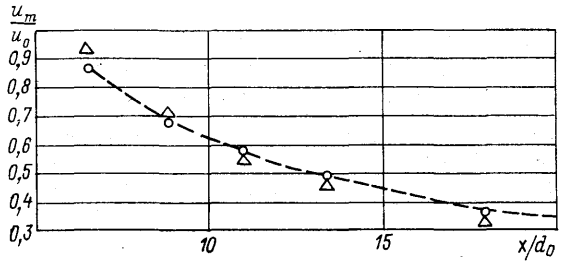


Рис. 5.7. Изменение осевой скорости по длине осесимметричной струи:

○ — экспериментальное; △ — по формуле (5.15)

В результате из (5.3) получаем, что

$$u_m = \frac{\text{const}}{x}. \tag{5.5}$$

Из (5.5) следует, что осевая скорость на оси струи изменяется обратно пропорционально координате рассматриваемого сечения x. Этот закон изменения осевой скорости является наиболее общим, а отыскание конкретной количественной связи, т. е. установление численного значения константы в (5.5) может вестись различными путями с той или иной степенью точности и сложности теоретических и экспериментальных построений.

Для отыскания константы в (5.5) используем подход, предложенный В. Н. Талиевым. Так же, как и раньше, примем, что количество движения в струе постоянно. В интегральной форме это будет

$$m_0 u_0 = m_x u_x, \tag{5.6}$$

где m_0, m_x — соответственно начальная масса струи и в сечении, отстоящем от отверстия на расстоянии x; u_0, u_x — средние по расходу скорости при $x = 0$ и $x = x_i$.

Струя осесимметричная, следовательно, условие (5.6) можно переписать в виде

$$\rho \frac{\pi D_0^2}{4} u_0^2 = \rho \frac{\pi D_x^2}{4} u_x^2;$$

$$r_0^2 u_0^2 = R_x^2 u_x^2. \tag{5.7}$$

Введем относительный радиус струи

$$\overline{R} = \frac{R_x}{r_0} = \frac{2x}{d_0} \operatorname{tg} \alpha = 2\bar{l} \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — боковой угол раскрытия струи на основном участке.

Средняя по расходу скорость связана со средней скоростью по площади через коэффициент Буссинеска $u_x^2 = \beta u_{\text{ср}}^2$.

С учетом этого выражение (5.7) приводится к виду

$$\beta \bar{u}_{\text{ср}}^2 4\bar{l}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha = 1.$$

Отсюда

$$\bar{u}_{\text{ср}} = \frac{1}{2\bar{l} \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\beta}}. \tag{5.8}$$

Рассмотрим коэффициент Буссинеска подробнее. Квадрат средней по расходу скорости определяется как

$$u_x^2 = \frac{1}{F} \int_F u^2 \, df,$$

где u — скорость в поперечном сечении элементарной струи.

Квадрат средней по площади скорости связан со скоростью на оси через коэффициент поля скоростей

$$u_{\text{ср}}^2 = K^2 u_m^2.$$

Отсюда

$$\beta = \frac{u_x^2}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{1}{K^2 u_m^2 F} \int_F u^2 \, df = \frac{1}{K^2} \int_0^1 \bar{u}^2 \, d\bar{f}, \tag{5.9}$$

где $\bar{u} = u/u_m$; $d\bar{f} = df/F$.

Коэффициент поля скоростей можно определить как

$$K = \frac{u_{\text{ср}}}{u_m} = \frac{1}{u_m F} \int_F u \, df = \int_0^1 \bar{u} \, d\bar{f}, \tag{5.10}$$

где $\bar{u} = u/u_m$; $d\bar{f} = df/F$.

В выражения (5.9) и (5.10) входит зависимость изменения скорости $\bar{u}$ в поперечном сечении струи, интегрируемая по площади $d\bar{f}$. Для выражения этой зависимости существуют формулы Г. Шлихтинга

$$\bar{u} = \frac{u}{u_m} = \left[1 - \left(\frac{y}{y_{\text{ср}}}\right)^{1,5}\right]^2, \tag{5.11}$$

широко используемая в работах Г. Н. Абрамовича;
Г. Рейхардта

$$\frac{u}{u_m} = \mathrm{e}^{-0,5\left(\frac{y}{cx}\right)^2}, \tag{5.12}$$

где c — экспериментальная постоянная, вероятное значение которой 0,082;
М. И. Гримитлина

$$\frac{u}{u_m} = \mathrm{e}^{-0,7\left(\frac{y}{y_{0,5}}\right)^2}. \tag{5.13}$$

Все эти формулы дают примерно одинаковый результат, хотя получены из различных предпосылок. Формула Г. Шлихтинга получена в предположении, что на границе струи $y_{\text{гр}}$ скорость равна нулю, т. е. не учитываются подтекающие к струе массы окружающего воздуха. В формуле Г. Рейхардта предполагалось, что перемешивание струи и окружающего воздуха происходит по экспоненциальному закону, т. е. и за границей струи, следуя Г. Н. Абрамовичу. Формула М. И. Гримитлина является математической аппроксимацией экспериментального материала.

Для вычисления коэффициентов поля скоростей и Буссинеска на основном участке струи используем формулу Г. Шлихтинга. Интегрирование (5.9) и (5.10) ведется по $d\bar{f}$. Для осесимметричной струи с координатой границы $y_{\text{гр}}$

$$d\bar{f} = \frac{df}{F} = \frac{d\left(\frac{\pi y^2}{4}\right)}{\frac{\pi y_{\text{гр}}^2}{4}} = \frac{dy^2}{y_{\text{гр}}^2} = \frac{2y\,dy}{y_{\text{гр}} y_{\text{гр}}} = 2\bar{y}\,d\bar{y}.$$

Коэффициент поля скоростей

$$K = \int_0^1 \bar{u}\, d\bar{f} = 2\int_0^1 [1 - (\bar{y})^{1,5}]^2\, \bar{y}\, d\bar{y} = 2\int_0^1 (1 - 2\bar{y}^{1,5} + \bar{y}^3)\, \bar{y}\, d\bar{y} =$$

$$= 2\int_0^1 (\bar{y} - 2\bar{y}^{2,5} + \bar{y}^4)\, d\bar{y}.$$

Интегрируя в пределах от $y = 0$ до $y = 1$, получим

$$K = 2\left(\frac{1^2}{2} - \frac{2\cdot 1^{3,5}}{3,5} + \frac{1^5}{5}\right) = 0{,}254.$$

Аналогично определим коэффициент Буссинеска

$$\beta = \frac{1}{K^2}\int_0^1 \bar{u}^2\, d\bar{f} = \frac{2}{K^2}\int_0^1 (1 - \bar{y}^{1,5})^4\, \bar{y}\, d\bar{y}.$$

Представим подынтегральное выражение в следующем виде:

$$\beta = \frac{2}{K^2}\int_0^1 (1 - \bar{y}^{1,5})^2\, (1 - \bar{y}^{1,5})^2\, \bar{y}\, d\bar{y} =$$

$$= \frac{2}{K^2}\int_0^1 (1 - 2\bar{y}^{1,5}\bar{y}^3)\, (1 - 2\bar{y}^{1,5} - \bar{y}^3)\, \bar{y}\, d\bar{y},$$

раскрывая скобки и интегрируя в пределах от $\bar{y} = 0$ до $\bar{y} = 1$, получим

$$\beta = \frac{2\cdot 0{,}06676}{K^2} = 2{,}07.$$

Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что на основном участке, независимо от вида струй (осесимметричные, плоские или веерные), боковой угол их раскрытия практически постоянен и равен $\alpha = 12°\ 25'$. Величина $\operatorname{tg}\alpha$, входящая в выражение (5.8), будет $\operatorname{tg} 12°\ 25' = 0{,}218$. Подставляя численные значения β и $\operatorname{tg}\alpha$ в (5.8), получим среднюю по площади относительную скорость

$$\bar{u}_{\text{ср}} = \frac{1}{2\sqrt{0{,}218\sqrt{2{,}0199}}} = \frac{1{,}62}{\bar{l}};$$

$$\bar{u}_{\text{ср}} = \frac{1{,}62 u_0 d_0}{x}. \qquad (5.14)$$

Скорость на оси основного участка будет

$$u_m = \frac{u_{\text{ср}}}{K} = \frac{1{,}62 u_0 d_0}{x 0{,}258} = \frac{6{,}2 u_0 d_0}{x}. \qquad (5.15)$$

Как видно, выражение (5.15) отвечает прогнозу о принадлежности зависимости $u_m/u_0 = f(x)$ к гиперболам. Длину начального

участка можно найти из условия $u_m/u_0 = 1{,}0$ и, используя (5.15), получим $x_н = 6{,}2d_0$. На рис. 5.7 нанесены точки, рассчитанные по (5.15), и экспериментальные данные, представленные на рис. 5.4. В области, близкой к начальному участку, расхождение расчетных и экспериментальных данных, как видно, значительно. На основном участке согласование результатов достаточно хорошее.

Формула (5.15) описывает идеализированную струю в рамках принятых допущений, однако основные расхождения связаны с неточным согласованием площади сечения струи на расстоянии x с начальным сечением $x = 0$. Объясняется это тем, что характеристики струи на начальном участке (длина участка и угол раскрытия струи на нем) не известны. Более точные формулы получаются при введении в рассмотрение полюсного расстояния, которое представляет собой расстояние от среза сопла до точки пересечения условных границ основного участка струи внутри сопла (рис. 5.2). В этом случае возникает задача определения полюсного расстояния, что требует привлечения дополнительного экспериментального материала. При этом, как и в предыдущем случае, получаемое решение теряет свою общность.

Возникновение неравномерности приводит к интенсификации смешения струи с окружающим воздухом и, как следствие, к более быстрому затуханию. Это связано с тем, что при неравномерном поле скоростей касательные напряжения порождают вихри не только на границах струи, но и внутри начального участка (при этом ядро постоянных скоростей или отсутствует, или деформировано). Для учета влияния начальной неравномерности на осевую скорость в левую часть исходного уравнения вводят β_0 — коэффициент Буссинеска на истечении. После преобразований можно получить

$$u_m = \frac{6{,}2u_0d_0\sqrt{\beta_0}}{x}. \qquad (5.16)$$

Коэффициент β_0 в (5.16) определяется, как правило, экспериментальным путем. Стремление к получению более точных и универсальных зависимостей заставляло исследователей искать новые подходы и математические приемы для описания струйных течений. Наиболее известными в этой области стали работы И. А. Шепелева [30]. Вводя понятие кинематической характеристики M:

$$M = (0{,}565/c)\,\beta_0u_0\sqrt{F_0}, \qquad (5.17)$$

И. А. Шепелев рекомендует скорость на оси находить как

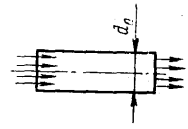
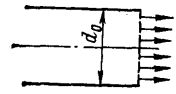
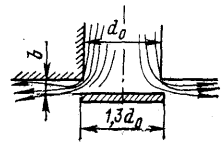
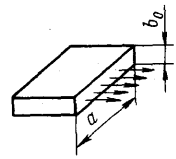
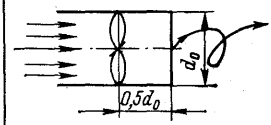
$$u_m = M/x \qquad (5.18)$$

и, используя формулу Г. Рейхардта, получает выражение для определения скорости в любой точке изотермической струи

$$u = \frac{M}{x}\,e^{-0{,}5\left(\frac{y}{cx}\right)^2}. \qquad (5.19)$$

Таблица 5.1

Характеристики воздухораспределителей

Тип распределителя	Аэродинамическая схема	Значения коэффициентов		
		m	n	ξ
Цилиндрическая труба		6,8	4,8	1,1
Решетки или перфорированные пластины с коэффициентами живого сечения $K_{ЖС}$ *				
0,5÷0,8		6,0	4,2	1,8
0,2÷0,5		5,6	4,0	1,8
0,05÷0,2		4,5	3,6	1,8
Устройство, создающее веерные струи ($b/d_0 = 0,05$)		1,1	1,0	1,9
Патрубок прямоугольного сечения ($a/b_0 > 10$, при $x < b_0 a$)		2,5	2	—
Цилиндрический патрубок с закручивателем (в зависимости от расстояния до сечения)				
$3 \leqslant x/\sqrt{F_0} < 8$		1,9	1,7	5,2
$8 \leqslant x/\sqrt{F_0} < 14$		2,5	2,4	5,2
$14 \geqslant x/\sqrt{F_0}$		2,8	2,7	5,2

* $K_{ЖС} = \dfrac{\Sigma f_{отв}}{F_{пл}}$, где $\sum f_{отв}$ — суммарная площадь отверстий; $F_{пл}$ — площадь пластины.

Е. И. Поляков, исходя из сохранения количества движения в струе и привлекая большой экспериментальный материал, получил формулу для осевой скорости

$$u_m = 7{,}38\,\frac{\sqrt{E_0}}{x}, \qquad (5.20)$$

где $E_0 = (\pi d_0^2/4)\,u_0^2$ — кинематический импульс, равный количеству движения, отнесенному к плотности воздуха.

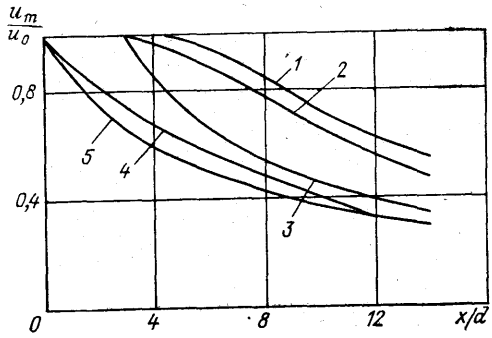


Рис. 5.8. Влияние начальной интенсивности турбулентности на изменение осевой скорости:
1 — $\varepsilon \approx 1{,}5$ %; *2* — $\varepsilon \approx 3$ %; *3* — $\varepsilon = 9{,}3$ %; *4* — $\varepsilon = 15$ %; *5* — $\varepsilon = 20{,}9$ %

Все эти и другие известные формулы дают близкие друг к другу результаты, так как в большей или меньшей степени отражают общую закономерность струйных течений. В теоретических построениях при получении расчетных формул используются результаты экспериментальных исследований, поэтому М. И. Гримитлин [13] предложил для расчета осевой скорости струи следующую зависимость:

$$\frac{u_m}{u_0} = m\,\frac{\sqrt{F_0}}{x}, \qquad (5.21)$$

где F_0 — площадь выпускного отверстия; m — коэффициент изменения скорости.

В формулу (5.21) входит коэффициент m, определяемый экспериментальным путем и зависящий от аэродинамической схемы устройства, формирующего струю, например для круглого патрубка с равномерным распределением скорости на истечении $m = 6{,}8$ (табл. 5.1).

На развитие струи оказывают влияние условия подвода воздуха к патрубку, конструктивное оформление отверстия, наличие стенки, перпендикулярной к оси патрубка и затрудняющей подтекание воздуха. В воздуховодах вентиляционных систем устанавливается проходная арматура, а сами воздуховоды имеют фасонные части. Проходя сквозь эти местные сопротивления, степень турбулентности потока на подходе к отверстию патрубка может быть много выше природного уровня, оцениваемого в 0,5—2 %. На рис. 5.8 показано изменение осевой скорости в зависимости от начальной степени турбулентности [11]. По данным [10] поток за осевым вентилятором имеет интенсивность турбулентного порядка $\varepsilon = 30 \div 35$ %, за центробежным вентилятором — $\varepsilon = 20 \div 25$ %. Такие фасонные части как отводы, тройники и др. из-за значительной неравномерности потока, порождающей интенсивное вихреобразование, повышают ε от 1—2 на входе и до 15—20 % на выходе.

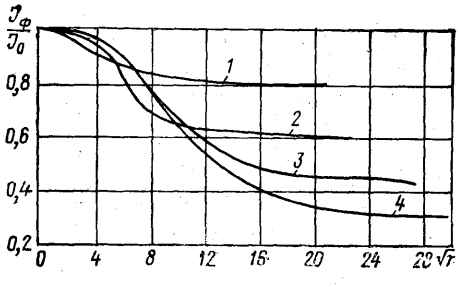


Рис. 5.9. Изменение количества движения в струях, истекающих из перфорированных пластин:
1 — $K_{ЖС} = 0{,}5$; *2* — $K_{ЖС} = 0{,}2$; *3* — $K_{ЖС} = 0{,}05$; *4* — $K_{ЖС} = 0{,}02$

Истечение струй из отверстий, затененных решетками, сетками, перфорированными листами, имеет свою особенность. Такая струя, в отличие от показанной на схеме (см. рис. 5.2), имеет участок формирования, расположенный между срезом патрубка и границей начального участка. На этом участке происходит слияние струек, вытекающих из отдельных отверстий в общий поток. При истечении потока из решеток струйки ведут себя как свободные турбулентные струи и подсасывают воздух из окружающего пространства. На некотором расстоянии расширяющиеся струйки соприкасаются, эпюра скоростей в этом сечении имеет четкий пилообразный характер с провалами скорости между струйками. При дальнейшем развитии струйки сливаются, а эпюра скоростей становится равномерной, какой она была бы при отсутствии затеняющих отверстие сеток и перфорированных листов, от этого сечения начинается начальный участок струи. На участке формирования струи подтекание воздуха к отдельным струйкам, особенно к расположенным в центре струи, затруднено. К центру струи воздух подтекает через лабиринт струек и вследствие этого там образуется некоторое разрежение, равное потере давления при движении воздуха к центральным струйкам. Разность статических давлений в центре струи и окружающем воздухе создает импульс сил, направленных против потока и вызывающих потерю количества движения. Изменение количества движения зависит от числа рядов отверстий n и коэффициента живого сечения ЖС перфорации $K_{ЖС} = \sum f_{отв}/F_0$. Изменение отношения количества движения в конце участка формирования $J_ф$ к начальному J_0 показано на рис. 5.9.

Развитие закрученных струй существенно отличается от прямоточных. В зависимости от начальной закрутки потока могут возникнуть два вида струй: слабо закрученные, в которых аксиальная скорость u_m (скорость на оси струи) в любом поперечном сечении направлена по потоку; сильно закрученные, имеющие обратный поток в осевой области, аксиальная скорость направлена против потока. Закрученные струи в сравнении с прямоточными имеют значительно больший угол раскрытия и меньшую дальнобойность. Эти струи быстрее затухают в окружающем воздухе, особенно сильно закрученные. Объясняется это тем, что у закрученных струй площадь турбулентного обмена больше, чем у прямоточных с теми же начальными характеристиками. Струя обменивается количеством движения не только на внешней границе с окружающей средой, но и на внутренней границе с обратным потоком. Вовлечение в движение

больших масс окружающего воздуха приводит, при сохранении количества движения по струе, к уменьшению скорости течения.

При умеренной закрутке потока и больших скоростях истечения радиальная составляющая w пренебрежимо мала в сравнении с аксиальной и тенгенциальной составляющими. Для максимальной осевой скорости u_{max} получено выражение, структурно схожее с выражением для определения u_m прямоточных струй

$$u_{max} = \frac{C_u \sqrt{E_0}}{x}. \tag{5.22}$$

Максимальная тангенциальная скорость v_{max} определяется как

$$v_{max} = \frac{C_v \sqrt{\frac{M}{\rho}}\, \omega r_0}{x^2}. \tag{5.23}$$

В формулах (5.22) и (5.23) приняты следующие обозначения: $M = M_0$ — начальный момент количества движения; ω — интегральная характеристика закрутки потока; $E_0 = J_0/\rho$ — кинематический импульс струи на истечении; C_u, C_v — вспомогательные функции, зависящие от ω.

Для закрученных струй характерно не только сохранение количества движения J по струе, но и момента количества движения M, определяемого на истечении из выражения

$$M_0 = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} u_0 v_0 r\, dr. \tag{5.24}$$

Количество движения для закрученной струи определяется как

$$J_0 = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} (\Delta p + \rho u_0^2)\, r\, dr, \tag{5.25}$$

где Δp — разность давлений в струе и окружающей среде.

Величина Δp зависит от закрутки струи и определяет интенсивность обратного потока в осевой части.

Интегральная характеристика крутки представляет собой

$$\omega = \frac{2}{r}\frac{M_0}{J_0}.$$

В настоящее время недостаточно данных о распределении скоростей в начальном сечении и их связи с конструктивным решением закручивающих устройств, поэтому определение J_0 и M_0 из выражений (5.24) и (5.25) затруднено.

Результаты экспериментального определения изменения полной скорости и ее составляющих вдоль оси закрученной струи при $\omega = 2{,}07$ показаны на рис. 5.10. Все скорости отнесены к средней по площади скорости на истечении

$$u_{0\,ср} = \frac{L_0}{\pi r_0^2},$$

где L_0 — расход в струе на истечении.

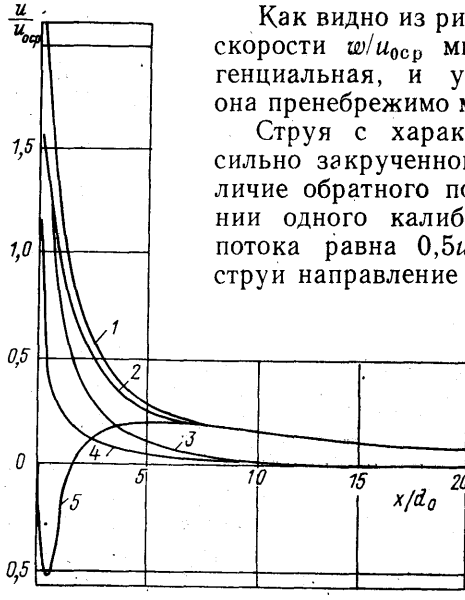


Рис. 5.10. Изменение полной скорости и ее составляющих вдоль оси закрученной струи при $\omega = 2{,}07$;

1 — полная скорость $U/v_{0\,ср}$; *2* — максимальная осевая $u/u_{0\,ср}$; *3* — тангенциальная $u/u_{0\,ср}$; *4* — радиальная $w/u_{0\,ср}$; *5* — по оси патрубка $u_m/u_{0\,ср}$

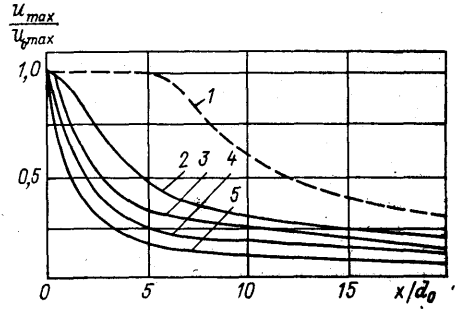


Рис. 5.11. Изменение относительной максимальной осевой скорости в зависимости от закрутки струи:

1 — $\omega = 0$; *2* — $\omega = 0{,}7$; *3* — $\omega = 1{,}04$; *4* — $\omega = 1{,}84$; *5* — $\omega = 2{,}07$

Как видно из рисунка, радиальная составляющая скорости $w/u_{0ср}$ много меньше, чем осевая и тангенциальная, и уже на трех-четырех калибрах она пренебрежимо мала в сравнении с $u_{0ср}$.

Струя с характеристикой $\omega = 2{,}07$ считается сильно закрученной, об этом свидетельствует и наличие обратного потока на оси, причем на расстоянии одного калибра $x/d_0 \approx 1$ скорость обратного потока равна $0{,}5u_{0ср}$. При дальнейшем развитии струи направление осевого потока совпадает с общим и на семи — восьми калибрах численные значения осевой скорости, максимальной осевой и полной становятся одинаковыми. Из этого следует, что в этих и последующих поперечных сечениях струи эпюра скоростей примерно равномерна, т. е. максимумы, характерные прямоточным струям, здесь отсутствуют. Графики, представленные на рис. 5.11, позволяют судить об изменении максимальных осевых скоростей вдоль струи в зависимости от закрутки потока. Увеличение закрутки потока приводит к интенсификации процессов смешения воздуха струи с окружающим воздухом и более быстрому ее затуханию.

Движение прямоточных струй вдоль непроницаемых плоскостей имеет свои особенности. Вдоль плоскости нарушается питание струи окружающим воздухом, давление на плоскости понижается и струя налипает на плоскость. Установлено, что изотермическая струя всегда настилается на плоскость, если угол между вектором скорости истечения u_0 и плоскостью не превышает 45°, а патрубок, создающий струю, установлен на плоскости без зазора.

Для выяснения изменения максимальной осевой скорости по длине настилающейся струи $u_m^н$ рассмотрим истечение воздуха из отверстия удвоенной площади. По оси образующейся струи устано-

влена тонкая непроницаемая пластина (рис. 5.12). На расстоянии x скорость воздуха по (5.21) будет

$$\frac{u_m^{\text{н}}}{u_0} = m\frac{\sqrt{2F_0}}{x} = m\sqrt{2}\frac{\sqrt{F_0}}{x}. \qquad (5.26)$$

Отсюда следует, что в настилающихся струях максимальные скорости $u_m^{\text{н}}$ в $\sqrt{2}$ раз больше, чем у ненастилающихся. Однако в принятой схеме не учитывались потери количества движения при трении воздуха о плоскость, поэтому фактическое увеличение скорости будет несколько меньше, чем в $\sqrt{2}$ раз. Результаты экспериментальных исследований настилающихся струй приведены на рис. 5.13. Как видно из рисунка, отношение максимальных скоростей настилающейся струи $u_m^{\text{н}}$ и свободной u_m равно примерно 1,33. Эпюры скоростей настилающейся и свободной струй показаны на схеме рис. 5.12. Скорость струи у плоскости равна нулю, а максимальные значения наблюдаются вдоль линии, угол наклона которой к плоскости составляет, примерно, 1°.

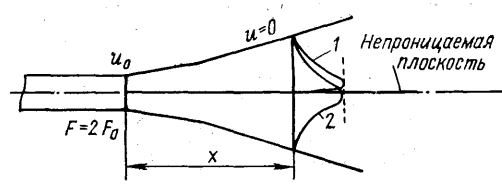


Рис. 5.12. Схема настилающейся струи:
1 — эпюра скоростей в настилающейся струе при $F = F_0$; *2* — эпюра скоростей в свободной струе при $F = 2F_0$

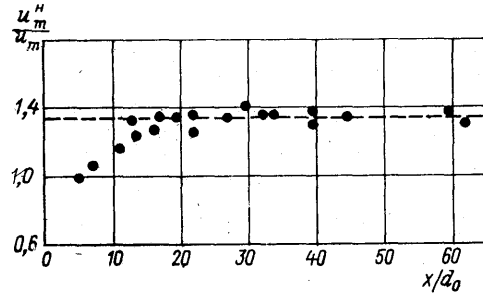


Рис. 5.13. График сопоставления скоростей в настилающихся и свободных струях:
● — эксперимент; —·— — осреднение

Интересное движение возникает при истечении тонких струй на образующую цилиндра (рис. 5.14). Если струя достаточно тонкая, т. е. $b_0 \ll R$, то она обтекает цилиндр безотрывно. Как и в случае настилания на плоскость, максимальные скорости в такой струе выше, чем в свободной. При этом на поверхности цилиндра давление понижается, а струя активно эжектирует окружающий воздух. Это явление называется эффектом Коанда по имени румынского инженера Г. Коанда, обнаружившего его в 1910 г. Увеличение массы струи приводит к снижению скорости и увеличению поперечного сечения струи. Эти явления определяют условия возникновения на поверхности цилиндра точки отрыва струи. По данным работы [35] в оторвавшихся потоках расход воздуха почти в 20 раз превышает начальный, и если предположить, что для этого течения количество движения сохранено, то средняя по расходу воздуха скорость оторвавшегося потока должна быть примерно в 20 раз меньше, чем начальная. Таким образом, струи, настилающиеся на цилиндр, должны, вероятно, затухать быстрее, активно эжектируя

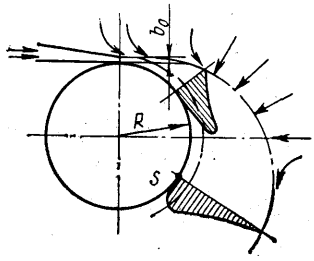


Рис. 5.14. Истечение плоской струи на образующую цилиндра

окружающий воздух. Такого рода течения могут успешно использоваться в технике вентиляции для подачи воздуха в помещение, если в качестве цилиндра использовать воздуховод с продольным отверстием, а истекающий из трубопровода воздух направить на его внешнюю поверхность.

В заключение параграфа рассмотрим качественную сторону процесса формирования импульсных струй. Такие струи образуются, если начальная масса струи имеет разрыв, т. е. подачу воздуха периодически изменять от $L = L_0$ до $L = 0$. Технически это реализуется путем вращения с определенной частотой заслонки в цилиндрическом патрубке. Особенностью импульсных струй является изменение во времени начального количества движения $J_0 = f(\tau)$. Разрыв начального расхода воздуха приводит к тому, что на участке формирования образуются отдельные движущиеся «объемы» (рис. 5.15). Предположим, что движущийся «объем» имеет правильную форму, а само движение происходит в неподвижном воздухе.

В первом приближении движущуюся жидкость можно уподобить движению твердого тела. На границах «объема» касательные напряжения приведут жидкость во вращательное движение от лобовой части к центру кормовой. В кормовой части возникает некоторое разрежение, пропорциональное сопротивлению движения. Таким образом, в «объеме» образуется вихревое движение и, если временна́я пауза между отдельными массами воздуха велика, то рассматриваемый «объем» трансформируется в вихревое кольцо и сплошной струи не образуется. Если время выпуска воздуха примерно равно или больше паузы, то соседние «объемы» будут взаимодействовать и сливаться в общий поток, причем первый «объем» в кормовой части эжектирует как окружающий воздух, так и следующий за ним «объем». Разность давлений в лобовой и кормовой частях «объема»

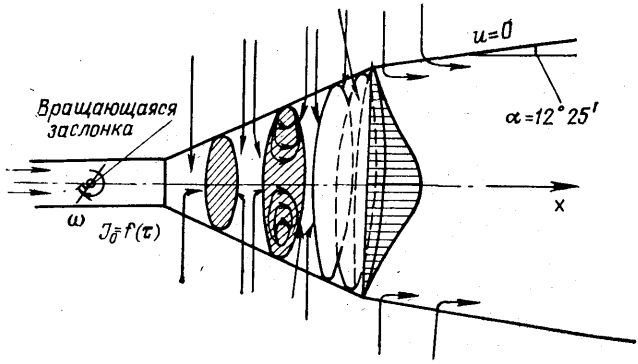


Рис. 5.15. Схема формирования импульсной струи

создает импульс сил, направленный против потока, что вызывает потери количества движения.

Сформировавшаяся импульсная струя на основном участке развивается как свободная, однако потери количества движения на участке формирования интенсивнее, в связи с большой поверхностью обмена между воздухом струи и окружающим воздухом, что приводит к более быстрому затуханию импульсных струй.

5.3. НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ СТРУИ

Истечение воздуха с температурой, отличной от температуры окружающей среды, приводит к возникновению сил Архимеда, под действием которых ось струи отклоняется от начального направления потока. Разность температур в струе и окружающем воздухе (избыточная температура) уменьшается по течению от $\Delta t_0 = t_0 - t_{окр}$ до $\Delta t = 0$. В поперечных сечениях основного участка наблюдается распределение избыточных температур, схожее с распределением скорости. На рис. 5.16 представлены результаты экспериментального определения избыточной температуры в различных сечениях основного участка. Опыты проводились с осесимметричной струей воздуха, истекающей в неподвижный воздух, диаметр отверстия $d_0 = 93$ мм, $u_0 = 20$ м/с, начальная избыточная температура $\Delta t_0 = 15$ °С. Из рисунка следует, что экспериментальные точки ложатся примерно на одну кривую, хотя эти точки относятся к различным сечениям, отстоящим от среза патрубка на расстоянии от 5 до 35 калибров. Это говорит об аффинности профилей температур на основном участке струи. На том же рисунке нанесена кривая изменения относительной скорости в поперечном сечении струи, которая не совпадает с безразмерной избыточной температурой.

Согласно [1] определим закон изменения избыточной температуры по оси основного участка струи. Для этого необходимо потребовать сохранения количества теплоты в струе. Определяя количество теплоты в струе через избыточные температуры, легко убедиться, что окружающая среда не является ни источником, ни стоком теплоты, так как ее избыточная температура равна нулю. Это значит, что количество теплоты всей массы струи, протекающей в сечении на расстоянии x от патрубка,

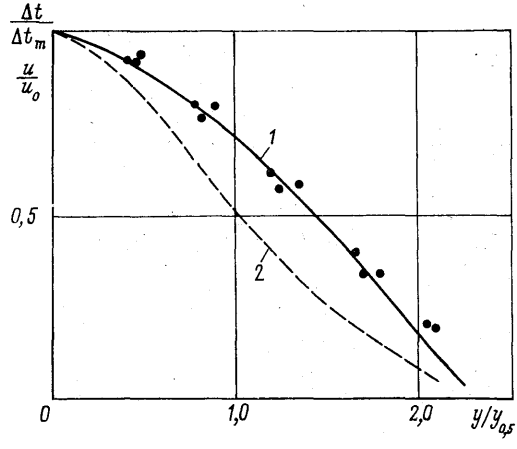


Рис. 5.16. Безразмерные профили на основном участке осесимметричной струи для:
1 — избыточной температуры; *2* — скорости

равно количеству теплоты начальной массы, истекающей из патрубка за тот же промежуток времени.

Сохранение количества теплоты в свободной струе выражается в виде

$$Q = \int_0^m \Delta t\, dm = \int_0^F \rho u\, \Delta t\, dF = \text{const}. \tag{5.27}$$

Для струи круглого сечения $dF = d\,(\pi y^2) = 2\pi y\, dy$, приводя u, Δt и y к безразмерному виду, получим

$$\int_0^F \rho u\, \Delta t\, dF = 2\rho u_m\, \Delta t_m x^2 \int_0^{r/x} \frac{\Delta t}{\Delta t_m} \frac{u}{u_m} \frac{y}{x}\, d\frac{y}{x} = \text{const}. \tag{5.28}$$

Следствием аффинности профилей температур в поперечных сечениях основного участка является то, что линии безразмерных изотерм являются прямыми, исходящими из полюса струи, и зависят только от координат рассматриваемой точки x и y [аналогично скорости (5.1)]

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_m} = \theta\left(\frac{y}{x}\right). \tag{5.29}$$

Рассматривая равенство (5.28), можно заметить, что с учетом (5.29) интеграл является постоянной величиной, учитывая это, а также то, что $u = \text{const}/x$, получим

$$\Delta t_m = \text{const}/x. \tag{5.30}$$

Определение константы в общем законе изменения осевой избыточной температуры (5.30), так же как в законе изменения осевой скорости, может быть произведено различными способами, однако все они должны содержать эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментальным путем.

По предложению М. И. Гримитлина расчетную формулу для Δt_m можно получить экспериментальным путем, используя (5.30), если ее представить в виде

$$\Delta t_m = \Delta t_0 \frac{n}{x} \sqrt{F_0}, \tag{5.31}$$

где n — коэффициент изменения температуры по оси струи, так же как и m, представляет собой характеристику воздухораспределителя (табл. 5.1).

Для осесимметричных струй, истекающих из круглого незатененного отверстия, $n = 4{,}8$.

Аффинность эпюр скоростей и профилей избыточных температур позволяет установить взаимосвязь:

$$\Delta t/\Delta t_m = \left(\frac{u}{u_m}\right)^{\sigma_m}, \tag{5.32}$$

где σ_m — коэффициент турбулентного переноса количества движения и теплоты в свободных струях.

По аналогии с физическим числом Прандтля, определяемым отношением двух характеристик молекулярного переноса: кинематической вязкости и коэффициента температуропроводности, коэффициент турбулентного переноса σ_m называют турбулентным числом Прандтля.

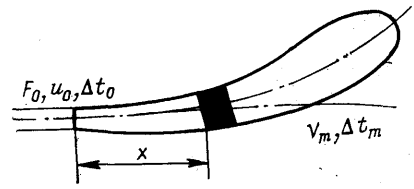


Рис. 5.17. К выводу критерия Архимеда

Экспериментальные исследования показывают, что для свободных слабонеизотермических струй $\sigma_m = 0{,}65 \div 0{,}7$. Для оценки неизотермичности вентиляционных струй используется критерий Архимеда, характеризующий соотношение сил инерции и вытеснения (Архимеда) на истечении струи,

$$\mathrm{Ar}_0 = \frac{g\,\Delta t_0 \sqrt{F_0}}{u_0^2 T_{\text{окр}}}. \tag{5.33}$$

Поскольку темп изменения скорости и избыточной температуры по длине струи различен (это видно из рис. 5.16), то различно и соотношение сил инерции и вытеснения. Рассмотрим схему струи (рис. 5.17) и выделим на расстоянии x от истечения некоторое сечение, где характерными скоростями и избыточной температурой будут u_m и Δt_m, а характерным линейным размером — x. Перепишем выражение (5.33) для этого сечения

$$\mathrm{Ar}_x = \frac{g\,\Delta t_m x}{u_m^2 T_{\text{окр}}}, \tag{5.34}$$

так как $\Delta t_m = \Delta t_0 n \frac{\sqrt{F_0}}{x}$ и $u_m = u_0 m \frac{\sqrt{F_0}}{x}$, то (5.34) приводится к виду [13]

$$\mathrm{Ar}_x = \frac{n}{m^2} \frac{g\,\Delta t \sqrt{F_0}}{u_0^2 T_{\text{окр}}} \left(\frac{x}{\sqrt{F_0}}\right)^2,$$

и с учетом (5.33) текущий критерий Архимеда будет

$$\mathrm{Ar}_x = \mathrm{Ar}_0 \frac{n}{m^2} \left(\frac{x}{\sqrt{F_0}}\right)^2, \tag{5.35}$$

где Ar_0 — характеристика неизотермичности на истечении; m и n — характеристики воздухораспределителя; $x/\sqrt{F_0}$ — относительное расстояние.

Из (5.35) следует, что с увеличением координаты x действие сил вытеснения становится больше, чем действие сил инерции. Это объясняется тем, что скорость струи уменьшается быстрее, чем избыточная температура. При настилании, например, теплых струй воздуха на плоскость на некотором расстоянии от истечения возможен их отрыв от плоскости. После отрыва превалирующей в потоке является сила вытеснения. Для расчета положения точек отрыва и траектории горизонтально истекающих струй используются формулы, приведенные в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Формулы для расчета основного участка струй

Параметр	Обозначение	Вертикальная изотермическая и слабоизотермическая струи			Примечание
		осесимметричная	плоская	веерная	
Скорость:					
на оси	$\frac{u_m}{u_0}$	$m\frac{\sqrt{F_0}}{x}$	$m\sqrt{\frac{b_0}{x}}$	$\frac{m\sqrt{F_0}}{x}$	b_0 — ширина щели, m — по табл. 5.1, y — расстояние от оси до рассматриваемой точки
в любой точке основного участка	$\frac{u}{u_m}$	$\exp\left[-70\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	$\exp\left[-70\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	$\exp\left[-70\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	
Избыточная температура:					
на оси	$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_0}$	$n\frac{\sqrt{F_0}}{x}$	$n\sqrt{\frac{b_0}{n}}$	$n\frac{\sqrt{F_0}}{x}$	n — по табл. 5.1, σ_m принят равным 07
в любой точке основного участка	$\frac{\Delta t}{\Delta t_m}$	$\exp\left[-49\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	$\exp\left[-49\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	$\exp\left[-49\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	
Расход воздуха в струе	$\frac{L_m}{L_0}$	$\frac{2}{m}\frac{x}{\sqrt{F_0}}$	$\frac{\sqrt{2}}{m}\sqrt{\frac{x}{b_0}}$	$\frac{\sqrt{2}}{m}\frac{x}{\sqrt{F_0}}$	—

Траектория струи при горизонтальном истечении	$\frac{y}{\sqrt{F_0}}$ $\frac{y}{b_0}$	$\frac{y}{\sqrt{F_0}} = 0{,}6\frac{n}{m^2}\times$ $\times \mathrm{Ar}_0\left(\frac{x}{\sqrt{F_0}}\right)^3$	$\frac{y}{b_0} = 0{,}7\frac{n}{m^2}\times$ $\times \mathrm{Ar}_0\left(\frac{x}{b_0}\right)^{5/2}$	—	$\mathrm{Ar}_0 = \frac{g\,\Delta t_0\sqrt{F_0}}{u_0^2 T_{\text{окр}}}$
Расстояние до точки отрыва струй	$\frac{x}{\sqrt{F_0}}$ $\frac{x}{b_0}$	$\frac{x}{\sqrt{F_0}} = \frac{0{,}55m}{\sqrt{n\,\mathrm{Ar}_0}}$	$\frac{x}{b_0} = \frac{0{,}4m^{4/3}}{\sqrt[3]{(n\,\mathrm{Ar}_0)^2}}$	$\frac{x}{\sqrt{F_0}} = \frac{0{,}45m}{\sqrt{n\,\mathrm{Ar}_0}}$	—

Вертикальная неизотермическая струя

Скорость на оси	$\frac{u_m}{u_0}$	$m\frac{\sqrt{F_0}}{x}\sqrt[3]{1 \pm 2{,}5\mathrm{Ar}_x}$	$m\sqrt{\frac{b_0}{x}}\sqrt[3]{1 \pm 1{,}8\mathrm{Ar}_x}$	—	Знак «плюс» соответствует случаю, когда направление сил вытеснения совпадает с инерционными силами, знак «минус», когда силы вытеснения направлены навстречу инерционным
Избыточная температура на оси	$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_0}$	$n\frac{\sqrt{F_0}}{x}\frac{1}{\sqrt[3]{1 \pm 2{,}5\mathrm{Ar}_x}}$	$n\frac{\sqrt{b_0}}{x}\frac{1}{\sqrt[3]{1 \pm 1{,}8\mathrm{Ar}_x}}$	—	
Расход в струях	$\frac{L_m}{L_0}$	$\frac{2}{m}\frac{x}{\sqrt{F_0}}\sqrt[3]{1 \pm 2{,}5\mathrm{Ar}_x}$	$\frac{\sqrt{2}}{m}\sqrt{\frac{x}{b_0}}\sqrt[3]{1 \pm 1{,}8\mathrm{Ar}_x}$	—	

На изменение скорости по длине горизонтально истекающих струй неизотермичность практически не влияет. Однако при выпуске вертикальных струй неизотермичность оказывает значительное влияние. Если направления сил инерции и вытеснения совпадают (например, при истечении относительно холодного воздуха вниз), то поток ускоряется, а дальнобойность струи увеличивается. Когда силы направлены друг против друга (истечение теплого воздуха вертикально вниз) скорость в струе уменьшается и происходит размыв струи. При этом возможно образование восходящих (для теплых струй) потоков, поднимающихся вверх по границе струи. Расчетные формулы для этих случаев также приведены в табл. 5.2.

Экспериментально определено, что истечение неизотермических струй принципиально не отличается от изотермических течений, если текущий критерий Архимеда не превышает 0,2.

5.4. КОНВЕКТИВНЫЕ СТРУИ

Конвективные струи занимают определенное место в вентиляционной технике, так как они не только создают тепловые и скоростные контрасты в местах формирования, но и совместно с приточными струями могут влиять на тепловую и аэродинамическую обстановку во всем помещении.

Конвективные струи образуются у нагретых вертикальных и горизонтальных поверхностей. Воздух у поверхности нагревается и его плотность уменьшается, возникающие силы вытеснения заставляют нагретый воздух подниматься вверх, а к поверхности подтекают новые порции относительно холодного воздуха, в результате этого над поверхностью источника теплоты возникает конвективная струя. Аналогичное движение наблюдается и у холодных вертикальных поверхностей, с той лишь разницей, что возникающая струя холодного воздуха опускается вниз.

Количество теплоты Q, передаваемое воздуху, является основным параметром, существенно определяющим динамические и тепловые характеристики конвективной струи, и определяется из выражения:

$$Q = \alpha \, \Delta t_{\text{п}} F, \tag{5.36}$$

где α — коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху; $\Delta t_{\text{п}}$ — разность между температурой поверхности и окружающим воздухом; F — площадь греющей поверхности.

Величина сил вытеснения зависит от разности плотностей струи и окружающего воздуха и пропорциональна разности температур. Температура струи зависит от температуры поверхности, следовательно, $\Delta t_{\text{п}}$ в (5.36) влияет на скорость в струе. Площадь поверхности источника теплоты определяет зону распространения процесса.

В случае движения струи вдоль вертикальной греющей поверхности можно выделить три характерных участка. В нижней части движение воздуха носит ламинарный характер, следовательно, толщина струи увеличивается. На внешней границе потока действуют касательные напряжения, направленные против потока, а на вну-

тренней происходит разгон слоев у горячей поверхности. В результате в струе зарождаются вихри и поток турбулизируется. Этот участок называется переходным. Дальнейшее развитие струи приводит к полной турбулизации потока. У горизонтальных поверхностей движение воздуха носит более сложный характер и зависит от положения нагревателя и его размеров.

Рассмотрим развитие конвективной струи, образующейся под горизонтальной горячей пластиной, заподлицо заделанной в горизонтальную плоскость. В такой конвективной струе различают четыре характерные зоны (рис. 5.18).

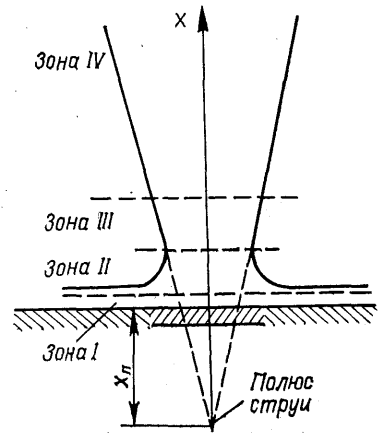


Рис. 5.18. Схема формирования конвективной струи над источником тепла

Зона *I* — пограничный слой, состоящий из ламинарного подслоя непосредственно у плиты и основного пограничного слоя. В ламинарном подслое движение происходит вдоль пластины от периферии к центру и, так как перенос тепла в ламинарных потоках идет за счет теплопроводности вещества потока, в подслое наблюдается значительный перепад температур. В основном пограничном слое характер движения может быть различен и определяется произведением критериев Грасгофа и Прандтля (GrPr). Если $(GrPr) < 5 \cdot 10^2$, то пограничный слой ламинарный и возникающая струя на значительном расстоянии от пластины остается ламинарной. При $(GrPr) > 1 \cdot 10^6$ в основном пограничном слое наблюдается развитое турбулентное движение. В диапазоне $5 \cdot 10^2 < (GrPr) < 1 \cdot 10^6$ на отдельных участках пластины режимы движения перемежаются [33].

В турбулентном пограничном слое происходит примерно следующее движение: холодный воздух, подтекающий к краям пластины, попадает к ее центру в виде отдельных струек; стремясь к центру пластины, струйки огибают восходящие потоки, опускаясь к пластине в тех местах, где в данный момент вплыл достаточно большой объем горячего воздуха и у поверхности создалось некоторое разрежение. В основном пограничном слое наблюдаются постоянные вертикальные перемещения масс воздуха с характерным для турбулентных потоков вихревым движением. Толщина пограничного слоя равна примерно 0,2 диаметра пластины.

Из пограничного слоя воздух выходит в виде отдельных струек, наблюдается движение, аналогичное истечению из перфорированных пластин, с той лишь разницей, что деление потока на струйки осуществляет не твердая пластина, а струйки холодного воздуха, идущие от периферии к центру пластины. Горячие струйки расширяются, и возникает диффузорный эффект с понижением статического давле-

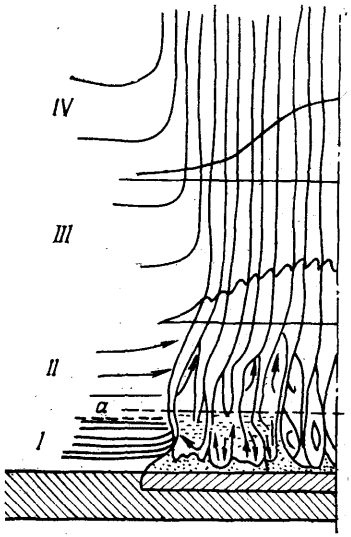


Рис. 5.19. Характер движения воздуха в конвективной струе

ния над поверхностью пластины. Это вызывает интенсивное подтекание воздуха к пластине.

Зона *II* — разгонный участок, здесь начинает устанавливаться движение, характерное для струйных течений. На разгонном участке профиль скоростей и избыточных температур изменяется по длине струи. Увеличение скорости во второй зоне приводит к понижению статического давления и некоторому сужению струи. В конце разгонного участка наблюдается максимальная осевая скорость.

Зона *III* — переходный участок, здесь происходит формирование скоростных и температурных полей, характерных для основных участков турбулентных струй. Однако профили u и Δt на переходном участке не аффинны.

Зона *IV* — основной участок конвективной струи. Эпюра скоростей, показанная на рис. 5.19, характеризуется, как видно, аффинностью поперечных профилей скоростей и избыточных температур.

На переходном и основном участках на границе струи действуют касательные напряжения и, аналогично свободным струям, конвективная струя расширяется с боковым углом $\alpha \approx 12°$.

На основном участке струи избыточная температура $\Delta t > 0$, следовательно, сила вытеснения действует не только у горячей пластины, но и по длине струи до сечения $\Delta t_m \approx 0$. Это приводит к тому, что количество движения по струе увеличивается до сечения, в котором плотность воздуха в струе становится равна плотности окружающего воздуха.

Формирование струи в значительной мере зависит от условий подтекания воздуха к пластине. Если пластина поднята над пло-

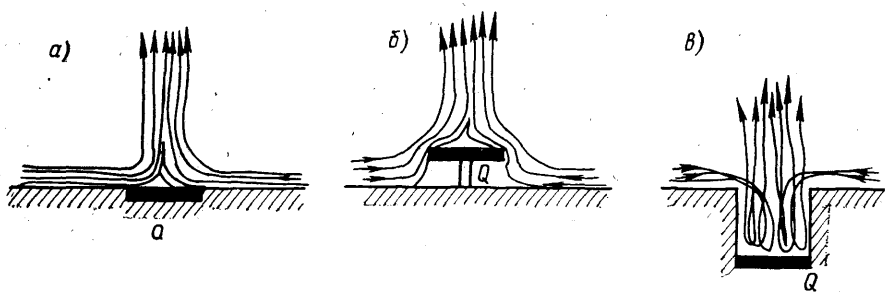


Рис. 5.20. Варианты расположения греющих пластин: *а* — пластина заделана в плоскость заподлицо; *б* — пластина поднята над плоскостью; *в* — пластина углублена в плоскость

Таблица 5.3

Формулы для расчета основного участка по оси конвективных струй [33]

Параметр	Формулы	Значение коэффициентов пропорциональности для пластин		Примечание
		заделанных заподлицо с плоскостью	поднятых над плоскостью	
Полюсное расстояние	$x_{\text{п}} = \Pi d$	$\Pi = 1{,}0$	$\Pi = 1{,}7$	—
Скорость	$u_m = Cd^{1/3}\,\Delta t_{\text{п}}^{4/19}\left(\frac{x}{d}\right)^{1/3}$; $u_m = C_1 Q^{1/3} x^{-1/3}$	$C = 0{,}136$; $C_1 = 0{,}130$	—; $C_1 = 0{,}168$	$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{п}} - t_{\text{окр}}$, где $t_{\text{п}}$ — температура пластины
Максимальная скорость	$u_m^{\max} = C_2 d^{1/3}\,\Delta t^{4/9}$; $u_m^{\max} = C_3 Q^{1/3} d^{-1/3}$	$C_2 = 0{,}095$; $C_3 = 0{,}093$	—; $C_3 = 0{,}115$	—
Избыточная температура	$\Delta t_m = B\,\Delta t_{\text{п}}^{8/9} \times \left(\frac{x}{d}\right)^{-5/3} d^{-1/3}$; $\Delta t_m = B_1 Q^{2/3} x^{-5/3}$	$B = 0{,}55$; $B_1 = 0{,}53$	—; $B_1 = 0{,}415$	—
Расход воздуха в струе	$L_m = C_4 d^{7/3}\,\Delta t_{\text{п}}^{4/9}\left(\frac{x}{d}\right)^{5/3}$; $L_m = C_5 Q^{1/3} x^{5/3}$	$C_4 = 19$; $C_5 = 18{,}4$	—; $C_5 = 21{,}2$	—

скостью (рис. 5.20, *б*), подтекание воздуха к пластине облегчается по сравнению с заделанной заподлицо (рис. 5.20, *а*). В этом случае разрежение над пластиной оказывается меньше и бóльшая часть сил вытеснения расходуется на разгон струи. При равных Q струя имеет больший расход воздуха и скорости в сходственных точках, но меньшие избыточные температуры. Установка пластины в углублении (рис. 5.20, *в*) приводит к увеличению разрежения над пластиной из-за сложных условий подтекания окружающего холодного воздуха. Скорость и расход воздуха в конвективной струе, возникающей над углубленной пластиной, оказываются ниже, а избыточная температура выше, чем для пластин, показанных на рис. 5.20, *а*, *б*.

Расчетные зависимости для определения избыточной температуры, расхода воздуха и скорости на оси конвективных струй носят эмпирический характер и приведены в табл. 5.3.

5.5. ВСАСЫВАЮЩИЕ ФАКЕЛЫ

Под всасывающими факелами понимают движение воздуха у вытяжных отверстий. Подтекание воздуха к вытяжному отверстию происходит со всех сторон из практически неподвижной атмосферы. Последнее обстоятельство позволяет рассматривать потоки у отверстий как потенциальные течения. Влияние вязкости во всасывающих факелах проявляется в очень узких, только начинающихся формироваться у стенок, пограничных слоях, поэтому аналитические зависимости для осевой скорости, полученные теоретическим путем, хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Это относится к случаям, когда форма отверстий геометрически рациональна, например квадратное отверстие, круглое, кольцевое и др. На практике форму вытяжных отверстий выбирают из других соображений, отверстия оснащаются козырьками, направляющими лопатками и загромождаются технологическим оборудованием, примером может служить отверстие всасывающего приемника электросварочного поста. Для установления характера движения воздуха у таких отверстий необходимо проводить эксперименты. Рассмотрим случай, когда на плоскости образовано отверстие малого радиуса R_0, через которое удаляется воздух в количестве L, м³/с (рис. 5.21). Так как воздух к отверстию подтекает со всех сторон, т. е. по полусфере с площадью $2\pi r^2$, то скорость движения на расстоянии x от отверстия определится как

$$u_m = \frac{L}{2\pi x^2}. \qquad (5.37)$$

Расход удаляемого воздуха можно выразить как $L = u_0 \pi R_0^2$, где u_0 — скорость движения воздуха в отверстии; тогда (5.37) преобразуется к виду

$$u_m = u_0 \frac{R_0^2}{2x^2} = 0{,}5u_0 \left(\frac{R_0}{x}\right)^2. \qquad (5.38)$$

Из (5.38) видно, что скорость изменяется обратно пропорционально квадрату расстояния от отверстия до рассматриваемой точки.

Рассмотрим теперь случай, когда воздух с объемным расходом L удаляется через отверстие радиусом R_0, выполненное в плоской стенке (рис. 5.22). Начало координат поместим в центре отверстия, полярную ось ρ направим вдоль стенки, а ось x расположим по оси факела. Выделим в плоскости отверстия на расстоянии ρ от центра элементарную площадку $\rho d\varphi d\rho$. Элементарный объемный расход через эту площадку будет

$$dL = u_0 \rho d\varphi d\rho,$$

где u_0 — скорость воздуха, проходящего через элементарную площадку.

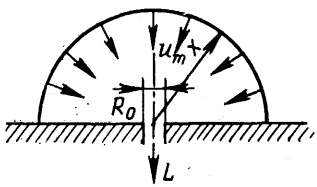


Рис. 5.21. Схема стока — малое отверстие

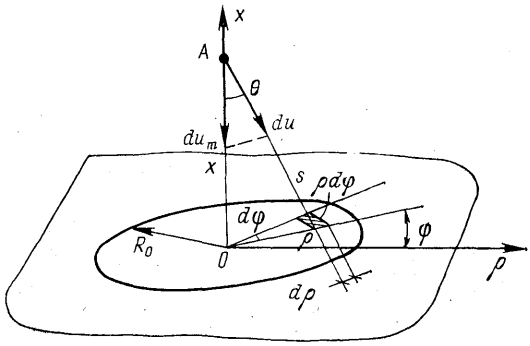


Рис. 5.22. Расчетная схема движения воздуха у круглого отверстия

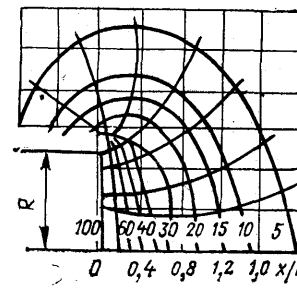


Рис. 5.23. Спектр всасывания у цилиндрического патрубка с тонкими стенками

Элементарный расход вызовет в точке A на полусфере некоторую скорость

$$du = \frac{dL}{2\pi S^2} = \frac{u_0 \rho\, d\rho\, d\varphi}{2\pi S^2},$$

где S — расстояние от элементарной площадки до точки A.

Проекция этой скорости на ось факела будет

$$du_m = \frac{u_0 \rho\, d\rho\, d\varphi}{2\pi S^2} \cos\Theta.$$

Так как $S = \sqrt{\rho^2 + x^2}$, а $\cos\Theta = \frac{x}{S} = \frac{x}{\sqrt{\rho^2 + x^2}}$, то подставляя S и $\cos\Theta$ в предыдущее выражение, получим

$$du_m = \frac{u_0 x \rho\, d\rho\, d\varphi}{2\pi\,(\rho^2 + x^2)^{3/2}}.$$

Интегрируя это выражение дважды по φ в пределах от нуля до 2π и по радиусу ρ от нуля до R_0, получим значение скорости потока на оси всасывающего отверстия

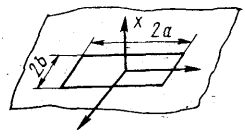
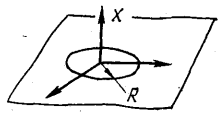
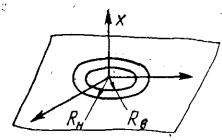
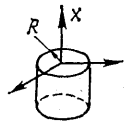
$$u_m = u_0 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + (R_0/x)^2}}\right). \qquad (5.39)$$

На расстоянии от отверстия $x > 1{,}5 \div 2$ калибра формулы (5.38) и (5.39) дают примерно одинаковый результат, в чем легко убедиться, подставив в (5.38) $x = 3{,}0R_0$ (1,5 калибра), получим $\frac{u_m}{u_0} = 0{,}055$, а из (5.39) $\frac{u_m}{u_0} = 0{,}0516$.

Описание движения воздуха вблизи всасывающих отверстий представляет собой весьма сложную задачу, поэтому определение скоростей у отверстий ведут экспериментальным путем, представляя результаты в безразмерной форме. На рис. 5.23 показан спектр всасывания, формирующийся у круглой трубы с острыми кромками.

Таблица 5.4

Формулы для расчета скорости на оси всасывающего факела [25]

Форма всасывающего отверстия в плоской стенке	Схема	Формула
Прямоугольное		$\frac{u_m}{u_0} = \frac{2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{1}{\frac{x}{a}\sqrt{\left(\frac{x}{b}\right)^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}}$ (для квадратного отверстия $a = b$)
Круглое		$\frac{u_m}{u_0} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{R}{x}\right)^2}}$
Кольцевое		$\frac{u_m}{u_0} = \frac{x}{R_в\sqrt{1 + \left(\frac{x}{R_в}\right)^2}} - \frac{x}{R_н\sqrt{1 + \left(\frac{x}{R_н}\right)^2}}$
Круглый патрубок		$\frac{u_m}{u_0} = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{\frac{x}{R}}{\sqrt{1 + \left(\frac{x}{R}\right)^2}}\right)$

Экспериментально обнаружено, что изменение числа Рейнольдса Re в диапазоне от 35 000 до 100 000 не приводит к изменениям в безразмерном спектре всасывания для геометрически подобных отверстий. Это указывает на автомодельность течения вокруг отверстия по числу Re (Re определяется по характерным размерам и скоростям воздуха в отверстии), которая объясняется тем, что поток вокруг отверстия можно считать потенциальным, так как силы вязкости в нем пренебрежимо малы. Вместе с тем в пограничных слоях потока внутри трубы развивается турбулентность и автомодельности по Re не наблюдается. Расчетные формулы для других случаев всасывающих факелов приведены в табл. 5.4.

5.6. РАСЧЕТ ПРИТОЧНЫХ СТРУЙ И ВСАСЫВАЮЩИХ ФАКЕЛОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЕВ ИСТЕЧЕНИЯ И СТОКА

Для техники вентиляции интерес представляет, главным образом, определение максимальных значений скорости и избыточной температуры, а также расхода воздуха в сечении струи, отстоящем от истечения на некотором расстоянии. Кроме этого, важно знать, как те или иные условия развития потока, например неизотермичность, настилание и др., влияют на определяемые характеристики.

В табл. 5.1, 5.2 приведены основные расчетные формулы для часто встречающихся условий истечения, достаточно хорошо согласующиеся с результатами многочисленных экспериментов.

Пример 5.1. Требуется определить диаметр выпускного патрубка (рис. 5.24) и параметры струи в центре помещения, если известно, что расход воздуха $L_0 = 0{,}06$ м³/с, избыточная температура $\Delta t_0 = 8°$, а допустимая скорость на оси струи в центре помещения $u_m = 1{,}0$ м/с, $m = 6{,}8$, $n = 4{,}8$, поле скоростей на истечении считать равномерным.

Из формулы $u_m/u_0 = m/\sqrt{F_0}/x$ с учетом того, что $L_0 = u_{0ср}F_0$, найдем

$$\sqrt{F_0} = \frac{mL_0}{u_m x} = \frac{6{,}8 \cdot 0{,}06}{1 \cdot 6} = 0{,}07 \text{ м}; \quad d_0 = 1{,}13\sqrt{F_0} = 0{,}08 \text{ м}.$$

Скорость истечения $u_0 = \frac{L_0}{F_0} = \frac{0{,}06}{\sqrt{(0{,}0679)^2}} = 13{,}0$ м/с. Избыточная температура в центре струи

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t_0} = n\frac{\sqrt{F_0}}{x}; \quad \Delta t_m = 8 \cdot 4{,}8\,\frac{0{,}0679}{6} = 0{,}43 \text{ °C}.$$

Расход воздуха в струе при $x = 6$ м

$$L_m = L_0\,\frac{2}{m}\,\frac{x}{\sqrt{F_0}} = 0{,}06\,\frac{2}{6{,}8}\,\frac{6}{0{,}0679} = 1{,}56 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 5.2. Рассчитать и построить профиль осесимметричной круглой затопленной струи, истекающей из трубы диаметром $d_0 = 0{,}10$ м и начальной скоростью $u_0 = 10$ м/с. Построить поле скоростей в струе по сечениям, удаленным от среза трубы на расстояние 1,0 м; 1,5 м; 2 м, и определить расход воздуха в этих сечениях. Начальный профиль скоростей считать равномерным, $m = 6{,}8$, $n = 4{,}8$.

Решение. Так как на начальном участке скорость на оси струи постоянна и равна скорости на истечении, то полагая $u_m/u_0 = 1$, из формулы $u_m/u_0 = m\sqrt{F_0}/x$ найдем длину начального участка

$$x_н = mF_0 = 6{,}8\sqrt{\frac{3{,}14\,(0{,}10)^2}{4}} = 0{,}602 \text{ м},$$

следовательно, указанные в исходных данных сечения относятся к основному участку.

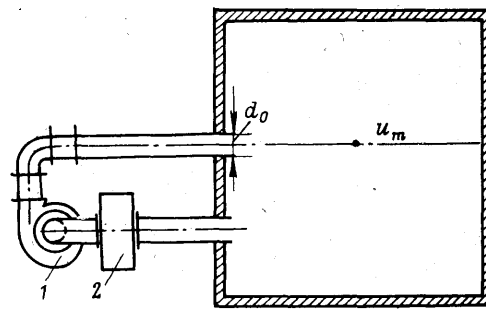


Рис. 5.24. Схема подачи и удаления воздуха из помещения:
1 — вентилятор; *2* — теплообменный аппарат

Таблица 5.5

Расчетные значения скоростей по сечениям

x_i, м	y, м	y/x	$\exp\left[-70\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$	u_m, м/с	u, м/с
$x_1 = 1{,}0$	0,05	0,05	0,839	6,02	5,05
	0,1	0,1	0,496		2,99
	0,15	0,15	0,207		1,246
	0,2	0,2	0,0608		0,366
$x_2 = 1{,}5$	0,05	0,0333	0,925	4,02	3,72
	0,1	0,0666	0,733		2,95
	0,15	0,1	0,496		1,99
	0,2	0,1333	0,288		1,16
	0,25	0,1666	0,143		0,575
	0,3	0,2	0,0608		0,244
$x_3 = 2{,}0$	0,05	0,025	0,957	3,01	2,88
	0,1	0,05	0,839		2,52
	0,15	0,075	0,674		2,03
	0,2	0,1	0,496		1,49
	0,25	0,125	0,335		1,01
	0,3	0,15	0,207		0,623
	0,35	0,175	0,117		0,352

Определим скорость на оси струи в заданных сечениях, м/с:

$$u_{m\,1,0} = 10 \cdot 6{,}8 \frac{0{,}0886}{1{,}0} = 6{,}02;$$

$$u_{m\,1,5} = 10 \cdot 6{,}8 \frac{0{,}0886}{1{,}5} = 4{,}02;$$

$$u_{m\,2,0} = 10 \cdot 6{,}8 \frac{0{,}0886}{2{,}0} = 3{,}01.$$

Данные расчета профилей скоростей для различных значений x и y сведены в табл. 5.5.

По данным таблицы строим профиль струи (рис. 5.25).

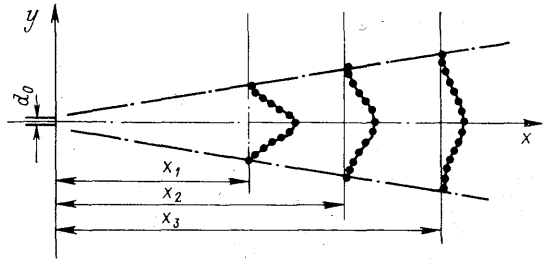


Рис. 5.25. Профиль струи к примеру расчета

Расход воздуха на истечении

$$L = u_0 F_0 = 10 \cdot 0{,}00785 = 0{,}0785 \text{ м}^3/\text{с},$$

по сечениям x (значения берем из табл. 5.5) расход воздуха будет, м^3/с:

$$L_{1,0} = 0{,}0785 \frac{2}{6{,}8} \frac{1{,}0}{0{,}0886} = 0{,}26;$$

$$L_{1,5} = 0{,}0785 \frac{2}{6{,}8} \frac{1{,}5}{0{,}0886} = 0{,}39;$$

$$L_{2,0} = 0{,}0785 \frac{2}{6{,}8} \frac{2{,}0}{0{,}0886} = 0{,}52.$$

Пример 5.3. Как изменится расход воздуха в сечении струи, в котором ее максимальная скорость равна 5 м/с, если начальная скорость составляет 12 м/с, а диаметр выпускного отверстия равен 0,15 м ($m = 6{,}8$).

Расход воздуха на истечении

$$L_0 = u_0 F_0 = 12 \frac{3{,}14\,(0{,}15)^2}{4} = 0{,}212 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расстояние до сечения определим из формулы (если поток движется с максимальной скоростью $u_m = 5$ м/с)

$$x = m\sqrt{F_0}\,\frac{u_0}{u_m} = 6{,}8 \cdot 0{,}133 \frac{12}{5} = 2{,}16 \text{ м}.$$

Расход воздуха в этом сечении

$$L_x = 0{,}212 \frac{2}{6{,}8} \frac{2{,}16}{0{,}133} = 1{,}01 \text{ м}^3/\text{с},$$

т. е. расход возрастет примерно в пять раз.

Глава 6. АЭРОДИНАМИКА ЗДАНИЙ

Используя основные положения теории пограничного слоя и потенциальных сечений (гл. 2, 3), можно аналитически получить картины распределения скоростей и давлений вблизи поверхности тел простейшей формы. В [5] приведены решения для течений у плоской пластины, тонкого профиля, хорошо обтекаемых симметричных профилей Жуковского и некоторых других тел. Расчеты полей скоростей и распределения давления по поверхности отдельных профилей приведены в работе [17].

Несмотря на определенные достижения в этой области нахождение расчетным путем параметров потоков, обтекающих тела неправильной формы, до сих пор представляется весьма сложной, а подчас и неразрешимой задачей. В то же время необходимость определения скоростей и давлений вблизи поверхности тел сложной формы, обтекаемых потоком жидкости или газа, продиктована рядом практических задач. К ним, в частности, относятся следующие: изучение воздействия ветра на распределение давления снаружи и внутри зданий различных форм, определение нагрузок на строительные конструкции зданий и расчет их прочностных характеристик; расчет неорганизованного воздухообмена через открытые проемы и неплотности в наружных ограждениях; расчет аэрации зданий и сооружений; определение протяженности циркуляционных зон и зоны аэродинамического следа для расчета характеристик, влияющих на условия рассеивания технологических и вентиляционных выбросов в атмосфере.

Исследования параметров потоков при обтекании тел сложной формы выполняются, как правило, экспериментальным путем, а результаты обработки опытных данных приводятся в виде уравнений подобия. Целью аэродинамических исследований здания является получение информации о спектрах давления наружной поверхности, протяженности зон с давлением, отличным от атмосферного и об условиях циркуляции в этих зонах.

6.1. ОБТЕКАНИЕ ЗДАНИЯ ВОЗДУШНЫМ ПОТОКОМ. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ЗДАНИЙ

При обтекании воздушным потоком тела любой формы перед ним и за ним образуются застойные зоны или области. Обычно эти зоны называют зонами аэродинамического следа. Схема осредненных линий тока, формирующихся при обтекании пластины турбу-

лентным воздушным потоком, представлена на рис. 6.1. В точке *А* поток полностью заторможен (т. е. скорость воздуха здесь равна нулю), а около нее наблюдается разделение потока и уплотнение линий тока. За пластиной в результате действия сил вязкости образуется область вихревого течения, в которой поток тормозится, энергия его настолько снижается, что направление его движения может изменяться на противоположное. Точка *Б* лежит на границе зоны заторможенного потока — зоны аэродинамического следа. Из-за различия в энергетических уровнях набегающего и заторможенного потоков на границе аэродинамического следа постоянно происходит возникновение вихрей, поэтому определить ее можно только весьма условно.

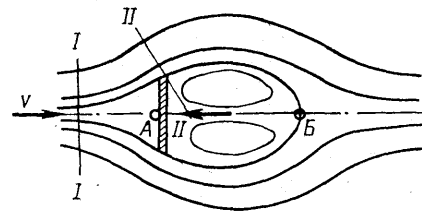


Рис. 6.1. Обтекание пластины турбулентным потоком воздуха (*I—I* и *II—II* сечения в невозмущенном и «сжатом» потоке соответственно)

При обтекании потоком воздуха отдельно стоящего здания (рис. 6.2, *а* и *б*) на расстоянии пяти — восьми калибров (средних размеров фасада) от наветренной стороны приземные слои воздуха подтормаживаются, часть кинетической энергии ветрового потока переходит в потенциальную, в результате чего статическое давление $p_{ст}$ перед зданием увеличивается. Максимальной величины $p_{ст}$,

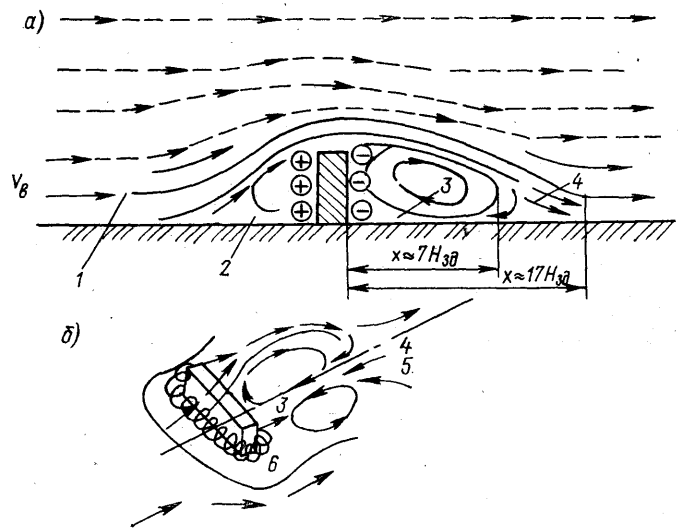


Рис. 6.2. Схема обтекания здания воздушным потоком: *а*— в разрезе; *б* — в аксонометрии:

1 — область невозмущенного потока; *2* — зона избыточного статического давления; *3* — зона разрежения и вихревого движения воздуха (зона аэродинамической тени); *4* — зона аэродинамического следа; *5* — обратные потоки воздуха, входящие в зону аэродинамического следа; *6* — вихревые потоки воздуха, проникающие в зону разрежения из зоны подпора

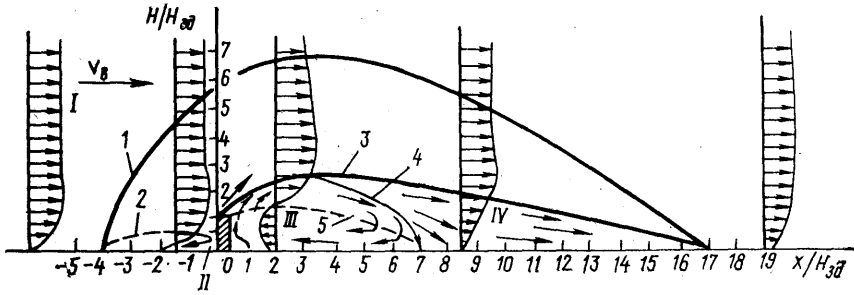


Рис. 6.3. Аэродинамика потока, обтекающего узкое одиночное здание:
I — невозмущенный поток; *II* — зона повышенного давления; *III* — зона аэродинамической тени; *IV* — зона аэродинамического следа; границы:
1 — невозмущенной области; *2* — зоны подпора; *3* — аэродинамического следа ($v/v_в$ = = 0,95); *4* — аэродинамической тени; *5* — линия нулевых значений скорости в зоне

очевидно, достигнет на поверхности наветренного фасада. Набегающий поток воздуха образует у здания вихревую зону, форма которой будет как бы дополнять форму здания до удобообтекаемой, уменьшая тем самым потери энергии потенциального (невозмущенного) потока.

Здание обтекается сверху и сбоков, поэтому в этих местах наблюдается некоторое поджатие основного потока и увеличение его скорости в сравнении со скоростью ветра. По этой причине воздух с заветренной стороны здания постоянно эжектируется основным потоком, а давление на заветренной стороне снижается.

Пополнение эжектируемого воздуха происходит за счет приземных слоев, которые заторможены, могут менять направление, совершать вихревое движение и проникать из области повышенного давления $p_{ст}$ (область подпора) в зону разрежения. На заветренной стороне также существует застойная зона *4* (зона аэродинамического следа). Протяженность этого следа принимается из условия, чтобы скорость потока в нем составляла не менее 95 % от скорости невозмущенного течения на той же высоте от поверхности земли, т. е. $v/v_в \geqslant 0{,}95$. Для здания в форме параллелепипеда зона аэродинамического следа ориентировочно простирается до $x \approx 17H_{зд}$ ($H_{зд}$ — высота здания). Внутри области аэродинамического следа существует циркуляционная зона (или зона аэродинамической тени), в пределах которой у поверхности наблюдаются обратные потоки воздуха. Для отдельно стоящего здания в форме параллелепипеда протяженность этой зоны составляет примерно $7H_{зд}$. При рассеивании вредных веществ на небольшой высоте над зданием максимальная их концентрация наблюдается как раз в зоне аэродинамической тени. Так, по данным эксперимента при отношении высоты устья трубы к высоте здания, над которым производится выброс вредных веществ, $H_{тр}/H_{зд} = 1{,}5$, максимум концентраций наблюдается на расстоянии $x \approx 4H_{зд}$. При этом концентрация вблизи здания оказывается до 30—40 раз большей, чем при выбросе через отдельно стоящую трубу.

Протяженность аэродинамического следа, тени и статическое давление на наружные поверхности ограждений зависят от соотно-

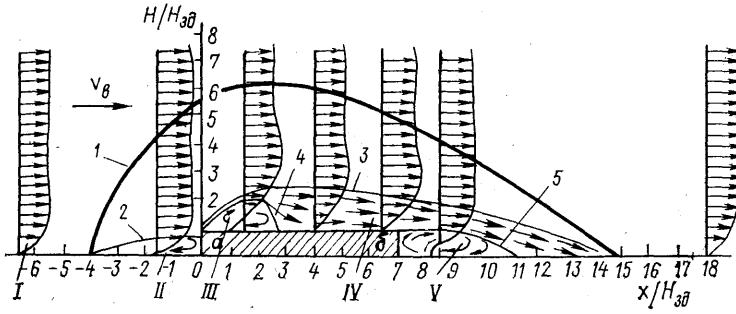


Рис. 6.4. Аэродинамика потока, обтекающего широкое одиночное здание:

I — невозмущенный поток; *II* — зона повышенного давления; *III* — зона аэродинамической тени, образующейся при срыве потока с кромки *а*; *IV* — зона аэродинамического следа; *V* — зона аэродинамической тени, образующейся при срыве потока с кромки *б*; границы:
1 — невозмущенного потока; *2* — области подпора; *3* — зоны аэродинамического следа ($v/v_в = 0{,}95$); *4* — циркуляционной зоны аэродинамической тени *III*; *5* — циркуляционной зоны аэродинамической тени *V*

шения высоты и ширины здания, расстояния до соседних зданий и направления ветра. Здание считается узким, если его ширина $b \leqslant 2{,}5H_{зд}$, при $b \geqslant 2{,}5H_{зд}$ оно считается широким. Схема расположения основных зон и эпюры давлений при обтекании узкого здания воздушным потоком представлены на рис. 6.3.

Аэродинамика потока для широкого здания отличается от характера обтекания узкого здания (рис. 6.4). На крыше здания образуется первая зона аэродинамической тени *III*, возникающая из-за срыва потока с острой кромки здания *а* (она заканчивается в пределах крыши). При срыве потока с задней острой кромки *б* образуется вторая зона аэродинамической тени *V*. Обе зоны аэродинамической тени входят в зону аэродинамического следа. Схемы зон аэродинамической тени при обтекании воздушным потоком группы

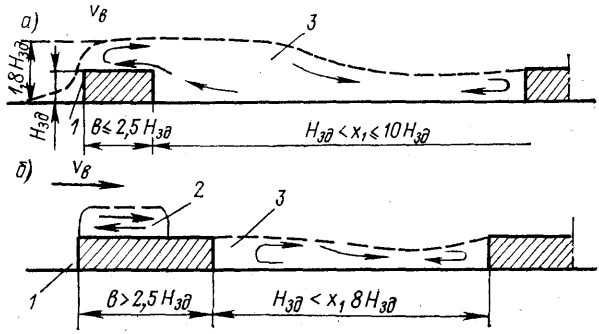


Рис. 6.5. Схемы расположения зон аэродинамической тени при обтекании группы зданий, стоящих друг за другом: *а*— узких; *б* — широких;

1 — зона подпора; *2* — циркуляционная зона над широким зданием; *3* — межкорпусная циркуляционная зона

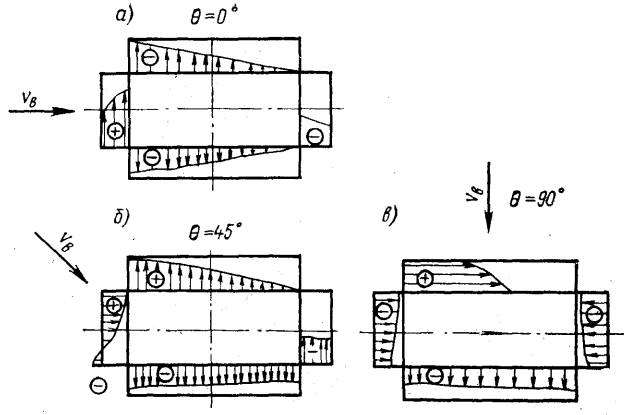


Рис. 6.6. Эпюры давления при направлении воздушного потока на наружную поверхность здания под углом θ: *а* — 0; *б* — 45°; *в* — 90°

узких и широких зданий по направлению ветра представлены на рис. 6.5, *а* и *б*. Между смежными зданиями возникает межкорпусная циркуляционная зона протяженностью до $10H_{зд}$, если первое по потоку здание узкое, или до $8H_{зд}$, если первое здание — широкое.

Эпюры давления на наружные ограждения здания в форме параллелепипеда при различных направлениях воздушного потока приведены на рис. 6.6, *а*, *б*, *в* [5]. Зоны избыточного давления здесь обозначены знаком «+», разрежения — знаком «—». На рисунках дана развертка наружных стен здания. Анализ полученных профилей давления позволяет обоснованно организовать удаление вредных веществ и правильно выбрать места воздухозабора. Так, если очистка удаляемого воздуха невозможна, то осуществлять выброс загрязненного воздуха необходимо на высоте, превышающей циркуляционные зоны, во избежание увеличения концентрации вредных веществ на территории рабочей площадки предприятия. Забор воздуха целесообразно осуществлять с учетом розы ветров на боковых или главных фасадах зданий, в местах, примыкающих к торцам здания, поскольку именно здесь проходит вихревой поток, подпитывающий зону разрежения на заветренной стороне здания.

6.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Повышение давления на наветренной стороне наружных ограждений здания и разрежение — на заветренной пропорциональны динамическому давлению ветра и аэродинамическому коэффициенту k, т. е.

$$p_{ст} = p_i - p_0 = k\rho v_в^2/2, \qquad (6.1)$$

где p_i — статическое давление в i-й точке на наружной поверхности здания; p_0 — статическое давление в невозмущенном потоке; принимая p_0 за условный нуль (или уровень отсчета), имеем $p_{ст} = p_i$; $v_в$ — скорость ветра вдали от здания.

Перепишем (6.1) в виде

$$k = p_{ст}/(\rho v_в^2/2). \qquad (6.1а)$$

Отсюда очевиден физический смысл аэродинамического коэффициента; его значение показывает, какая доля кинетической энергии набегающего на здание воздушного потока переходит в энергию потенциальную, т. е. в избыточное статическое давление $p_{ст}$. Запишем уравнение Бернулли для сечения *I—I* и *II—II* (см. рис. 6.1). Пренебрегая потерей энергии между выделенными сечениями в элементарной струйке и сжимаемостью воздуха, имеем

$$p_I + \frac{\rho v_I^2}{2} = p_{II} - \frac{\rho v_{II}^2}{2}. \qquad (6.2)$$

Учитывая, что $p_I = p_0$, т. е. давление в сечении *I—I* есть статическое давление в невозмущенном потоке, перепишем уравнение (6.2)

$$p_{ст} = p_{II} - p_I = \frac{\rho v_I^2}{2}\left(1 - \frac{v_{II}^2}{v_I^2}\right);$$

отсюда аэродинамический коэффициент

$$k = 1 - \left(\frac{v_{II}}{v_I}\right)^2.$$

Следовательно, значение и знак аэродинамического коэффициента (а значит, и избыточного статического давления) определяются соотношением скоростей воздуха в невозмущенном потоке и у поверхности пластины. Если $v_I > v_{II}$ (наветренная сторона пластины), то $k > 0$, т. е. избыточное статическое давление положительно. При $v_I < v_{II}$ (заветренная сторона пластины) $k < 0$ и в данном сечении наблюдается разрежение. В точке A поток полностью заторможен $v_{II} = 0$, теоретически $k = 1$, т. е. вся кинетическая энергия потока переходит в потенциальную, и $p_{ст}$ максимально. Очевидно, аэродинамические коэффициенты будут различны по поверхности наружных ограждений. На их величину оказывает влияние наличие проемов (окон, дверей) в здании, степень их открытия, организации сквозного проветривания и другие факторы. Аэродинамические коэффициенты различных зданий и сооружений получают, как правило, экспериментальным путем, используя для этого аэродинамические трубы и гидравлические лотки. В воздушный поток, создаваемый аэродинамической трубой, помещается модель здания, на поверхностях которого с помощью микроманометров измеряется величина избыточного давления или разрежения. В начальном сечении рабочей части трубы с помощью микроманометра и пневмометрической трубки (трубки Пито — Прандтля) измеряется величина динамического давления. Качественная картина обтекания здания воздушным потоком исследуется путем помещения моделей в гидравлические лотки (плоские либо объемные). С целью визуализации картины течения в поток жидкости, омывающей модель здания, вводится алюминиевый порошок, конфетти и др. При помощи гидравлических

лотков и аэродинамических труб получают протяженность аэродинамического следа и циркуляционных зон, определяется концентрация выбрасываемых веществ в пределах этих зон.

Используя метод размерностей [6], можно получить функциональную зависимость

$$k = 2\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Sh}, \varepsilon),$$

где Eu — число Эйлера, представляющее собой отношение давления (или перепада давлений в двух характерных точках) к инерционной силе потока, $\mathrm{Eu} = p/\rho v^2$; Sh — число Струхаля, характеризующее нестационарность процесса, $\mathrm{Sh} = l/(v\tau)$; ε — степень турбулентности потока, учитывающая пульсации потока.

При обтекании тел сложной формы из-за наличия острых кромок происходят срывы потока и аэродинамический коэффициент для $\mathrm{Re} > 10^3$ становится автомоделен относительно Re (т. е. не зависит от числа Рейнольдса) [7]. Влияние турбулентности потока ε на k, как правило, в экспериментах не учитывается. Все это позволяет при определении аэродинамических коэффициентов с помощью моделей зданий соблюдать лишь геометрическое подобие и выбирать любую удобную для выполнения исследований скорость.

По данным опытов для зданий в форме параллелепипедов аэродинамические коэффициенты на наветренной стороне $k_{\text{нав}}$ обычно изменяются в диапазоне от 0,4 до 0,8; а на заветренной $k_{\text{зав}}$ — от —0,3 до 0,6. Осредненные по поверхности значения принимают по данным [7], равными $k_{\text{нав}} = 0{,}8$; $k_{\text{зав}} = -0{,}4$.

6.3. РАСХОД ВОЗДУХА, ПРОХОДЯЩЕГО ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ

Массовый расход газа, проходящего через отверстие любой формы, может быть определен по уравнению

$$G = \rho L = \rho \bar{v} F. \tag{6.3}$$

Средняя скорость движения связана с перепадом давлений по обеим сторонам отверстия уравнением

$$\Delta p = \xi \rho \bar{v}^2/2,$$

отсюда

$$\bar{v} = \sqrt{2\Delta p/(\xi\rho)}, \tag{6.4}$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления отверстия (проема).

Учитывая, что $\xi = 1/\mu^2$, где μ — коэффициент расхода, имеем

$$\bar{v} = \mu \sqrt{2\Delta p/\rho}. \tag{6.5}$$

Тогда уравнение (6.3) с учетом (6.5) принимает вид

$$G = \mu F \sqrt{2\rho \Delta p}. \tag{6.6}$$

Следовательно, для расчета количества воздуха, проходящего через любые отверстия, необходимо знать площадь сечения этого

отверстия, его коэффициент местного сопротивления или коэффициент расхода, плотность воздуха и перепад давлений по обе стороны отверстия. При расчете неорганизованного воздухообмена, т. е. определении количества воздуха, проникающего через поры в строительном материале ограждающих конструкций или через трещины и другие неплотности, имеющиеся в стенах, следует учитывать, что движение воздуха в этих отверстиях, как правило, не будет турбулентным и потери давления не будут пропорциональны квадрату скорости. Поэтому уравнение для расчета массового расхода воздуха (6.6) будет в общем случае иметь вид

$$G = \mu F \sqrt[n]{2\rho \Delta p},$$

где $n = 1$ для пор и $2 > n > 1$ для неплотностей (значения коэффициентов расхода μ можно найти в справочной литературе [24]).

Таким образом, при известном перепаде давлений по обеим сторонам ограждающей конструкции здания определение расхода воздуха через любое отверстие ограждения не представляет особых трудностей, поскольку, как правило, плотность воздуха, коэффициенты расхода и площади сечения отверстий — величины заданные. Отсюда видно, как важны вопросы расчета давлений на поверхности ограждений зданий и сооружений и особенно при организации естественного воздухообмена. Основные принципы расчета естественной вентиляции изложены в работе нашего великого соотечественника М. В. Ломоносова «О вольном движении воздуха в рудниках примеченном», опубликованной в 1763 г.

Разность плотностей воздуха снаружи и изнутри здания, динамическое давление ветра и работа механической (приточной и вытяжной) вентиляции создают определенный перепад давлений по обе стороны ограждающей конструкции здания.

Существует несколько способов определения перепадов давлений для расчета естественного воздухообмена: «нейтральной зоны», «избыточных давлений» и «фиктивных давлений». Все способы основаны на одних и тех же физических предпосылках и отличаются в основном выбором условной точки отсчета избыточных давлений.

Рассмотрим, следуя В. Н. Богословскому [7], способ построения эпюр давления воздуха на ограждения здания, предложенный в МИСИ, как наиболее простой и наглядный. Прежде всего построим эпюры давления в случае отсутствия ветра. При этом давление будет определяться действием только гравитационных сил. Статическое давление воздуха на любой высоте здания определяется уравнением

$$p = \rho g h,$$

где h — высота точки над поверхностью земли.

Заметим, что при $h < 100$ м изменением плотности воздуха по высоте можно пренебречь. Если принять за условный нуль статическое давление в самой верхней точке здания, где давление минимально, то эпюра давления при действии гравитационных сил снаружи здания будет иметь форму треугольника с высотой $h = H_{зд}$

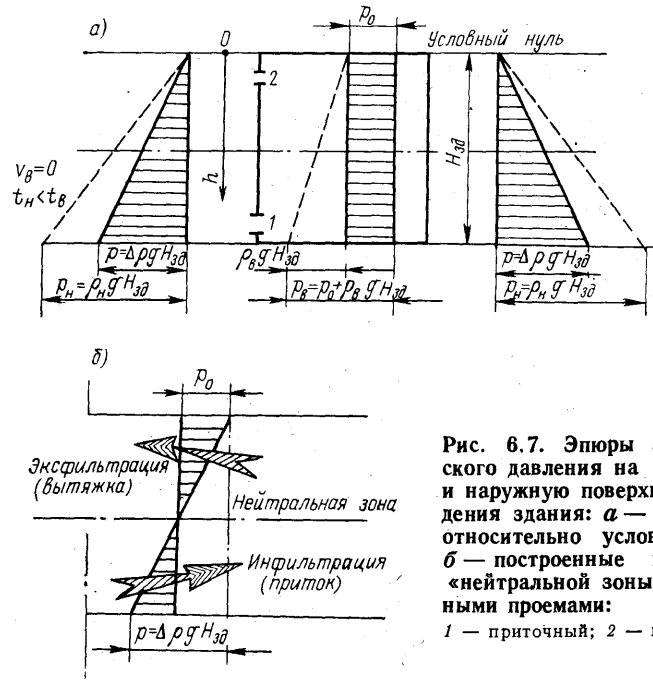


Рис. 6.7. Эпюры аэростатического давления на внутреннюю и наружную поверхности ограждения здания: *а* — построенные относительно условного нуля; *б* — построенные по способу «нейтральной зоны» с воздушными проемами:

1 — приточный; *2* — вытяжной

и основанием — избыточным давлением у поверхности земли, т. е. $p_н = \rho_н g h$ (рис. 6.7), где $\rho_н$ — плотность наружного воздуха. Очевидно, что эпюра статического давления на все вертикальные наружные поверхности зданий будет одной и той же. При построении эпюры статического давления на внутренние поверхности здания принято, что температура воздуха внутри помещения $t_в$ больше температуры наружного воздуха $t_н$. Это характерно для большинства зданий промышленных предприятий, поскольку в холодный период времени работает система отопления здания, а в летний — температура внутреннего воздуха, как правило, выше наружного за счет тепловыделений от людей, работающего оборудования и т. д. В соответствии с этим допущением $\rho_н > \rho_в$.

Эпюра давления в помещении будет иметь форму трапеции, верхнее основание которой p_0 — есть некоторое избыточное давление воздуха, обусловленное целым рядом факторов: теплонапряженностью помещения; числом приточных и вытяжных проемов и площадью их живого сечения, наличием и производительностью системы механической вентиляции. Статическое давление воздушного столба в помещении определяется произведением $\rho_в g H_{зд}$. Таким образом, нижнее основание трапеции эпюры давлений есть сумма

$$p_в = \rho_в g H_{зд} + p_0.$$

Если принять теперь за условную точку отсчета давление p_0 в помещении и вычесть из эпюры внешнего статического давления треугольник, характеризующий изменение внутреннего статического

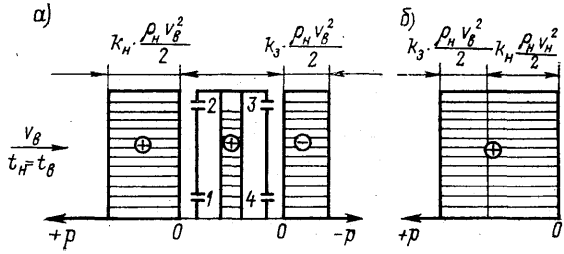


Рис. 6.8. Эпюры давления на наружную поверхность ограждения здания при действии ветра:
***а* — с наветренной и заветренной сторон здания;**
***б* — совмещенная:**
1, 2, 3, 4 — воздушные проемы

давления по высоте помещения, то со всех сторон здания получим заштрихованные прямоугольные треугольники (рис. 6.7, *а*) с основанием

$$p = (\rho_н - \rho_в)\, gH_{зд} = \Delta\rho g H_{зд}.$$

Эпюра давлений воздуха на внутренние поверхности здания будет иметь вид прямоугольника со сторонами p_0 и $H_{зд}$. Полученные заштрихованные фигуры (треугольник и прямоугольник) являются расчетными эпюрами избыточного давления в случае, когда действуют только силы гравитации. При построении эпюр статического давления на внутренние поверхности ограждений плотность воздуха в помещении $\rho_в$ принята постоянной (для упрощения изложения материала), что часто не соответствует действительным условиям. Как правило, проектируя системы естественной вентиляции, учитывают, что температура уходящего воздуха $t_{ух}$ выше, чем температура воздуха в рабочей зоне, а разность этих температур тем больше, чем выше теплонапряженность помещения. В этом случае эпюры давлений будут иметь более сложный характер.

Если далее суммировать геометрически эпюры избыточного давления на наружные ($p = \Delta\rho g H_{зд}$) и внутренние поверхности (p_0), то результирующая эпюра примет форму двух треугольников, построенных на общей вертикали h (рис. 6.7, *б*). Точка пересечения вертикальной и наклонной линий позволяет судить о положении так называемой «нейтральной зоны», т. е. высоте сечения помещения, в котором разность давлений снаружи и внутри здания равна нулю. Ниже нейтральной зоны $p_н > p_в$ и наружный воздух будет проникать внутрь помещения; выше нейтральной зоны $p_в > p_н$ и воздух будет удаляться из помещения. Таким образом, через отверстие *1* (рис. 6.7) будет наблюдаться приток воздуха в помещении (инфильтрация); через отверстие *2* — вытяжка воздуха (эксфильтрация).

Рассмотрим теперь эпюры давления на наружные ограждения при действии только ветра. Такая ситуация возникает при равенстве температур снаружи и внутри помещения, следовательно, и равенстве статического давления по высоте с обеих сторон ограждения и $v_в > 0$. Как отмечалось выше, набегающий поток будет создавать избыточное

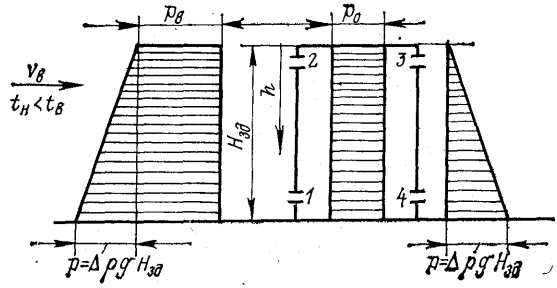


Рис. 6.9. Суммарная эпюра давления при совместном действии гравитационных сил и динамического давления ветра:

1, 2, 3, 4 — воздушные проемы

давление на наветренной наружной поверхности ограждения и разрежение — на заветренной. Эпюры давления при действии ветрового давления на здание изображены на рис. 6.8, *а*.

Примем за условный нуль давление на заветренной стороне, тогда избыточное (по отношению к выбранному условному нулю) давление на наветренной стороне здания можно рассчитать (рис. 6.8, *б*) по формуле

$$p_в = (k_{нав} - k_{зав})\,\rho_н v_в^2/2,$$

а среднее по поверхности здания избыточное (по отношению к давлению в невозмущенном потоке) статическое давление, обусловленное динамическим воздействием ветра, определится выражением

$$p_в = 0{,}6\rho_н v_в^2.$$

При расчете количества воздуха, проникающего внутрь здания или выходящего из него через проемы в ограждающих конструкциях (*1*, *2*, *3*, *4* на рис. 6.8, *а*), требуются данные для расчета аэродинамических коэффициентов в местах расположения этих проемов. Эти сведения приводятся в специальной справочной литературе; при их отсутствии необходимы экспериментальные исследования на моделях. Избыточное давление в этих случаях находится как

$$p_в = (k_i - k_{min})\,\rho_н v_в^2/2,$$

где k_i — аэродинамический коэффициент в i-й точке на поверхности здания; k_{min} — минимальное значение k_i для данного здания.

Суммарное воздействие на здание статического и ветрового давлений получают путем геометрического сложения эпюр этих давлений. Пример построения такой суммарной эпюры представлен на рис. 6.9.

В тех случаях, когда здание состоит из помещений различной высоты и средняя температура воздуха в этих помещениях неодинакова, эпюры давлений будут иметь еще более сложный характер. На рис. 6.10 приведены эпюры давлений для двухпролетного здания с различной высотой пролетов. За условный нуль принята самая верхняя точка здания, расположенная на уровне вытяжной шахты с дефлектором *4*. Отверстия в ограждающих конструкциях обозна-

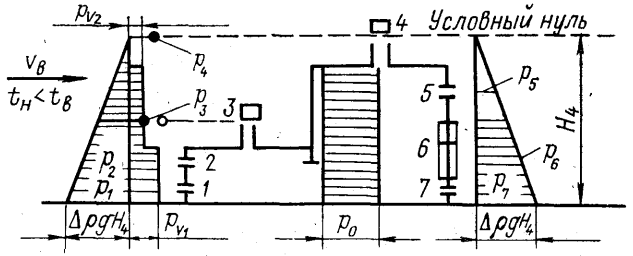


Рис. 6.10. Расчетная эпюра давления однопролетного цеха с помещениями различной высоты и одинаковой средней температурой воздуха в них:
1, 2, 5, 6, 7 — воздушные проемы; *3, 4* — дефлекторы

чены номерами. На эпюрах выделены давления на уровне этих отверстий. Температура воздуха в помещениях принята одинаковой и выше температуры наружного воздуха. Ветровое давление по высоте помещений различно, так как различны величины аэродинамических коэффициентов. На рис. 6.11 представлены эпюры давлений с наветренной и заветренной сторон разновысотного трехпролетного здания. При их построении принято, что температура воздуха по высоте пролетов постоянна. За условный нуль принято давление на уровне кровли наиболее высокого пролета *2*. Избыточные давления снаружи здания представляют собой сумму статического давления, рассчитываемого по уравнению $p = (\rho_н - \rho_2)\, gH_2$, и динамического давления ветра (заметим, что разность плотностей воздуха определяется относительно пролета *2* с наиболее высокой температурой и, следовательно, минимальной плотностью воздуха). Так как аэродинамические коэффициенты для наветренных поверхностей пролетов *1* и *2* различны, будут отличаться и давления ветрового потока $p'_в$ и $p''_в$. Значения $p_в$ для наружных стор ɔн пролетов *2* и *3* по этой же причине будут отличны друг от друга.

Если температура в различных помещениях неодинакова, то во внутренних проемах, соединяющих помещения, возникает циркуля-

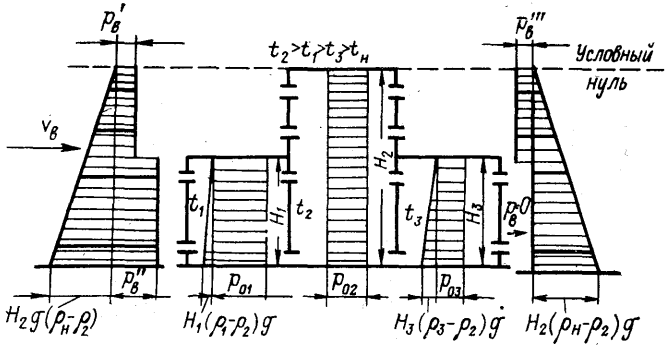


Рис. 6.11. Эпюра давления для разновысотного трехпролетного здания с различными средними температурами воздуха в пролетах

ция воздуха, поскольку существуют перепады давлений, определяемые уравнениями: $gH_1\ (\rho_1 - \rho_2)$; $gH_3\ (\rho_3 - \rho_2)$. Постоянное избыточное давление будет в пролете *2* с наиболее высокой температурой воздуха. Здесь эпюра давления имеет форму прямоугольника со сторонами H_2, p_{02}. Эпюры статического давления в пролетах *1* и *3* будут иметь форму трапеций с верхним основанием p_{01} и p_{03} и нижним $[p_{01} + H_1\ (\rho_1 - \rho_2)\ g]$ и $[p_{03} + H_3\ (\rho_3 - \rho_2)\ g]$ соответственно.

Перемещение воздуха между пролетами с различной температурой должно быть учтено в расчетах аэрации при составлении воздушных балансов помещений.

6.4. АЭРАЦИЯ ЗДАНИЙ

Аэрацией называют организованный естественный воздухообмен в помещении или здании. Движущими силами при аэрации (в отличие от систем механической вентиляции) являются гравитационные силы и ветровое давление.

Экономический выигрыш при использовании аэрации несомненен. Аэрация позволяет перемещать значительные количества воздуха без специального вентиляционного оборудования и без затрат электрической энергии на организацию воздухообмена. Так, по данным [9], для изготовления 1 т поковок в кузнечных цехах требуется подавать примерно 100 т вентиляционного воздуха для удаления избытков теплоты и вредных веществ. Испытания, проведенные в кузнечном цехе одного из автомобильных заводов, показали, что аэрационные воздухообмены в летний период времени составляют здесь до 3 млн. м³/ч. Обеспечение таких воздухообменов системой механической вентиляции потребовало бы установки 60 осевых вентиляторов № 20 с электродвигателями общей мощностью 850 кВт.

Аэрация осуществляется через специально предусмотренные проемы в наружных ограждающих конструкциях здания. Приточные аэрационные проемы в промышленных зданиях устраивают в два яруса. Нижний (на высоте 0,3÷1,8 м от пола) используется для подачи наружного воздуха в рабочую зону в теплый период времени (при температуре наружного воздуха $t_н \geqslant 10$ °С). Верхний предназначен для осуществления аэрации в холодный период времени. Он располагается на высоте не менее 4,5 м от уровня пола (при высоте помещения более 6 м), и холодный воздух, опускаясь в рабочую зону помещения, успевает смешаться с теплым внутренним воздухом. В качестве приточных проемов иногда используют так называемые «аэрационные ворота», раздвижные стены и т. д. Удаление воздуха осуществляется, как правило, через незадуваемые аэрационные фонари в верхней части здания или вытяжные шахты. В помещениях со значительными тепловыделениями аэрация осуществляется круглогодично. Регулировка количества воздуха производится соответствующим варьированием площади аэрационных проемов или коэффициентов местных сопротивлений путем изменения степени их открытия (угла). В зданиях с большим числом работающих на закрепленных рабочих местах, а также в помещениях со значительным поступлением влаги аэрацию устраивают только

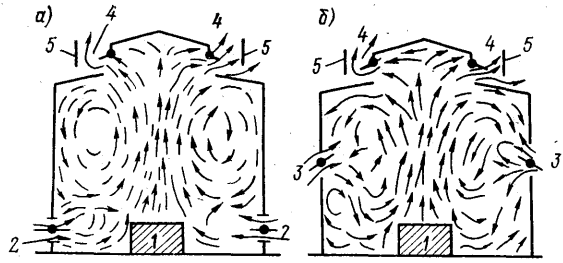


Рис. 6.12. Характер движения воздуха в здании при осуществлении аэрации: *а* — в теплый период времени ($t_н > 10$ °С); *б* — в холодный период времени:

1 — источник тепловыделений; *2* — нижний ярус приточных аэрационных проемов; *3* — верхний ярус приточных аэрационных проемов; *4* — вытяжные аэрационные проемы (незадуваемые фонари); *5* — ветроотбойные щиты

в теплый период времени. В холодный период времени ($t_н < 10$ °С), как правило, применяют механическую приточную вентиляцию. Аэрацию не применяют для помещений с искусственным климатом (в кондиционируемых помещениях), поскольку непосредственная связь воздуха помещения с наружным воздухом помимо системы кондиционирования здесь не допускается. Не рекомендуется применение аэрации и в производственных помещениях с большим количеством выделяющихся вредных веществ (паров, газов и пыли). В этом случае применение аэрации вызвало бы распространение вредных примесей по всему объему помещения, поэтому здесь целесообразно устраивать систему местной механической вытяжной вентиляции (местные отсосы). Такая система позволяет также произвести очистку удаляемого воздуха от вредных веществ, прежде чем выбросить его в окружающую среду.

Не рекомендуется применять аэрацию и в случае, если концентрация пыли и газов в приточном воздухе превышает 30 % предельно допустимой концентрации $C_{ПДК}$ в рабочей зоне. Несоблюдение этого требования может привести к росту концентрации вредных газов, паров и пыли в рабочей зоне.

Аэрация часто применяется совместно с системами механической вентиляции, которая устраивается на постоянных рабочих местах. Механическая вентиляция может быть как приточной (воздушные души и оазисы), так и вытяжной (местные отсосы и укрытия).

Характер движения аэрационных потоков в помещении определяется наличием, количеством и мощностью источников теплоты. Над источником теплоты образуется конвективная струя, которая устремляется вверх и подсасывает окружающие слои воздуха, увеличиваясь в объеме (рис. 6.12, *а* и *б*). В верхней зоне помещения воздушная струя раздваивается: часть ее удаляется через вытяжные аэрационные проемы, другая, — охлаждаясь у наружных более холодных ограждений, опускается вниз и подпитывает конвективную струю.

В некоторых методах расчета аэрации принимается, что средняя температура воздуха по всей высоте помещения постоянна; в других — предполагают температурное расслоение воздуха по высоте. При этом считают, что часть воздуха, нагретого у источников тепловыделений, удаляется через фонари, а другая — скапливается в верхней зоне помещения, образуя «тепловую подушку». Нижняя граница «тепловой подушки» называется «температурным перекрытием», выше которого расположена зона с температурой, равной температуре уходящего воздуха, ниже — с температурой воздуха в рабочей зоне. Высота расположения «температурного перекрытия» определяется по номограммам или уравнениям, приводимым в справочной литературе [24].

Расчет аэрации предполагает решение задач двух типов: прямой или обратной. Прямая задача заключается в определении площади открытых аэрационных приточных $F_{пр}$ и вытяжных $F_{выт}$ проемов при заданных количествах приточного $L_{пр}$ и удаляемого $L_{выт}$ воздуха. С ней сталкиваются, как правило, при проектировании новых зданий. Она возникает также и в тех случаях, когда площадь открывающихся световых проемов уже существующего здания недостаточна для обеспечения требуемых воздухообменов и необходимо устройство дополнительных аэрационных проемов.

Обратная задача — определение фактических воздухообменов по известным площадям приточных и вытяжных аэрационных проемов. Такая задача возникает при определении эффективности естественной вентиляции в уже существующих зданиях и сооружениях. При этом известны $F_{пр}$ и $F_{выт}$ и нужно найти $L_{пр}$ и $L_{выт}$. Общей целью решения обеих задач является переустройство системы аэрации таким образом, чтобы обеспечить условие $L_{факт.\,пр} = L_{расч.\,пр}$ и $L_{факт.\,выт} = L_{расч.\,выт}$. В обоих случаях неизвестно давление воздуха внутри помещения p_0; оно задается или определяется подбором и зависит от внешнего давления, соотношения площадей приточных и вытяжных аэрационных проемов, воздушного и теплового балансов:

$$\left.\begin{aligned} \sum G_{пр} - \sum G_{уд} = 0; \\ Q_{изв} + \sum G_{пр} c_p t_{пр} - \sum G_{выт} c_p t_{выт} = 0. \end{aligned}\right\}$$

Температура приточного аэрационного воздуха принимается равной температуре наружного воздуха. Температура удаляемого воздуха (аэрационной вытяжки) определяется рядом факторов: числом источников, их расположением, теплонапряженностью и высотой помещения, расположением приточных и вытяжных аэрационных проемов. Температура удаляемого воздуха определяется, как правило, экспериментально или по уравнению

$$t_у = t_н + (t_{р.\,з} - t_н)/m,$$

где $t_{р.\,з}$ — температура воздуха в рабочей зоне; m — эмпирический коэффициент, приводимый в справочной литературе.

В работе [7] температуру удаляемого воздуха рекомендуется рассчитывать по выражению

$$t_у = t_{р.з} + a\,(h_{выт} - 2),$$

где $(h_{выт} - 2)$ — высота расположения центра вытяжного проема относительно рабочей зоны (высота рабочей зоны, как правило, принимается равной $h_{р.з} = 2$ м); a — градиент температуры, эмпирическая величина, принимаемая для горячих цехов равной 0,8÷÷1,5 °С на каждый метр высоты цеха.

Температура по высоте помещения определяется как средняя из температур удаляемого воздуха и воздуха в рабочей зоне, т. е.

$$t_в = 0{,}5\,(t_{р.з} + t_{выт}).$$

Для расчета аэрации однопролетного здания необходимы следующие исходные величины: высота $H_{зд}$; отметки центров приточных и вытяжных аэрационных проемов; средние по поверхности проемов аэродинамические коэффициенты k_i; коэффициенты расхода μ_i или местных сопротивлений ξ_i каждого проема; количество вредных примесей, выделяющихся в помещении; температура наружного воздуха $t_н$; температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$; скорость и преобладающее направление ветра в данной местности; расходы воздуха, подаваемого и удаляемого системой механической вентиляции.

Следует иметь в виду, что при работе системы аэрации может иметь место так называемое «опрокидывание вытяжки», когда воздушные потоки не удаляются через вытяжные аэрационные проемы, а, наоборот, поступают через них. Это явление приводит к распространению вредных веществ по объему помещения и увеличению концентрации их в рабочей зоне. Следовательно, это крайне нежелательное явление и его следует избегать. Для обеспечения устойчивости работы аэрации и предотвращения «опрокидывания вытяжки» следует руководствоваться следующей рекомендацией: суммарная эквивалентная площадь приточных проемов $\sum F_{пр}\mu_{пр}$ должна быть на 20÷30 % больше суммарной эквивалентной площади вытяжки проемов $\sum F_{выт}\mu_{выт}$, т. е.

$$\sum F_{пр}\mu_{пр} = (1{,}2 \div 1{,}3) \sum F_{выт}\mu_{выт}.$$

Указанное условие иногда формулируется иначе — рекомендуется от 10 до 30 % общего располагаемого перепада давлений между местами входа и выхода воздуха расходовать в приточных, а остальные 90—70 % перепада — в вытяжных аэрационных проемах [24], т. е.

$$\Delta p_{пр} = (0{,}1 \div 0{,}3)\ \Delta p_{расп};$$

$$\Delta p_{выт} = (0{,}9 \div 0{,}7)\ \Delta p_{расп}.$$

Порядок решения прямой задачи аэрации здания: по известным значениям m или a рассчитывается $t_у$; определяются средняя температура воздуха в помещении и плотности $\rho_н$, $\rho_в$, $\Delta\rho = \rho_н - \rho_в$; рассчитываются давления на уровне каждого аэрационного проема

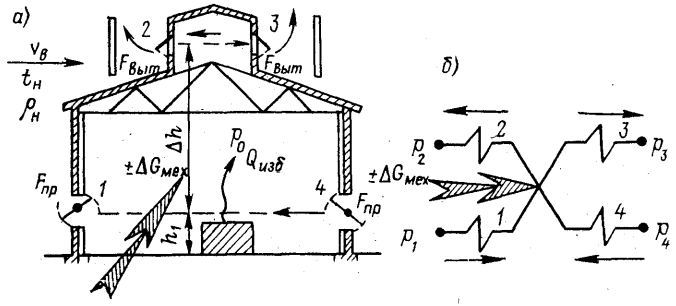


Рис. 6.13. Схемы однопролетного цеха с приточными и вытяжными аэрационными проемами: *а* — в разрезе; *б* — связи внутреннего и наружного воздуха и желаемое направление движения аэрационных потоков:

1, 4 — приточные аэрационные проемы; *2, 3* — вытяжные аэрационные проемы

и расчетные располагаемые разности давлений в приточных и вытяжных проемах. По уравнениям теплового баланса определяют необходимые аэрационные воздухообмены; составляются расчетные схемы связи воздуха помещения с наружным воздухом и определяются площади приточных и вытяжных проемов.

Отметим, что расчет площадей проемов выполняется первоначально для наиболее неблагоприятного случая — при отсутствии ветра. Вычислив площади проемов, учитывают действие скоростного давления ветра и определяют степень открытия створок приточных и вытяжных проемов с учетом ветрового давления. Иными словами, определяют, как нужно изменить коэффициенты местного сопротивления проемов для обеспечения требуемого аэрационного воздухообмена при действии ветра.

В помещении выделяется избыточная теплота $Q_{изб}$ (рис. 6.13, *а* и *б*) и существует дебаланс механической вентиляции $\pm\Delta G_{мех}$. Расчет аэрации проводится в приведенной выше последовательности. Уравнение баланса по воздуху для данного случая имеет вид

$$3600F_1\mu_1\sqrt{2(p_{н1}-p_0)\rho_н}+3600F_4\mu_4\sqrt{2(p_{н4}-p_0)\rho_н}-$$
$$-3600F_2\mu_2\sqrt{2(p_0-p_{н2})\rho_{выт}}-3600F_3\mu_3\sqrt{2(p_0-p_{н3})\rho_{выт}}\pm$$
$$\pm\Delta G_{мех}=0.$$

В этом уравнении первые два члена — аэрационный приток, третий и четвертый — аэрационная вытяжка. Исходя из схемы связи воздушных потоков, можно записать следующее условие:

$$(p_{н1};\ p_{н4})>p_0>(p_{н2};\ p_{н3});$$

для предотвращения «опрокидывания вытяжки»

$$\sum F_{пр}\mu_{пр}\approx(1{,}2\div1{,}3)\sum F_{выт}\mu_{выт}.$$

При расчете аэрации зачастую принимают условия симметрии $F_1=F_4$; $F_2=F_3$.

К перечисленным уравнениям следует добавить следующие:

$$v_{пр} = L_{пр}/(3600 \sum F_{пр}); \quad v_{выт} = L_{выт}/(3600 \sum F_{выт});$$

$$\rho_{пр} L_{пр} = \rho_{выт} L_{выт}.$$

Решение приведенной системы уравнений

$$F_1 = F_4 = \frac{L_{пр}\rho_{пр}}{3600\mu_{пр}\sqrt{2\rho_{пр}}\left[\sqrt{p_{н1} - p_0} + \sqrt{p_{н4} - p_0}\right]};$$

$$F_2 = F_3 = \frac{L_{выт}\rho_{выт}}{3600\mu_{выт}\sqrt{2\rho_{выт}}\left[\sqrt{p_0 - p_{н2}} + \sqrt{p_0 - p_{н3}}\right]}.$$

Система решается подбором или графоаналитическим методом. Удобно для этой цели использовать ЭВМ.

Расчет многопролетных и многоэтажных зданий с различным тепловым режимом в отдельных помещениях представляет собой сложную инженерную задачу, в которой требуется решение балансовых уравнений теплоты и массы для каждого помещения и знание внутренних аэрационных воздухообменов. Решение таких задач, как правило, невозможно без применения ЭВМ.

6.5. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ АЭРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Приточные аэрационные проемы служат для подачи воздуха в помещение, размещаются, как уже отмечалось, в два яруса и представляют собой, как правило, открывающуюся часть световых проемов (окон). В летнее время используется нижняя часть оконных проемов. В холодное время используется верхняя часть оконных проемов или специальные аэрационные проемы. На рис. 6.14 приведены отдельные типы конструкций приточных проемов.

Подвеска створок обеспечивает регулировку угла их открытия (изменение коэффициентов местного сопротивления проходу воздуха) и защиту от попадания в помещение атмосферных осадков. Коэффициенты местного сопротивления некоторых типов аэрационных проемов приведены в табл. 6.1.

Удаление воздуха из помещения осуществляется через верхнюю часть оконных проемов, незадуваемые аэрационные фонари или вытяжные шахты, снабженные дефлекторами.

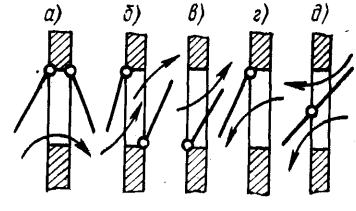
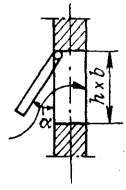
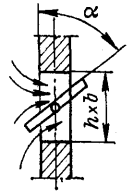
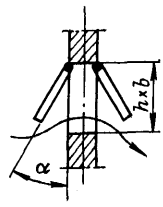


Рис. 6.14. Конструкция приточных аэрационных проемов: *а* — створки в окне с двойным остеклением для подачи воздуха непосредственно в рабочую зону помещения в теплый период времени (нижний ярус аэрационных проемов); *б* — то же, для подачи воздуха в верхнюю зону помещения в холодный период времени (верхний ярус аэрационных проемов); *в* — приточный аэрационный проем в окне с одинарным остеклением; *г* и *д* — верхнеподвесная и среднеподвесная створки

Таблица 6.1.

Коэффициенты местного сопротивления приточных аэрационных проемов

Тип створки	Конструкция створки	h/b	Значения ξ при угле открытия α, °				
			15	30	45	60	90
Одинарная верхнеподвесная		0 0,5 1	30,8 20,6 16	9,2 6,9 5,7	5,2 4 3,7	3,5 3,2 3,1	2,6 2,6 —
Одинарная среднеподвесная		0 1	59 45,3	13,6 11,1	6,6 5,2	3,2 3,2	2,7 2,4
Двойная верхнеподвесная		0,5 1	30,8 14,8	9,8 4,9	5,2 3,8	3,5 3,0	2,4 2,4
Аэрационные ворота	—	—	—	—	—	—	2,4

Эффективность работы незадуваемого фонаря основана на том, что ветроотбойные щиты образуют в зоне расположения вытяжных аэрационных проемов разрежение, которое предотвращает «опрокидывание вытяжки» и создает устойчивую тягу, способствуя лучшему удалению воздуха. Простейшей конструкцией незадуваемого фонаря является фонарь с ветроотбойными щитами, схема работы которого представлена на рис. 6.15. Усовершенствованные незадуваемые фонари, применяемые в настоящее время, представлены на рис. 6.16, где A — ширина проема; L — расстояние от жалюзей до ограждения; α — угол раскрытия створок; h — высота фонаря. Коэффициенты местных сопротивлений ξ проемов незадуваемых фонарей приведены в табл. 6.2 (коэффициент местного сопротивления ξ связан с коэффициентом расхода соотношением $\mu = \xi^{-0,5}$).

Аэрационная вытяжка может быть организована также через вытяжные шахты, снабженные зонтом или дефлектором. В зависи-

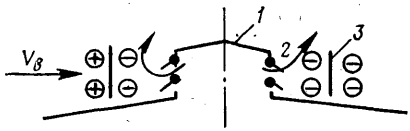


Рис. 6.15. Незадуваемый фонарь с ветроотбойными щитами:

1 — перекрытие фонаря; *2* — створка вытяжного проема; *3* — ветроотбойный щит (⊕ — зона повышенного давления; ⊖ — зона разрежения)

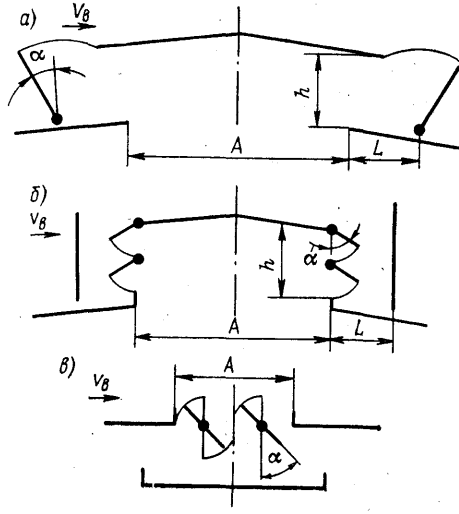


Рис. 6.16. Схема усовершенствованных незадуваемых фонарей:
***а* — конструкции КТИС; *б* — П-образного с ветрозащитными щитами; *в* — щелевого**

Таблица 6.2

Коэффициенты местного сопротивления вытяжных аэрационных проемов

Тип фонаря	A/h	L/h	α, °	ξ
Вытяжной (рис. 6.16, *а*)	4	1,1	40	4,3
Приточный П-образный без ветроотбойных щитов (рис. 6.16, *б*)	3,3	35	35 70	12,2 6
Вытяжной П-образный без ветроотбойных щитов (рис. 6.16, *б*)	3,3	—	35 45 55	8,9 5,9 3,8
Вытяжной П-образный с ветроотбойными щитами (рис. 6.16, *б*)	3,3	1,5	35 45 55 70	11,5 9,2 7,1 5,8
Вытяжной П-образный с ветроотбойными щитами (рис. 6.16, *б*)	3,3	2	35 45 55	9,4 6,2 5,1
Вытяжной щелевой (рис. 6.16, *в*)	—	—	45 75 90	4,3 3,0 2,8

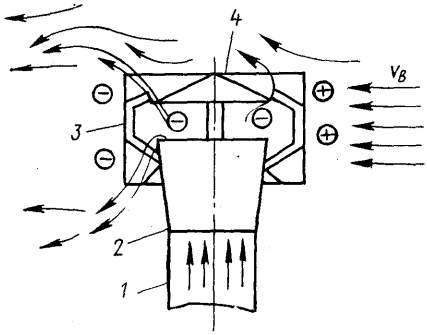


Рис. 6.17. Схема дефлектора:
1 — устье шахты; *2* — диффузор; *3* — корпус; *4* — крышка

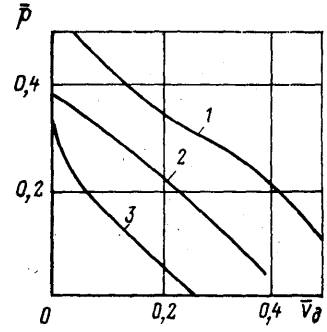


Рис. 6.18. Зависимость $\bar{p} = f(\bar{v}_д)$ для различных конструкций дефлекторов:
1 — круглый; *2* — квадратный; *3* — звездообразный

мости от назначения здания, технологии производства, параметров внутреннего и наружного воздуха шахты могут быть утепленными или неутепленными, различаться по форме сечения, материалу изготовления, высоте и т. д. Динамическое воздействие ветра в ряде случаев ухудшает работу вытяжных шахт и даже задувает удаляемый воздух внутрь помещения. Это характерно для помещения с незначительными тепловыделениями и расходами воздуха. (В качестве примера можно привести случаи недостаточной тяги воздуха при использовании печного отопления.) Для обеспечения устойчивой вытяжки при любом направлении ветра эффективным устройством служит дефлектор. Он нашел широкое применение на транспортных средствах, в жилых и общественных зданиях, на предприятиях различных отраслей промышленности. Схема дефлектора, разработанного ЦАГИ, и принцип его работы показаны на рис. 6.17. При любом направлении ветра дефлекторы обеспечивают устойчивую зону разрежения в устье вытяжной шахты и, таким образом, непрерывную и эффективную работу вытяжных устройств. Эффективность работы дефлектора определяется его формой, высотой расположения и скоростью ветра. Чем большее сопротивление оказывает дефлектор потоку обтекающего его воздуха, тем большее разрежение создается в устье вытяжной шахты — раструбе дефлектора. С этой точки зрения наиболее эффективными конструкциями дефлекторов должны быть те, которые имеют неудобообтекаемую форму корпуса — прямоугольную, квадратную, звездообразную. Наибольшее же распространение получили дефлекторы с круглым корпусом, что обусловлено простотой их изготовления и меньшим влиянием направления ветра на создаваемое разрежение.

Зависимости относительного разрежения, создаваемого дефлекторами различных типов в зависимости от относительной скорости движения воздуха в дефлекторе, приведены на рис. 6.18. По оси ординат отложено отношение разрежения, создаваемого дефлектором $p_д$, к динамическому давлению ветра $p_в$; по оси абсцисс — отношение

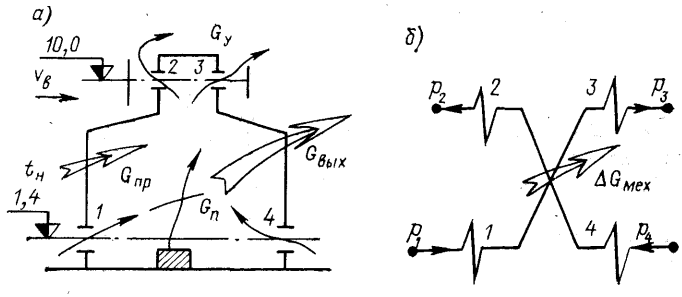


Рис. 6.19. К примеру 6.1

скорости воздуха в дефлекторе $v_д$ к скорости ветра $v_в$. По известной скорости ветра $v_в$ определяют динамическое давление, создаваемое им, $p_в = \rho_н v_в^2/2$. Затем задаются скоростью движения воздуха в патрубке дефлектора $v_д = (0{,}2 \div 0{,}4)\, v_в$ и по графику находят величину $\bar{p}$, по которой определяют разрежение, создаваемое дефлектором,

$$p_д = \bar{p} p_в = \bar{p} \rho_н v_в^2/2.$$

Производительность дефлектора при диаметре его патрубка $d_д$ будет равна

$$L_д = 3600 v_д \frac{\pi d_д^2}{4} = 2827 \bar{v} v_в d_д^2.$$

Располагаемое давление при расчете вытяжных шахт, снабженных дефлекторами, определяется по выражению

$$\Delta p_ш = p_0 - p_д,$$

где p_0 — давление в помещении, определяемое по его воздушному балансу при расчете аэрации.

Пример 6.1. Рассчитать аэрацию однопролетного здания цеха термической обработки (рис. 6.19, *а*) при следующих условиях: тепловыделения в цехе составляют $Q = 1400$ кВт; температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з} = 24$ °С; коэффициент m, учитывающий долю теплоты, идущую на подогрев воздуха в рабочей зоне помещения от общих тепловыделений, $m = 0{,}65$; температура наружного воздуха $t_н = 17$ °С; скорость ветра $v_в = 3{,}5$ м/с; аэродинамические коэффициенты $k_1 = +0{,}8$; $k_2 = k_3 = -0{,}4$; $k_4 = -0{,}39$. Приточной системой механической вентиляции подается воздух в количестве $G_{пр} = 35\,000$ кг/ч с температурой $t_{пр} = 18$ °С, вытяжной системой механической вентиляции удаляется $G_{выт} = 300\,000$ кг/ч воздуха с температурой $t_{выт}$ равной температуре в рабочей зоне.

Решение. Схема связей наружного воздуха с внутренним приведена на рис. 6.19, *а*. Предполагается, что через аэрационные проемы *1* и *4*, центры которых расположены на высоте 1,4 м, наружный воздух будет поступать в помещение цеха, а через проемы *2* и *3* — на уровне 10 м воздух из помещения будет удаляться в атмосферу.

Рассчитаем температуру удаляемого из помещения воздуха

$$t_у = t_н + \frac{t_{р.з} - t_н}{m} = 17 + \frac{24 - 17}{0{,}65} = 27{,}8° \text{ С}.$$

Средняя по высоте помещения температура воздуха

$$t_в = 0{,}5\,(t_{р.з} + t_у) = 0{,}5\,(24 + 27{,}8) = 25{,}9° \text{ С}.$$

Определяем плотности воздуха при температурах $t_у$, $t_н$, $t_в$ по уравнению

$$\rho = \frac{353}{T}: \quad \rho_у = 1{,}174 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_н = \rho_п = 1{,}217 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_в = 1{,}181 \text{ кг/м}^3.$$

Рассчитаем вначале площади аэрационных проемов для наиболее «тяжелого» режима работы системы аэрации — при отсутствии ветра.

Давления на уровне середины каждого из аэрационных проемов определим, приняв за условный нуль давление на середине верхних проемов с отметкой $h = 10$ м,

$$p_1 = p_4 = (\rho_н - \rho_в)\, g\, (h_2 - h_1) = (1{,}217 - 1{,}181)\, 9{,}81\, (10{,}0 - 1{,}4) = 3{,}04 \text{ Па};$$

$$p_2 = p_3 = 0.$$

Найдем необходимые аэрационные расходы, исходя из уравнений теплового баланса и баланса массы воздуха помещения (с учетом механической вентиляции):

массовый расход воздуха, удаляемого через аэрационные проемы

$$G_у = \frac{Q + G_{пр} c_p\, (t_{пр} - t_н) - G_{выт} c_p\, (t_{выт} - t_н)}{c_p\, (t_у - t_н)} =$$

$$= \frac{1400 + \dfrac{3500}{3600} \cdot 1\, (18 - 17) - \dfrac{300\,000}{3600} \cdot 1\, (24 - 17)}{1\, (27{,}8 - 17)} =$$

$$= \frac{1400 + 9{,}72 - 583{,}33}{10{,}8} = 76{,}52 \text{ кг/с};$$

количество воздуха, проходящего через приточные аэрационные проемы.

$$G_п = G_у + G_{выт} - G_{пр} = 76{,}52 + \frac{300\,000}{3600} - \frac{35\,000}{3600} =$$

$$= 76{,}52 + 83{,}33 - 9{,}72 = 150{,}13 \text{ кг/с}.$$

Примем симметричное расположение приточных и вытяжных аэрационных проемов, тогда площади проемов определятся:

$$\left.\begin{aligned} F_1 = F_4 = \frac{G_п}{2\mu_п \sqrt{2\rho_п\, (p_1 - p_0)}} = \frac{G_п}{2\mu_п\, (2\rho_п)^{1/2}\, (p_1 - p_0)^{1/2}}; \\ F_2 = F_3 = \frac{G_у}{2\mu_у\, (2\rho_у)^{1/2}\, (p_0 - p_2)^{1/2}}. \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

В качестве приточных аэрационных проемов принимаем створки двойные верхнеподвесные с отношением $h/b = 0{,}5$ и углом открытия $\alpha = 60°$ (табл. 6.1). Коэффициент местного сопротивления для них $\xi_п = 3{,}5$; коэффициент расхода

$$\mu_п = \xi_п^{-0{,}5} = 0{,}53.$$

Вытяжные аэрационные проемы — П-образные вытяжные фонари с ветроотбойными щитами с углом открытия $\alpha = 70°$ (табл. 6.2); для них $\xi_у = 5{,}8$; $\mu_у = \xi_у^{-0{,}5} = 0{,}42$.

Из условия недопустимости «опрокидывания вытяжки» имеем:

$$(F_1 + F_4)\, \mu_п = a\, (F_2 + F_3)\, \mu_у;$$

$$2F_1 \mu_п = 2aF_2 \mu_у. \qquad (2)$$

Принимаем $a = 1{,}3$.

В уравнении (1) неизвестной величиной является давление воздуха в помещении p_0.

ественное решение уравнений (1) и (2) дает:

$$\frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}^{1/2}\,(p_1-p_0)^{1/2}}=\frac{1{,}3G_{\text{у}}}{\rho_{\text{у}}^{1/2}\,(p_0-p_2)^{1/2}}=\frac{150{,}13}{1{,}217^{1/2}\,(3{,}04-p_0)^{1/2}}=$$

$$=\frac{1{,}3\cdot 76{,}52}{1{,}174^{1/2}\,(p_0-0)^{1/2}}.$$

Решая это уравнение, получаем $p_0 = 0{,}95$ Па. Отсюда площадь сечения приточных аэрационных проемов (с одной стороны здания)

$$F_1 = F_4 = \frac{150{,}13}{2\cdot 0{,}53\,(2\cdot 1{,}217)^{1/2}\,(3{,}04-0{,}95)^{1/2}} = 62{,}8 \text{ м}^2.$$

Общая площадь сечения приточных проемов $F_{\text{общ. прит}} = 125{,}6$ м^2. Определяем площадь сечения вытяжных проемов

$$F_2 = F_3 = \frac{76{,}52}{2\cdot 0{,}42\,(2\cdot 1{,}174)^{1/2}\,(0{,}95)^{1/2}} = 61 \text{ м}^2.$$

Общая площадь сечения вытяжных аэрационных проемов $F_{\text{общ. выт}} = 122$ м^2.

Из уравнения (2) находим $a = \frac{125{,}6\cdot 0{,}53}{122\cdot 0{,}42} = 1{,}299 \approx 1{,}3$, что совпадает с принятым значением.

Рассчитаем теперь необходимые площади живого сечения аэрационных проемов, если скорость ветра $v_{\text{в}} = 3{,}5$ м/с, другими словами, определим, как нужно изменить площади проемов при ветре, чтобы аэрационные приток и вытяжка остались неизменными.

Определяем давления на уровне середины аэрационных проемов с учетом дополнительного давления, создаваемого ветром

$$p_1' = (k_1 - k_2)\,\frac{\rho_{\text{н}} v_{\text{в}}^2}{2} + (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})\,g\,(h_2 - h_1) =$$

$$= (0{,}8 + 0{,}4)\,\frac{1{,}217\cdot 3{,}5^2}{2} + 3{,}04 = 11{,}98 \text{ Па};$$

$$p_4' = (-0{,}39 + 0{,}4)\,\frac{1{,}217\cdot 3{,}5^2}{2} + 3{,}04 = 3{,}11 \text{ Па};$$

$$p_2 = p_3 = 0.$$

Запишем уравнение баланса воздушных потоков в помещении

$$F_1'\mu_1\sqrt{2\rho_{\text{п}}(p_1-p_0)} + F_4'\mu_4\sqrt{2\rho_{\text{п}}(p_4-p_0)} - F_2'\mu_2\sqrt{2\rho_{\text{у}}(p_0-p_2')} -$$

$$- F_3'\mu_3\sqrt{2\rho_{\text{у}}(p_0-p_3')} + \Delta G_{\text{мех}} = 0,$$

где $\Delta G_{\text{мех}}$ — дебаланс механической вентиляции,

$$\Delta G_{\text{мех}} = G_{\text{пр}} - G_{\text{выт}} = 35\,000 - 300\,000 = -265\,000 \text{ кг/ч} = -73{,}61 \text{ кг/с}.$$

Для обеспечения устойчивости работы аэрации $F_1'\mu_1 + F_4'\mu_4 = a\,(F_2'\mu_2 + F_3'\mu_3)$.

Преобразуем уравнение баланса с учетом последнего выражения, принимая во внимание равенство коэффициентов расхода приточных и вытяжных аэрационных проемов соответственно

$$\mu_1 = \mu_4 = \mu_{\text{п}};\quad \mu_2 = \mu_3 = \mu_{\text{у}},$$

а также в силу принятой симметрии $F_1' = F_4'$ и $F_2' = F_3'$

$$F_1'\mu_{\text{п}}\,(2\rho_{\text{п}})^{1/2}\,[(p_1'-p_0)^{1/2} + (p_4'-p_0)^{1/2}] -$$

$$- F_2'\mu_{\text{у}}\,(2\rho_{\text{у}})^{1/2}\,[(p_0'-p_2)^{1/2} + (p_0-p_3')^{1/2}] = -\Delta G_{\text{мех}}.$$

Разделив обе части равенства на величину аэрационного притока

$$G_{\text{п}} = F'_{\text{I}}\mu_{\text{п}}(2\rho_{\text{п}})^{1/2}\left[(p'_1 - p_0)^{1/2} + (p'_4 - p_0)^{1/2}\right],$$

получим

$$1 - \frac{1}{a}\left(\frac{\rho_{\text{у}}}{\rho_{\text{п}}}\right)^{1/2}\frac{(p_0 - p'_2)^{1/2} + (p_0 - p'_3)^{1/2}}{(p'_1 - p_0)^{1/2} + (p_4 - p_0)^{1/2}} = -\frac{\Delta G_{\text{мех}}}{G_{\text{п}}}.$$

Полагая, как было принято ранее, $a = 1{,}3$, подставляем известные величины в последнее выражение

$$1 - \frac{1}{1{,}3}\left(\frac{1{,}174}{1{,}217}\right)^{1/2}\frac{(p_0 - 0)^{1/2} + (p_0 - 0)^{1/2}}{(11{,}98 - p_0)^{1/2} + (3{,}11 - p_0)^{1/2}} = -\frac{-73{,}61}{150{,}13}.$$

Вычисляя, находим

$$\frac{2p_0^{1/2}}{(11{,}98 - p_0)^{1/2} + (3{,}11 - p_0)^{1/2}} = 0{,}675.$$

Будем решать полученные уравнения методом подбора. Давление воздуха в помещении определится, очевидно, из условия $p_4 > p_0 > 0$.

Принимая $p_0 = 2$ Па, имеем

$$\frac{2 \cdot 2^{1/2}}{(11{,}98 - 2{,}0)^{1/2} + (3{,}11 - 2)^{1/2}} = 0{,}67 < 0{,}675.$$

Приняв $p_0 = 2{,}1$ Па, получим

$$\frac{2 \cdot 2{,}1^{1/2}}{(11{,}98 - 2{,}1)^{1/2} + (3{,}11 - 2{,}1)^{1/2}} = 0{,}698 > 0{,}675.$$

Интерполируя, находим $p_0 = 2{,}02$ Па.

Далее определяем площади живого сечения аэрационных проемов:

1) приточных

$$F'_{\text{I}} = F'_4 = \frac{150{,}13}{0{,}53\,(2 \cdot 1{,}217)^{1/2}\left[(11{,}98 - 2{,}02)^{1/2} + (3{,}11 - 2{,}02)^{1/2}\right]} = 43{,}23 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{общ. прит}} = 86{,}46 \text{ м}^2;$$

2) вытяжных

$$F'_2 = F'_3 = \frac{76{,}52}{0{,}42\,(2 \cdot 1{,}174)^{1/2}\left[(2{,}02 - 0)^{1/2} + (2{,}02 - 0)^{1/2}\right]} = 41{,}83 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{общ. прит}} = 83{,}66 \text{ м}^2.$$

Таким образом, при воздействии ветра часть приточных и вытяжных аэрационных проемов для обеспечения требуемых расходов воздуха должна быть закрыта:

$$\Delta F_{\text{прит}} = 125{,}6 - 86{,}46 = 39{,}14 \text{ м}^2;$$

$$\Delta F_{\text{выт}} = 122 - 83{,}66 = 38{,}34 \text{ м}^2.$$

Проверим, соответствует ли принятое значение a расчетному:

$$a = \frac{2 \cdot 43{,}23 \cdot 0{,}53}{2 \cdot 0{,}42 \cdot 41{,}83} = 1{,}304.$$

Отметим в заключение, что аналогичный результат может быть достигнут без изменения площади живого сечения аэрационных проемов, только за счет уменьшения их коэффициентов расхода или, что то же самое — увеличения коэффициентов местного сопротивления путем прикрытия створок аэрационных проемов (изменения угла α проемов).

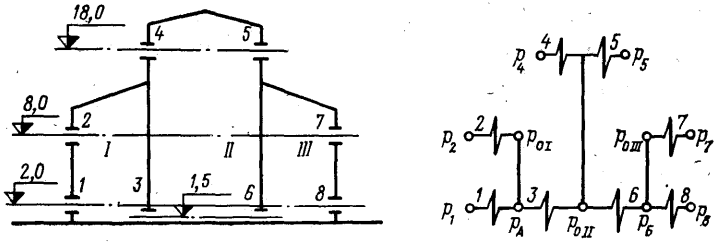


Рис. 6.20. К примеру 6.2

Определим степень прикрытия проемов. Коэффициент расхода

$$\mu_{\text{п}}' = \frac{G_{\text{п}}}{F_1 (2\rho_{\text{п}})^{1/2} [(p_1' - p_0)^{1/2} + (p_4' - p_0)^{1/2}]} =$$

$$= \frac{150{,}13}{62{,}8\,(2 \cdot 1{,}217)^{1/2}\,[(11{,}98 - 2{,}02)^{1/2} + (3{,}11 - 2{,}02)^{1/2}]} = 0{,}365.$$

Коэффициент местного сопротивления приточного проема

$$\xi_{\text{п}} = \mu_{\text{п}}^{-2} = 0{,}365^{-2} = 7{,}51.$$

Из табл. 6.1, интерполируя, находим, что угол открытия створок приточных проемов должен быть $\alpha = 34°$.

Коэффициент расхода вытяжных аэрационных фонарей

$$\mu_{\text{у}}' = \frac{G_{\text{у}}}{F_2 (2\rho_{\text{у}})^{1/2} [(p_0 - p_2')^{1/2} + (p_0 - p_3')^{1/2}]} = \frac{76{,}52}{2 \cdot 61\,(2 \cdot 1{,}174)^{1/2} \cdot 2{,}02^{1/2}} = 0{,}288.$$

Коэффициент местного сопротивления

$$\xi_{\text{у}}' = \mu_{\text{у}}'^{-2} = 12{,}06.$$

По табл. 6.2 находим угол открытия створок фонаря $\alpha = 33°$.

Таким образом, открывая створки приточного проема на угол $\alpha = 34°$, а фонари на 33°, можно обеспечить заданные аэрационные расходы воздуха, не изменяя общей площади живого сечения проемов.

Проверяем значение a:

$$a = \frac{62{,}8 \cdot 0{,}365}{61 \cdot 0{,}228} = 1{,}304.$$

Оба способа изменения эквивалентных площадей могут быть использованы для регулирования аэрационных воздухообменов.

Пример 6.2. Рассчитать аэрацию трехпролетного здания для теплого периода года при следующих условиях: строительные объемы пролетов $V_{\text{I}} = V_{\text{III}} = 20\,000$ м³; $V_{\text{II}} = 43\,000$ м³; теплоизбытки от технологического оборудования $Q_{\text{I}} = 350$ кВт; $Q_{\text{II}} = 2500$ кВт; $Q_{\text{III}} = 320$ кВт; коэффициенты $m_{\text{I}} = 0{,}47$; $m_{\text{II}} = 0{,}16$; $m_{\text{III}} = 0{,}47$; площади проемов между пролетами $F_3 = F_6 = 100$ м². Высоты расположения центров аэрационных проемов приведены на рис. 6.20, *а*. Температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = 20$ °С.

Решение. Рассчитываем теплонапряженность пролетов $q = Q/V$:

$$q_{\text{I}} = \frac{350 \cdot 10^3}{20\,000} = 17{,}5 \text{ Вт/м}^3; \quad q_{\text{II}} = \frac{2500 \cdot 10^3}{43\,000} = 58{,}13 \text{ Вт/м}^3;$$

$$q_{\text{III}} = \frac{320 \cdot 10^3}{20\,000} = 16 \text{ Вт/м}^3.$$

Следовательно, в пролетах *I* и *III* теплонапряженность невелика (менее 20 Вт/м³), а в помещении *II* — значительна. С учетом этого допустимая по санитарным нормам температура в этих пролетах определяется соответственно [24]:

$$t_{\text{р. з}_{\text{I}}} = t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{доп}} = 20 + 3 = 23^\circ\text{ С}; \quad t_{\text{р. з}_{\text{II}}} = 20 + 5 = 25^\circ\text{ С};$$

$$t_{\text{р. з}_{\text{III}}} = 20 + 3 = 23^\circ\text{ С}.$$

Температура удаляемого из *I* и *III* пролетов воздуха

$$t_{\text{у}} = t_{\text{н}} + \frac{t_{\text{р. з}} - t_{\text{н}}}{m};$$

$$t_{\text{у}_{\text{I}}} = 20 + \frac{23 - 20}{0{,}47} = 26{,}4\ ^\circ\text{С}; \quad t_{\text{у}_{\text{III}}} = 26{,}4\ ^\circ\text{С}.$$

Поскольку аэрационный приток в пролет *II* осуществляется из рабочей зоны пролетов *I* и *III*, температура уходящего воздуха в нем определяется выражением

$$t_{\text{у}_{\text{II}}} = t_{\text{п}_{\text{II}}} + \frac{t_{\text{р. з}_{\text{II}}} - t_{\text{п}_{\text{II}}}}{m_{\text{II}}} = 23 + \frac{25 - 23}{0{,}16} = 35{,}5\ ^\circ\text{С}.$$

Средние по высоте пролетов температуры воздуха:

$$t_{\text{в}_{\text{I}}} = 0{,}5\left(t_{\text{р. з}_{\text{I}}} + t_{\text{у}_{\text{I}}}\right) = 0{,}5\,(23 + 26{,}4) = 24{,}7\ ^\circ\text{С}.$$

$$t_{\text{в}_{\text{II}}} = 0{,}5\,(25 + 35{,}5) = 30{,}25\ ^\circ\text{С}; \quad t_{\text{в}_{\text{III}}} = 24{,}7\ ^\circ\text{С}.$$

Плотность воздуха при соответствующих температурах

$$\rho_{\text{н}} = \rho_{\text{п}_{\text{I}}} = \rho_{\text{п}_{\text{III}}} = \frac{353}{T} = \frac{353}{273 + 20} = 1{,}204\ \text{кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{в}_{\text{I}}} = \rho_{\text{в}_{\text{III}}} = 1{,}186\ \text{кг/м}^3; \quad \rho_{\text{у}_{\text{I}}} = \rho_{\text{у}_{\text{III}}} = 1{,}179\ \text{кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{п}_{\text{II}}} = \rho_{\text{р. з}_{\text{I}}} = \rho_{\text{р. з}_{\text{III}}} = 1{,}193\ \text{кг/м}^3; \quad \rho_{\text{в}_{\text{II}}} = 1{,}164\ \text{кг/м}^3; \quad \rho_{\text{у}_{\text{II}}} = 1{,}144\ \text{кг/м}^3.$$

Принимаем за условный нуль давление на уровне центров аэрационных проемов *4* и *5*. Определим давление с наружных сторон здания на уровне центров аэрационных проемов (расчет выполняем для наиболее неблагоприятного режима работы системы аэрации, соответствующего отсутствию ветра):

$$p_1 = (h_4 - h_1)\left(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}_{\text{II}}}\right) g = (18{,}0 - 2{,}0)\,(1{,}204 - 1{,}164)\,9{,}81 = 6{,}28\ \text{Па};$$

$$p_2 = (h_4 - h_2)\left(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}_{\text{II}}}\right) g = (18{,}0 - 8{,}0)\,(1{,}204 - 1{,}164)\,9{,}81 = 3{,}92\ \text{Па};$$

$$p_4 = p_5 = 0; \quad p_7 = p_2 = 3{,}92\ \text{Па}; \quad p_8 = p_1 = 6{,}28\ \text{Па}$$

(заметим, что здесь в качестве расчетной плотности воздуха в помещении выбрана плотность при температуре в пролете *II*, где средняя температура воздуха выше, чем в остальных).

Схема связей воздуха помещений и наружного воздуха приведена на рис. 6.20, *б*. Для обеспечения аэрации воздуха в проеме *1* необходимо, чтобы давление воздуха в помещении $p_{0_{\text{I}}}$ было меньше p_1 и больше p_2, т. е. $p_1 > p_{0_{\text{I}}} > p_2$. Давление внутри помещения изменяется от величины $p_{0_{\text{I}}}$ на уровне центра проема *2* до $p_{0_{\text{I}}} + (h_2 - h_1)\left(\rho_{\text{в}_{\text{I}}} - \rho_{\text{в}_{\text{II}}}\right) g$. Для обеспечения устойчивости аэрации в помещении при $a = 1{,}3$ необходимо выдержать условие

$$a^2\,\Delta p_{\text{п}}\rho_{\text{п}} = \Delta p_{\text{у}}\rho_{\text{у}}$$

или

$$\Delta p_1 = 0{,}59\,\Delta p_2\,\frac{\rho_{\text{у}_{\text{I}}}}{\rho_{\text{п}_{\text{I}}}};$$

с другой стороны,

$$\Delta p_1 = p_1 - [p_{0_I} + (h_2 - h_1)(\rho_{в_I} - \rho_{в_{II}})g]; \quad \Delta p_2 = p_{0_I} - p_2.$$

Решая совместно три последних уравнения, находим

$$0{,}59\,(p_{0_I} - p_2)\frac{\rho_{у_I}}{\rho_{п_I}} = p_1 - p_{0_I} - (h_2 - h_1)(\rho_{в_I} - \rho_{в_{II}})\,g,$$

откуда

$$p_{0_I} = \frac{0{,}578p_2 + p_1 - (h_2 - h_1)(\rho_{в_I} - \rho_{в_{II}})g}{1{,}578} =$$

$$= \frac{0{,}578 \cdot 3{,}92 + 6{,}28 - (8{,}0 - 2{,}0)(1{,}186 - 1{,}164)\,9{,}81}{1{,}578} = 4{,}59 \text{ Па}.$$

Очевидно, $p_{0_{III}} = p_{0_I} = 4{,}59$ Па, отсюда

$$\Delta p_1 = \Delta p_8 = 6{,}28 - 4{,}59 - (8{,}0 - 2{,}0)(1{,}186 - 1{,}164)\,9{,}81 = 0{,}40 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_7 = p_{0_I} - p_2 = 4{,}59 - 3{,}92 = 0{,}67 \text{ Па}.$$

Аэрационный приток в пролет *II* из пролетов *I* и *III* обусловлен избыточным давлением $p_А = p_Б$ на уровне центров аэрационных проемов *3* и *6*

$$p_А = p_Б = p_{0_I} + (h_2 - h_3)(\rho_{в_I} - \rho_{в_{II}})g =$$
$$= 4{,}59 + (8{,}0 - 1{,}5)(1{,}186 - 1{,}164) \times$$
$$\times\, 9{,}81 = 6{,}0 \text{ Па}.$$

Требуемый аэрационный воздухообмен в пролете *II*

$$G_{п_{II}} = G_{у_{II}} = \frac{Q_{II}}{c_p(t_{у_{II}} - t_{п_{II}})} = \frac{2500}{1\,(35{,}5 - 23)} = 200 \text{ кг/с}.$$

Давление $p_{0_{II}}$ в пролете *II* на уровне центров аэрационных проемов *3* и *6*, требуемое для обеспечения расчетного притока воздуха в помещение, определим из уравнения

$$G_{п_{II}} = G_{у_{II}} = F_з\mu_з\sqrt{2\rho_{р.\,з_I}(p_А - p_{0_{II}})} + F_6\mu_6\sqrt{2\rho_{р.\,з_{III}}(p_Б - p_{0_{II}})}.$$

В силу равенств $F_з = F_6$; $\mu_з = \mu_6$; $\rho_{р.\,з_I} = \rho_{р.\,з_{III}}$ и $p_А = p_Б$ имеем $G_{п_{II}} =$

$= 2F_з\mu_з\sqrt{2\rho_{р.\,з_I}(p_А - p_{0_{III}})}$, откуда

$$p_{0_{II}} = p_А - G^2_{п_{II}}/\left(8F^2_з\mu^2_з\rho_{р.\,з_I}\right).$$

В качестве аэрационных проемов *3* и *6* принимаем аэрационные ворота, значение коэффициента местного сопротивления для которых находим из табл. 6.1 $\xi = 2{,}4$. Коэффициент расхода $\mu = \xi^{-0{,}5} = 0{,}645$;

$$p_{0_{II}} = 6{,}0 - \frac{200^2}{8 \cdot 100^2 \cdot 0{,}645^2 \cdot 1{,}193} = 1{,}01 \text{ Па}.$$

Расходы воздуха через аэрационные ворота (проемы *3* и *6*)

$$G_з = G_6 = \frac{G_{п_{II}}}{2} = 100 \text{ кг/с}.$$

Рассчитаем необходимые аэрационные воздухообмены в пролетах *I* и *III*:

$$G_{\text{у}_\text{I}} = \frac{Q_\text{I} - c_p G_\text{з}\,(t_{\text{р. з}_\text{I}} - t_\text{н})}{c_p\,(t_{\text{у}_\text{I}} - t_\text{н})} = \frac{350 - 1\cdot 100\,(23-20)}{1\,(26{,}4-20)} = 7{,}81 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{п}_\text{I}} = G_{\text{у}_\text{I}} + 0{,}5G_{\text{п}_\text{II}} = 7{,}81 + 100 = 107{,}81 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{у}_\text{III}} = \frac{Q_\text{III} - c_p G_6\,(t_{\text{р. з}_\text{III}} - t_\text{н})}{c_\text{р}\,(t_{\text{у}_\text{III}} - t_\text{н})} = \frac{320 - 1\cdot 100\,(23-20)}{1\,(26{,}4-20)} = 3{,}13 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{п}_\text{III}} = 103{,}13 \text{ кг/с}.$$

Определим теперь площади всех аэрационных проемов по уравнению

$$F_i = \frac{G_i}{\mu_i\,(2\rho_i)^{1/2}\,(\Delta p_i)^{1/2}}; \qquad F_1 = \frac{107{,}81}{0{,}35\,(2\cdot 1{,}204)^{1/2}\,0{,}4^{1/2}} = 314 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{7{,}81}{0{,}6\,(2\cdot 1{,}179)^{1/2}\,(0{,}67)^{1/2}} = 10{,}4 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = F_5 = \frac{100}{0{,}33\,(2\cdot 1{,}144)^{1/2}\,(1{,}01-0)^{1/2}} = 199 \text{ м}^2;$$

$$F_7 = \frac{3{,}13}{0{,}6\,(2\cdot 1{,}179)^{1/2}\,(0{,}67)^{1/2}} = 4{,}2 \text{ м}^2;$$

$$F_8 = \frac{103{,}13}{0{,}35\,(2\cdot 1{,}204)^{1/2}\,(0{,}4)^{1/2}} = 300 \text{ м}^2$$

(при расчете принято: $\mu_1 = \mu_8 = 0{,}35$; $\mu_2 = \mu_7 = 0{,}6$; $\mu_4 = \mu_5 = 0{,}33$).

Пример 6.3. Определить разрежение, создаваемое круглым дефлектором ЦАГИ при скорости ветра $v_\text{в} = 4$ м/с, если диаметр дефлектора $d_\text{д} = 900$ мм, количество удаляемого воздуха $G_\text{у} = 4000$ кг/ч, его температура $t_\text{у} = 35$ °С, температура наружного воздуха $t_\text{н} = 10$ °С.

Решение. Определяем скорость воздуха в патрубке дефлектора

$$v_\text{у} = \frac{4G_\text{у}}{3600\rho_\text{у}\pi d_\text{д}^2},$$

где $\rho_\text{у}$ — плотность удаляемого воздуха,

$$\rho_\text{у} = \frac{353}{T_\text{у}} = \frac{353}{273+35} = 1{,}146 \text{ кг/м}^3; \qquad v_\text{у} = \frac{4\cdot 4000}{3600\cdot 1{,}146\cdot 3{,}14\cdot 0{,}9^2} = 1{,}52 \text{ м/с}.$$

Отношение

$$\overline{V}_\text{деф} = \frac{v_\text{у}}{v_\text{в}} = \frac{1{,}52}{4} = 0{,}38.$$

Из графика (см. рис. 6.18) при $\overline{V}_\text{деф} = 0{,}38$ находим

$$\bar{p} = p_\text{д}/\left(\rho_\text{н} v_\text{в}^2/2\right) = 0{,}22.$$

Плотность наружного воздуха

$$\rho_\text{н} = \frac{353}{T_\text{н}} = \frac{353}{283} = 1{,}247 \text{ кг/м}^3.$$

Разрежение, создаваемое дефлектором,

$$p = \bar{p}\,\frac{\rho_\text{н} v_\text{в}^2}{2} = 0{,}22\,\frac{1{,}247\cdot 4^2}{2} = 2{,}2 \text{ Па}.$$

6.6. НЕОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН

Перемещение воздуха естественным путем через различные проемы и неплотности в наружных ограждениях зданий кроме своего положительного значения (для организации проветривания и аэрации без дополнительных затрат энергии) имеет и негативные стороны.

В зимнее время из-за проникновения в здание через различные щели и неплотности в ограждающих конструкциях воздуха требуется в ряде случаев дополнительная нагрузка на систему отопления. Кроме того, неорганизованные воздушные потоки распространяются по зданию и вызывают перемещение вредных газов из одного помещения в другое. Поэтому при расчете систем отопления и вентиляции следует учитывать инфильтрацию.

Неорганизованный воздухообмен возникает при проникновении воздуха через поры в материале стен, неплотности в изоляционных конструкциях оконных проемов, трещины в стыковых соединениях и т. д.

Воздухопроницаемость строительных конструкций оценивается коэффициентом воздухопроницаемости i, кг/(м²·ч·Па). Количество воздуха, фильтрующегося через наружные ограждения в помещение, G определяют по уравнению

$$G = \Delta p i = \Delta p / R,$$

где Δp — перепад давлений снаружи и внутри строительной конструкции; R — сопротивление воздухопроницанию, величина, обратная коэффициенту воздухопроницаемости, т. е. $R = 1/i$, (м²·ч·Па)/кг. Для многослойной строительной конструкции общее сопротивление воздухопроницанию равно сумме сопротивлений воздухопроницанию отдельных слоев строительных материалов, т. е. $R_{общ} = R_1 + R_2 + \dots + R_n$.

Для приближенной оценки воздухопроницаемости строительных конструкций СНиП II-3—79 «Строительная теплотехника» рекомендует следующую зависимость:

$$\Delta p = 5{,}5 H_{зд} (\rho_н - \rho_в) + 0{,}3 (\beta v_в^2) \rho_н,$$

где первое слагаемое представляет собой среднюю величину гравитационного (статического) давления; второе — осредненную величину динамического давления ветра; коэффициент β учитывает несовпадение во времени принятых в расчете скорости ветра и температуры наружного воздуха; для европейской части СССР на широте севернее 52° с. ш. и центральных районов Сибири $\beta = 0{,}6$; для прибрежных районов Приморского края $\beta = 1{,}2$; для остальных районов территории СССР $\beta = 1$; $v_в$ — скорость ветра, принимаемая согласно СНиП 2.01.01.82, но не менее 5 м/с. Поскольку инфильтрация воздуха в помещение вызывает дополнительный расход тепла, количество воздуха, фильтрующегося через наружные ограждения, регламентируется СНиП.

Таблица 6.3

Коэффициенты воздухопроницаемости i, кг/(м²·ч·10 Па) при $\Delta p = 10$ Па и параметры А и Б для окон с деревянными переплетами

Конструкция переплета	Число рядов уплотнения	Окна без уплотнения притворов			Окна с уплотнением притворов							
					полушерстяной шнур			губчатая резина			пенополиуретан	
		i	А	Б	i	А	Б	i	А	Б	i	А	Б
Одинарный и двойной спаренный	1	27	0,011	0,001	8	0,065	0,0075	6,1	0,093	0,011	3,6	0,197	0,0219
Двойной раздельный	1	18	0,017	0,0023	7,3	0,07	0,0084	5,5	0,11	0,013	3,5	0,203	0,0227
	2	—	—	—	5,2	0,114	0,0137	3,9	0,182	0,0202	2,7	0,289	0,0308
Тройной	1	12	0,036	0,004	6,7	0,081	0,0096	5,2	0,114	0,0137	3,3	0,227	0,0256
	2	—	—	—	4,7	0,132	0,0158	3,8	0,188	0,0212	2,3	0,341	0,0372
	3	—	—	—	3,6	0,197	0,0219	2,7	0,289	0,0308	1,8	0,434	0,0533

Примечания. 1) для окон с металлическими переплетами значения коэффициентов воздухопроницаемости i следует уменьшать на 20 %; 2) для балконных дверей принимать соответствующие значения коэффициента i для окон и увеличивать их на 25 %.

Допустимые значения воздухопроницаемости ограждающих конструкций $G_{доп}$ зависят от их типа и расчетных температур наружного воздуха. Так, для наружных стен жилых и общественных зданий $G_{доп}$ не должно превышать при температурах наружного воздуха $t_н \leqslant -30$ °С 0,5 кг/(м²·с).

Для расчета неорганизованного воздухообмена через щели и неплотности в окнах, притворы дверей и т. д. используют уравнение

$$\Delta p = \sum \xi \rho v_щ^2/2 = S_щ G_щ^2,$$

где $S_щ$ — характеристика сопротивления воздухопроницанию щелевого зазора; $G_щ$, $v_щ$ — соответственно расход и скорость воздуха в щелевом зазоре.

Из последнего уравнения легко получить

$$S_щ = \sum \xi/(2 \cdot 3600^2 F_щ^2 \rho) = \\ = \sum \xi/(26 \cdot 10^6 \rho \delta_щ^2 l_щ^2),$$

где $F_щ$, $l_щ$, $\delta_щ$ — соответственно площадь, длина и ширина щелевого зазора проема.

Для открытых проемов уравнение примет вид

$$S_{пр} = 1/(26 \cdot 10^6 \rho F_{пр}^2 \mu_{пр}^2).$$

При наличии ряда последовательных сопротивлений они заменяются приведенным сопротивлением [7]

$$S_{прив} = \sum_{i=1}^{n} S_i,$$

а при параллельном расположении сопротивлений в проемах —

$$S_{экв} = 1 \Big/ \left[\sum_{1}^{n} (1/S^{1/2}) \right]^2.$$

Количество фильтрующегося через 1 м² окон и дверей воздуха G может быть определено и по эмпирической зависимости [7]

$$G = \frac{-А + \sqrt{А^2 + 0{,}4Б\,\Delta p}}{2Б},$$

где А и Б зависят от конструкции проема (табл. 6.3).

Количество тепла, дополнительно требующегося для нагрева инфильтрующегося воздуха в помещении,

$$\Delta Q_{инф} = c_p (t_в - t_н) \sum (G_i A_i),$$

где A_i — коэффициент, учитывающий подогрев воздуха в конструкции щелевого зазора.

Пример 6.4. Рассчитать теплопотери от инфильтрации в помещении одноэтажного однопролетного здания при следующих условиях: конструкция оконных переплетов — спаренные двойные с уплотнением притворов губчатой резиной; остекление двустороннее ленточное; высота окон $h_{ок}$= 2,8 м; площади остекления с наветренной и заветренной сторон здания одинаковы и равны $F_{зав} = F_{нав} = 150$ м²; средняя температура воздуха внутри помещения $t_в = 21$ °С; давление воздуха в помещении, рассчитанное из балансовых соотношений, $p_0 = 2{,}1$ Па; температура наружного воздуха $t_н = -29$ °С, скорость ветра $v_в = 5$ м/с.

Решение. Определяем плотности воздуха при температурах внутреннего и наружного воздуха:

$$\rho_н = 353/T_н = 353/(273 - 29) = 1{,}447 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_в = 353/(273 + 21) = 1{,}201 \text{ кг/м}^3.$$

Принимая за условный нуль давление на уровне верхней части оконного переплета и учитывая, что для здания в форме параллелепипеда средняя величина аэродинамического коэффициента с наветренной стороны $k_{нав} = +0{,}8$, а с заветренной $k_{зав} = -0{,}4$, найдем давление в нижней части окна

$$p_{ок_н} = (\rho_н - \rho_в) h_{ок} g + (k_{нав} - k_{зав}) \frac{\rho_н v_в^2}{2} =$$

$$= (1{,}447 - 1{,}201)\, 2{,}8 \cdot 9{,}81 + (0{,}8 + 0{,}4)\, 1{,}447 \frac{5^2}{2} = 28{,}47 \text{ Па}.$$

Разности давлений воздуха в помещении и наружного:
на уровне верхней образующей окна

$$\Delta p_в = (k_{нав} - k_{зав}) \frac{\rho_н v_в^2}{2} - p_0 = (0{,}8 + 0{,}4) \frac{1{,}447 \cdot 5^2}{2} - 2{,}1 = 19{,}61 \text{ Па};$$

на уровне нижней образующей:

$$\Delta p_н = p_{ок_н} - p_0 = 28{,}47 - 2{,}1 = 26{,}37 \text{ Па}.$$

Средняя разность давлений по площади окна

$$\Delta p_{ср} = \frac{(\Delta p_в + \Delta p_н) h_{ок}}{2 h_{ок}} = \frac{19{,}61 + 26{,}37}{2} = 22{,}99 \text{ Па}.$$

Определяем количество воздуха, фильтрующегося через 1 м² окна,

$$G_0 = \frac{-\text{А} + \sqrt{\text{А}^2 + 0{,}4\text{Б}\,\Delta p_{\text{ср}}}}{2\text{Б}}.$$

По табл. 6.3 находим А = 0,093; Б = 0,011.

$$G_0 = \frac{-0{,}093 + \sqrt{0{,}093^2 + 0{,}4 \cdot 0{,}011 \cdot 22{,}99}}{2 \cdot 0{,}011} = 10{,}83 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Количество теплоты, необходимое для подогрева воздуха, инфильтрующегося в помещении,

$$\Delta Q_{\text{инф}} = c_{\text{р}} G_0 F_{\text{нав}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) A.$$

Коэффициент A принимается следующим для окон: с раздельными переплетами $A = 0{,}8$; со спаренными переплетами $A = 1$.

Таким образом,

$$\Delta Q_{\text{инф}} = \frac{1 \cdot 10{,}83 \cdot 150\,(21 + 29) \cdot 1}{3600} = 22{,}56 \text{ кВт}.$$

6.7. ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ

Эффективным средством борьбы с неорганизованным воздухообменом через открытые дверные проемы являются воздушные завесы, которые или уменьшают, или полностью предотвращают поступление наружного воздуха в помещение.

В отдельных цехах, административных зданиях ворота или дверные проемы должны быть длительное время открыты для пропуска транспорта или людей. Поэтому в холодный период времени большое количество наружного воздуха с $t_{\text{н}} < t_{\text{в}}$ врывается в помещение, вызывая дополнительные затраты теплоты на его подогрев. На холодильниках воздушные завесы устраиваются на входе в низкотемпературные блоки или морозильные камеры для снижения количества проникающего более теплого окружающего воздуха, экономии холода и электрической энергии.

Воздушные завесы могут быть с успехом применены и для предотвращения проникновения вредных веществ из одного помещения в другое, а также из цеха в технологическое оборудование и наоборот. Схема действия воздушных завес и основные их элементы приведены на рис. 6.21, *а* и *б*. Основным элементом воздушной завесы является воздуховод равномерной раздачи с щелевым насадком, позволяющим изменять угол α между осью струи и плоскостью проема. Различают воздушные завесы периодического и постоянного действия. Струи могут быть направленными сверху вниз, снизу вверх и горизонтальными с боковой одно- и двусторонней подачей воздуха через щелевые насадки. Иногда завесы оборудуются калориферами для подогрева подаваемого воздуха, забор воздуха при этом осуществляется из верхней зоны помещений в целях снижения затрат теплоты на подогрев воздуха в холодный период времени.

Воздушные завесы устраиваются при любой расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$ в проемах помещений с искусственным климатом, а также в помещениях, где недопустимо понижение температуры по условиям технологии производства, с большим числом

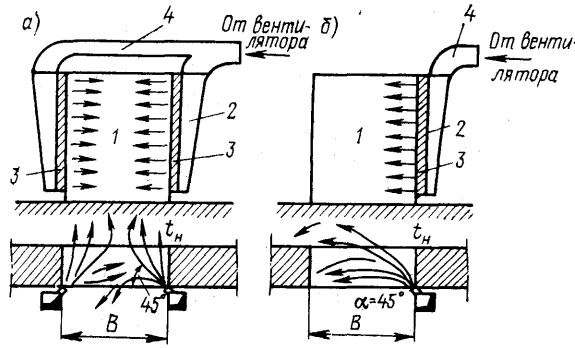


Рис. 6.21. Воздушные завесы: *а* — двусторонняя; *б* — односторонняя:

1 — проем в ограждении; *2* — воздуховод равномерной раздачи; *3* — щелевой насадок; *4* — воздуховод

работающих и при относительной влажности $\varphi_в \geqslant 70$ %. Во всех остальных случаях рекомендуется устраивать завесы при расчетных температурах наружного воздуха в холодный период времени $t_н \leqslant -15$ °С.

Температура смеси воздуха завесы и наружного должна быть такой, чтобы во время открывания проемов в холодный период времени обеспечить следующие температуры на постоянных рабочих местах в помещении: при легкой работе — не менее 14 °С; при работе средней тяжести — не ниже 12 °С; при тяжелой физической работе — не ниже 8 °С.

Целесообразна установка воздушных завес в тамбурах, шлюзах, вестибюлях общественных и других зданий (метро, магазины, кинотеатры и т. д.). В каждом конкретном случае она обусловлена продолжительностью открывания проемов, количеством проходящих через них людей и расчетными температурами наружного воздуха. У проемов, предназначенных для технологических целей, рекомендуется устраивать завесы шиберующего типа, которые частично перекрывают проем своей струей, уменьшая тем самым расход наружного воздуха, проникающего через него. Наиболее эффективны в этом случае двусторонние боковые завесы. При значительном отношении ширины проема B к его высоте H рекомендуется устраивать шиберующие завесы с нижней подачей воздуха, но только в тех случаях, когда загрязнение расположенного на поверхности пола щелевидного насадка исключается или незначительно. Воздух в завесах шиберующего типа подается под углом $\alpha = 30 \div 45°$ к плоскости проема с направлением наружу. Часть воздушной струи, истекающей из насадка, будет уходить наружу, поэтому с целью снижения потерь теплоты перед завесой принято устраивать тамбуры. Если угол выхода струи к плоскости проема составляет $\alpha = 75 \div 85°$, то такие завесы называют эжекционными. По данным, полученным М. И. Гримитлиным и В. М. Эльтерманом [9], эжекционные завесы создают противодавление воздуха, равное разреже-

нию в помещении и, таким образом, расход воздуха, проникающего через завесу, практически равен нулю, т. е. $G_{пр} = 0$. Подогрев воздуха, подаваемого в завесу, в этом случае можно не производить, однако для большей эффективности действия эжекционной завесы перед проемом рекомендуется устраивать открытый тамбур, в четыре—пять раз превышающий ширину проема B.

Завесы смесительного типа следует устраивать у дверей административных зданий. Действие завес такого типа основано на активном перемешивании наружного воздуха, поступающего в здание, с воздухом, подаваемым завесой. Выпуск воздуха завесы осуществляется горизонтально в непосредственной близости от открываемых дверей так, чтобы поток воздуха завесы не перекрывался открывающимися створками. Конкретные указания по устройству завес в зданиях различного типа и назначения приводятся в специальной литературе например в [24, 34].

Действие воздушных завес основано на создании дополнительного сопротивления движению воздуха через открытый проем, следовательно, чем большее сопротивление создает завеса проникновению наружного воздуха, т. е. чем меньше коэффициент расхода проема (или больше его коэффициент местного сопротивления), тем эффективнее действие завесы.

Коэффициент расхода воздуха через проем при работе завесы определяется уравнением

$$\mu_{пр} = \frac{\sqrt{1 + 4\mu_0 q^2 D k} - 1}{2q^2 D k}.$$

Здесь μ_0 — коэффициент расхода проема при выключенной завесе ($\mu_0 = \xi^{-1/2}$); $q = G/G_{пр}$ — относительный расход (отношение количества воздуха, подаваемого завесой G, к количеству воздуха, проходящего через проем при действии завесы $G_{пр}$); k — эмпирический коэффициент, зависящий от типа завесы (для односторонних завес при $0{,}3 < q\sqrt{D} < 10$ $k = 1{,}25 \div 1$; для двусторонних завес при $0{,}9 < q\sqrt{D} < 3$, $k = 1{,}2 \div 1$, а при $3 < q\sqrt{D} < 10$ $k = 1 \div 0{,}72$); D — безразмерный комплекс, зависящий от конструктивных параметров завесы,

$$D = (F_{щ}\rho_{см}/F_{пр}\rho)\sin\alpha,$$

где $F_{щ}$ — суммарная площадь сечения воздуховыпускных щелей насадка воздушной завесы; $F_{пр}$ — площадь проема в наружном ограждении, $F_{пр} = HB$; $\rho_{см}/\rho$ — отношение плотностей воздуха, проходящего через проем (смесь наружного воздуха и воздуха, подаваемого завесой) и наружного; α — угол между осью выхода струи завесы и плоскостью проема.

Отношение $F_{щ}/F_{пр} = \overline{F}$ принимается в пределах $\overline{F} = 0{,}025 \div 0{,}1$; для боковых завес $q = 0{,}6 \div 0{,}7$; для нижних завес $q = 1$. Коэффициенты расхода для некоторых воздушных завес шиберующего типа приведены в табл. 6.4. Общий расход воздуха, проходящего

Таблица 6.4

Коэффициенты расхода при действии воздушных завес

Тип шиберующей завесы	Относительная площадь $\bar{F}$	Коэффициенты расхода для раздвижного (верхняя строка) и распашного (нижняя строка) проема при относительном расходе q					
		0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Боковая	0,025	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25
	0,033	0,31 0,27	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25
	0,050	0,35 0,30	0,32 0,27	0,30 0,26	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25
	0,100	0,42 0,36	0,38 0,33	0,35 0,31	0,33 0,28	0,31 0,26	0,29 0,25
Нижняя	0,025	0,31 0,27	0,27 0,24	0,24 0,21	0,21 0,19	0,20 0,17	0,18 0,15
	0,033	0,35 0,31	0,30 0,26	0,27 0,24	0,24 0,21	0,22 0,20	0,20 0,18
	0,500	0,40 0,30	0,35 0,30	0,30 0,28	0,28 0,25	0,25 0,23	0,23 0,21
	0,100	0,50 0,42	0,45 0,38	0,40 0,36	0,37 0,32	0,34 0,30	0,31 0,27

через проем, оборудованный завесой шиберующего типа, определяется по уравнению

$$G_{\text{пр}} = 3600\mu_{\text{пр}}F_{\text{пр}}\sqrt{2\,\Delta p\rho_{\text{см}}}.$$

Используя теорию струйных течений, можно рассчитать массовый расход воздуха (кг/с) в плоскопараллельной струе завесы в точке пересечения оси струи с плоскостью проема по уравнению

$$G_{\text{стр}} = 1{,}7G\sqrt{\frac{aS}{b_0} + 0{,}205},$$

где a — экспериментальный коэффициент, зависящий от типа струи (для плоскопараллельной струи завесы $a = 0{,}09 \div 0{,}12$); b_0 — ширина щелевого насадка завесы; S — длина пути, который проходит плоская струя, направленная под углом α к плоскости проема, от воздуховыпускной щели насадка до места входа в проем (с учетом искривления ее траектории).

Величина S приближенно определяется из следующих соотношений:

для односторонней нижней завесы

$$S \approx 0{,}01745H\alpha/\sin\alpha;$$

для двусторонней боковой завесы

$$S \approx 0{,}00873B\alpha/\sin\alpha,$$

где H и B — соответственно высота и ширина проема; угол α — в градусах.

Количество воздуха, подаваемое в завесу, равно $G = qG_{\text{пр}}$.

Перепад давлений снаружи и внутри здания Δp определяется по уравнениям расчета аэрации. При этом учитываются действительные площади приточных и вытяжных аэрационных проемов и дебаланс механической вентиляции. При расчете воздушных завес широко используется понятие «нейтральная зона» — уровень равных давлений наружного и внутреннего. Как уже отмечалось, ниже нейтральной зоны $p_{\text{н}} > p_0$ и в помещение будет поступать наружный воздух, выше — $p_0 > p_{\text{н}}$ и воздух из помещения будет удаляться в окружающую среду. Очевидно, что перепад давлений на уровне центра проемов, оборудованных завесами, определяется выражением

$$\Delta p = (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})\, g h_{\text{н}},$$

где $h_{\text{н}}$ — разность высот расположения нейтральной зоны и центра проема, снабженного воздушной завесой; $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — плотности воздуха при температурах снаружи и внутри здания. При расчете воздушных завес ветровое давление, как правило, не учитывается.

Высота нейтральной зоны может быть получена с помощью балансовых уравнений, используемых при расчете аэрации. Для приближенного расчета высоты нейтральной зоны в зданиях с вытяжными аэрационными проемами, открытыми в холодный период времени, В. Я. Меклером рекомендована следующая зависимость:

$$h_{\text{н}} = \frac{h_{\text{выт}} - h_{\text{пр}}}{[(F_{\text{пр}}\mu_{\text{пр}}/F_{\text{выт}})\,(1-q) + F_{\text{п}}/F_{\text{выт}}]^2\,\rho_{\text{н}}/\rho_{\text{в}} + 1},$$

где $h_{\text{выт}} - h_{\text{пр}}$ — разность высот расположения центров вытяжного проема и ворот, оборудованных завесой; $F_{\text{пр}}$, $F_{\text{выт}}$, $F_{\text{п}}$ — соответственно площади проема, оборудованного завесой, суммарные площади живого сечения вытяжного проема (фонаря) и щелей в окнах и дверях.

Если приточные и вытяжные аэрационные проемы в холодный период времени закрыты, то

$$h_{\text{н}} = \frac{h_{\text{выт}} - h_{\text{п}}}{0{,}25\,(l_{\text{п}}/l_{\text{выт}})^2 + 1} + h_{\text{п}} - h_{\text{пр}}, \qquad (6.7)$$

где $l_{\text{п}}$ и $l_{\text{выт}}$ — длина притворов приточных и вытяжных аэрационных проемов, открываемых в теплый период времени; $h_{\text{п}}$, $h_{\text{выт}}$ и $h_{\text{пр}}$ — соответственно расчетные высоты приточных, вытяжных аэрационных проемов и проема, оборудованного завесой.

Последнее уравнение учитывает неорганизованный воздухообмен через конструкции закрытых приточных и вытяжных проемов. Если в помещении не предусмотрена аэрация, а механические вытяжка и приток сбалансированы, нейтральная зона располагается в пре-

делах проема (ворот). В нижней части ворот будет наблюдаться инфильтрация воздуха, а в верхней — эксфильтрация. Для этого случая $h_н$ берется ориентировочно $h_н = 0{,}5H$ или может быть рассчитана по уравнению

$$h_н = \frac{H}{1 + (1-q)^{2/3}\,(\rho_н/\rho_в)^{1/3}},$$

где H — высота проема (ворот), оборудованного воздушной завесой.

В случае, если механическая вытяжка превышает механический приток, расход воздуха G определяется по уравнениям:

при заборе воздуха для завесы из помещения

$$G = \Delta G_{мех}\,\frac{q}{1-q}\,\frac{F_{пр}\mu_{пр}}{\sum (F_п\mu_п) + \sum (F'_{пр}\mu_{пр})}; \qquad (6.8)$$

если в завесу подается наружный воздух, то

$$G = \Delta G_{мех} q\,\frac{F_{пр}\mu_{пр}}{\sum (F_п\mu_п) + \sum (F'_{пр}\mu_{пр})}, \qquad (6.9)$$

где $\sum (F_п\mu_п)$ — суммарная эквивалентная площадь открытых приточных проемов; $\sum (F'_{пр}\mu_{пр})$ — суммарная эквивалентная площадь открытых проемов, оборудованных завесами.

За расчетную величину G выбирается бóльшая из определенных по уравнениям (6.8), (6.9).

Температура воздуха, подаваемого завесой, определяется из теплового баланса

$$t = t_н + \frac{t_{см} + t_н}{q\,(1-\overline{Q})}, \qquad (6.10)$$

где $t_{см}$ — температура смеси воздуха, проходящего через открытый проем; за $t_{см}$ принимается температура, нормируемая в районе проектируемого здания; $\overline{Q}$ — отношение количества теплоты, теряемой с уходящим наружным воздухом завесы, к теплоте, идущей на подогрев воздуха завесы.

Значение $\overline{Q}$ для различных типов завес определяется из графиков (рис. 6.22).

Общее количество теплоты, требуемой для подогрева воздуха, подаваемого в завесу, определяется по уравнению

$$Q = Gc_p\,(t - t_в),$$

где $t_в$ — температура, забираемого в завесу воздуха, которая определяется расположением места забора воздуха.

Дополнительное количество теплоты, требуемой для компенсации теплопотерь, обусловленных врывающимся в проем потоком воздуха, определяется по формуле

$$\Delta Q = \frac{\tau G}{q}(t_в - t_{см}),$$

где τ — продолжительность открытия проема.

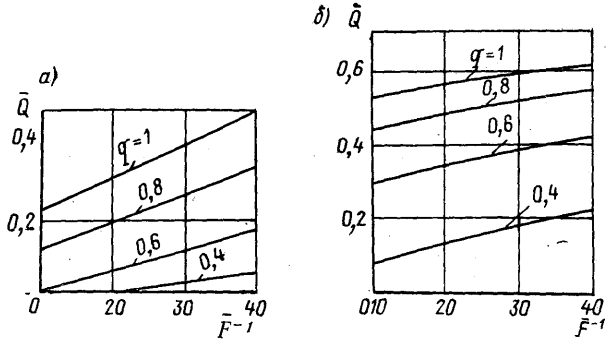


Рис. 6.22. Потери тепла с частью струи завесы шиберующего типа, выходящей наружу: *а* — боковая завеса; *б* — нижняя завеса

Количество воздуха, подаваемого завесой смесительного типа, определяется уравнением

$$G = \frac{3600k\mu_{пр}(t_в - t_н)\sqrt{2\Delta p\rho_н}}{t - t_в},$$

где k — поправочный коэффициент, зависящий от типа вестибюля, места забора воздуха, пропускной способности створок дверей и их типа.

Значения k изменяются в пределах от 0,02 до 0,6 и приводятся в справочной литературе [24].

Некоторые значения коэффициентов расхода воздуха для завес смесительного типа в зависимости от конструкции входной двери приведены в табл. 6.5.

Для завес смесительного типа Δp определяется по формулам расчета аэрации, причем влияние динамического давления ветра в этом случае так же, как и в случае расчета шиберующих завес, как правило, не учитывают.

Рассчитывая $F_щ$, следует иметь в виду, что скорость выхода воздуха из щелевого насадка нужно принимать не более 5 м/с для наружных дверей в административных зданиях и вспомогательных

Таблица 6.5

Коэффициенты расхода $\mu_{пр}$ для завес смесительного типа

Конструкция входа	$\mu_{пр}$	Конструкция входа	$\mu_{пр}$
Одинарные двери	0,7	Двойные двери с тамбуром и зигзагообразным проходом	0,55
Распашные ворота	0,25		
Двойные двери с тамбурами	0,65	Тройные двери с тамбуром и зигзагом	0,4
Тройные двери с тамбуром и прямым проходом	0,6	Вращающиеся двери	0,1

помещениях промышленных предприятий; 8 м/с — для наружных дверей промышленных зданий; до 25 м/с — для ворот и технологических проемов [24].

Пример 6.5. Рассчитать боковую двустороннюю воздушную завесу у распашных ворот цеха размером $H \times B = 4 \times 3$ м для следующих условий: теплоизбытки в цехе незначительны; аэрационные проемы в холодный период времени закрыты; длина притворов аэрационного фонаря 650 м; общая длина приточных аэрационных проемов — 870 м. Температура наружного воздуха для холодного периода по расчетным параметрам Б $t_н = -25$ °С, $\rho_н = 1{,}423$ кг/м³. Температура воздуха в помещении $t_в = 18$ °С, при этом $\rho_в = 1{,}213$ кг/м³. Высота центров расположения приточных проемов $h_п = 2{,}5$ м, вытяжных — $h_{выт} = 10$ м. Работа в цехе относится к категории легких ($t_{см} = 14$ °С; $\rho_{см} = 1{,}230$ кг/м³).

Решение. Принимаем к установке боковую двустороннюю завесу с углом выпуска воздуха $\alpha = 45°$. Площадь ворот $F_{пр} = 12$ м². Для боковых завес рекомендуется принимать $\overline{F} = F_щ/F_{пр} = 0{,}05 \div 0{,}033$; принимаем $\overline{F} = 0{,}033$. Суммарная площадь воздуховыпускных щелей

$$F_щ = 0{,}033 \cdot 12 = 0{,}4 \text{ м}^2.$$

Ширина воздухораздающей щели

$$b = F_щ/2H = 0{,}4/2 \cdot 4 = 0{,}05 \text{ м} = 50 \text{ мм}.$$

Принимаем $q = 0{,}6$ м и по табл. 6.4 находим для распашных ворот $\mu_{пр} = 0{,}25$. Определяем высоту расположения центральной зоны по формуле (6.7)

$$h_н = \frac{10 - 2{,}5}{0{,}25\,(650/870)^2 + 1} + (2{,}5 - 2{,}0) = 7{,}1 \text{ м}.$$

Расчетная разность давлений

$$\Delta p = 9{,}81 \cdot 7{,}1\,(1{,}423 - 1{,}213) = 14{,}63 \text{ Па}.$$

Количество воздуха, проходящего через проем,

$$G_{пр} = 3600 \cdot 12 \cdot 0{,}25 \sqrt{2 \cdot 1{,}423 \cdot 14{,}63} = 69\,690 \text{ кг/ч}.$$

Количество воздуха, подаваемого завесой,

$$G = G_{пр} q = 69\,690 \cdot 0{,}6 = 41\,810 \text{ кг/ч}.$$

При $\overline{F}^{-1} = 0{,}033^{-1} = 30$ из графика (рис. 6.22) находим $\overline{Q} = 0{,}12$.

Температуру воздуха завесы определим по формуле (6.10)

$$t = -25 + \frac{14 + 25}{0{,}6\,(1 - 0{,}12)} = 48{,}9 \text{ °С},$$

что допустимо, так как температуру воздуха завесы для наружных дверей не следует принимать выше 50 °С [24].

Скорость выхода воздуха из воздуховыпускных щелей при $\rho = 353/(48{,}9 + 273) = 1{,}096$ кг/м³;

$$v = \frac{41\,810}{1{,}096 \cdot 0{,}4 \cdot 3600} = 26{,}5 \text{ м/с} > v_{доп} = 25 \text{ м/с}.$$

Для ворот производственных цехов скорость воздуха не рекомендуется принимать более 25 м/с, поэтому расчет должен быть выполнен при новом значении $\overline{F}$ и q.

Количество теплоты, необходимой для подогрева воздуха завесы,

$$Q = 1 \cdot 41\,810\,(48{,}9 - 14)/3600 = 405 \text{ кВт}.$$

Забор воздуха для завесы следует осуществлять из верхней зоны помещения.

6.8. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЧИСТОТЫ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Задачи проектирования систем механической и естественной вентиляции самым непосредственным образом связаны с проблемой защиты атмосферного воздуха от выбрасываемых в него вредных веществ. Обычно концентрации вредных газов и паров, а также пыли в удаляемом вентиляционном воздухе невелики, однако значительные объемы удаляемого воздуха могут существенно увеличить количество вредных веществ в атмосферном воздухе вблизи заводских площадок и в населенных пунктах. Поэтому правильное прогнозирование возможных концентраций вредных примесей в приземном слое воздуха, выбор мест их рассеивания и воздухозабора, способов очистки удаляемого воздуха от пыли и вредных веществ, принятие мер по предотвращению их значительных выбросов в атмосферный воздух — весь этот комплекс мер необходим при проектировании и строительстве новых и реконструкции действующих промышленных предприятий.

Главной задачей оздоровления воздушного бассейна является поддержание в нем концентраций вредных веществ, не превышающих предельно допустимые, и осуществление мероприятий по их снижению. За предельно допустимую концентрацию вредных веществ принимают такую, которая при ежедневном воздействии на организм человека в течение всей жизни не оказывает заметного вредного влияния, не снижает прозрачности атмосферы, не ослабляет уровня ультрафиолетовой радиации и не приводит к гибели зеленых насаждений. Предельно допустимые концентрации (ПДК) $C_{\text{ПДК}}$ вредных веществ в воздухе на заводских площадках и в населенных пунктах определены Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий СН 245—71. В соответствии с этими нормами значение $C_{\text{ПДК р. п}}$ в воздухе рабочих площадок в местах его забора не должно превышать 30 % предельно допустимой концентрации в рабочей зоне помещений $C_{\text{ПДК р. з}}$.

Различают также максимальные разовые и среднесуточные предельно допустимые концентрации вредных веществ населенных пунктов. Под ними понимают такие концентрации вредных веществ, которые не влияют на человека при длительном непрерывном пребывании его в данной местности.

Предельно допустимые концентрации некоторых вредных веществ в воздухе рабочей зоны производственных помещений, в приземном слое атмосферы на производственных площадках и в населенных пунктах приведены в табл. 6.6. Из таблицы видно, что предельно допустимые концентрации в населенных пунктах значительно меньше, чем на заводской площадке. Чтобы обеспечить это условие, необходимо или производить очистку удаляемого воздуха, или устраивать защитные зоны, отдаляя жилые массивы от промышленных районов, а также правильно выбирать места удаления газов и паров вредных веществ, не допуская повышения их концентрации. Необходимо отметить, что при совместном выбросе в атмосферу несколь-

Таблица 6.6

Предельно допустимые концентрации некоторых вредных веществ

Вещество	Предельно допустимые концентрации					
	в рабочей зоне помещений, мг/м³	в приземном слое воздуха на заводской площадке, мг/м³	в воздухе населенных пунктов			
			разовые		среднесуточные	
			мг/м³	в % от $C_{ПДК\ з.\ п}$	мг/м³	в % от $C_{ПДК\ з.\ п}$
Двуокись азота	5	1,5	0,085	5,7	0,085	5,7
Аммиак	20	6,0	0,2	3,3	0,2	3,3
Ацетон	200	60	0,35	0,58	0,35	0,58
Бензин (нефтяной)	300	90	5,0	5,55	1,5	1,66
Капролактан	10	3,0	0,06	2,0	0,06	2,0
Сернистый ангидрид	10	3,0	0,5	16,6	0,05	1,66
Сероводород	10	3,0	0,008	0,26	0,008	0,26
Соляная кислота	5	1,5	0,2	13,3	0,2	13,3
Углерода окись	20	6,0	3,0	50	1,0	16,6
Фтористые соединения (газ)	1,0	0,3	0,02	6,66	0,005	1,66
Хлор	1,0	0,3	0,1	33,3	0,03	10,0
Пыль нетоксичная	10	3,0	0,5	17	0,15	5

ких вредных веществ однонаправленного действия на человека нужно, чтобы сумма отношений концентрации каждого вещества к его $C_{ПДК}$ в рабочей зоне не превышала 0,3, т. е.

$$\frac{C_1}{C_{ПДК\ 1}} + \frac{C_2}{C_{ПДК\ 2}} + \dots + \frac{C_n}{C_{ПДК\ n}} \leqslant 0{,}3,$$

где C_1, C_2, ..., C_n — действительные концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе на заводской площадке (или в местах воздухозабора); $C_{ПДК\ 1}$, $C_{ПДК\ 2}$, ..., $C_{ПДК\ n}$ — предельно допустимые концентрации тех же веществ в рабочей зоне.

Все источники выбросов вредных веществ в атмосферу условно подразделяются по следующим признакам: температуре удаляемой газовоздушной смеси; продолжительности выброса вредностей в атмосферу; степени централизации выбросов.

Технологические источники загрязнения, из которых производится удаление в атмосферу выбросов, отработанных газовых веществ, продуктов горения или продувок оборудования, характеризуются значительными концентрациями вредных веществ и, как правило, должны оборудоваться специальными устройствами для очистки газовоздушных смесей перед их удалением в атмосферу.

При работе общеобменной вентиляции концентрации вредных веществ в выбросах невелики, однако объемы удаляемой газовоздушной смеси значительны и, таким образом, массовые расходы вредных веществ, поступающих в атмосферу, должны учитываться наряду с технологическими выбросами.

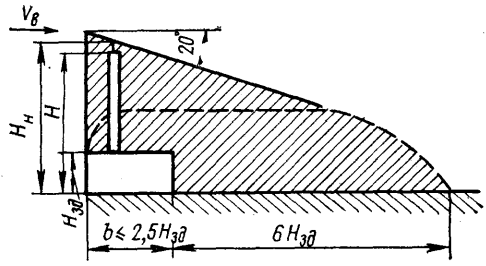


Рис. 6.23. Граница расположения низкого источника для узкого одиночного здания

Концентрации вредных веществ в воздухе, удаляемом местными отсосами, могут достигать значений, характерных для технологических источников загрязнения. Поэтому в этих случаях может быть рекомендована установка очистных устройств.

Источники выбросов всех видов могут быть как канализированными, так и неканализированными. Канализированными или точечными источниками называют те, в которых выброс вредных веществ осуществляется через вытяжные трубы, шахты и т. п. Очистка газовоздушной смеси от вредных веществ в таких источниках может быть осуществлена без особых трудностей. В неканализированных источниках выброс вредных веществ производится через фонари, открытые вытяжные проемы, с открытых поверхностей и т. д. Очистка выбрасываемого воздуха в этом случае затруднительна.

По взаимному расположению мест удаления газовоздушной смеси и циркуляционных зон источники подразделяются на низкие и высокие. Выбросы из низких источников попадают в область повышенного давления (подпора) или в циркуляционную зону (зону аэродинамической тени) и, таким образом, интенсивно загрязняют заводскую площадку. Источник вредных веществ считается низким, если высота его устья определяется как

$$H_н \leqslant 0{,}36b_з + 2{,}5H_{зд}$$

для узкого здания ($b \leqslant 2{,}5H_{зд}$),

$$H_н \leqslant 0{,}36b_з + 1{,}7H_{зд}$$

для широкого ($b > 2{,}5H_{зд}$) отдельно стоящего здания, и

$$H_н \leqslant 0{,}36\,(b_з + x_1) + H_{зд}$$

в случае группы расположенных одно за другим зданий.

Во всех формулах $b_з$ — расстояние от источника, расположенного в пределах крыши здания, до заветренной стороны здания; x_1 — расстояние между соседними зданиями. Приближенно считают, что $H_н > > 2{,}5H_{зд}$. На рис. 6.23 в качестве примера приведено соотношение высот расположения низкого источника $H_н$ и циркуляционной зоны для узкого отдельно стоящего здания. Границы аэродинамического следа определены заштрихованной зоной. Пунктиром выделена зона аэродинамической тени (циркуляционная зона).

Источники, устья которых располагаются на высоте $H_в > H_{зд}$, называют высокими. Их выбросы располагаются в области невозмущенного потока и не загрязняют циркуляционных зон над зданием и за ним.

В зависимости от температуры удаляемой газовоздушной смеси источники подразделяются на сильно нагретые ($\Delta t = 100$ °С), нагретые ($20 < \Delta t < 100$ °С), слабо нагретые ($0 < \Delta t < 20$ °С), изотермические ($\Delta t \approx 0$ °С) и охлажденные ($\Delta t < 0$), где $\Delta t = t_г - t_н$ — разность температур газовоздушной смеси и наружного воздуха.

Нагретые и сильно нагретые газовоздушные потоки, как правило, характерны для технологических выбросов. Чем выше разность температур Δt, тем при прочих равных условиях больше разность плотностей наружного и удаляемого воздуха, подъемная сила и скорость струи и выше подъем выбросов над устьем источника. Это положительно сказывается на рассеивании вредных веществ в атмосфере.

Слабо нагретые, изотермические и охлажденные выбросы могут попадать в окружающую атмосферу через неплотности в технологическом оборудовании, из помещений с кондиционированным воздухом и других источников. Изотермические и охлажденные выбросы, попадая в атмосферу, опускаются на крышу здания или территорию заводской площадки, интенсивно увеличивая концентрацию в ней вредных веществ. Аналогичная картина наблюдается и при выбросе в атмосферу газовоздушных смесей с газами (парами), имеющими плотность бо́льшую, чем плотность воздуха.

В зависимости от продолжительности выброса вредных веществ в атмосферу различают: постоянно действующие источники с равномерным или неравномерным массовым расходом; периодически действующие источники; залповые выбросы, когда за короткое время в атмосферу удаляются значительные количества паровых или газовых вредных веществ (например, при продувках технологического оборудования).

По степени нейтрализации выбросы могут быть подразделены на централизованные, объединяющие выбросы различного или однотипного технологического оборудования; децентрализованные выбросы, для которых характерно наличие выбросов из каждого отдельного агрегата или машины. К последним относятся также утечки вредных веществ через неплотности в оборудовании и воздуховодах, выбросы через фонари и выделение из открытых емкостей, находящихся на территории предприятия.

6.9. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ В АТМОСФЕРЕ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ НИЗКИХ ИСТОЧНИКОВ

Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере заключается в определении их максимальной концентрации в приземном слое воздуха на заводской площадке $C_м$ и, если их содержание превышает уровень ПДК, то проводятся мероприятия по снижению $C_м$. В качестве таких мероприятий могут быть: проектирование вытяжных шахт необходимой высоты и диаметра, правильный выбор места их расположения, сооружение различного типа очистных сооружений и т. д.

Для анализа факторов, влияющих на закономерности осаждения пылевых и других видов газовых и паровых вредных веществ, воспользуемся уравнением Стокса, устанавливающим зависимость между силой сопротивления среды при осаждении в ней мелких взвешенных частиц R и скоростью их осаждения v,

$$R = 3\pi d\mu v. \tag{6.11}$$

При равенстве силы сопротивления среды и массовой силы, действующей на частицу шаровой формы, последняя будет находиться во взвешенном состоянии. Это условие можно представить в виде $R = mg$ или $3\pi d\mu v = (\pi d^3/6)(\rho_м - \rho)$. Таким образом, получаем выведенное в гл. 3 выражение для скорости витания частицы [см. (3.63)]

$$v_{вит} = \frac{(\rho_м - \rho)\, d^2 g}{18\mu}, \tag{6.12}$$

где $(\rho_м - \rho)$ — разность плотностей взвешенных частиц и воздуха; d — диаметр частиц; μ — динамический коэффициент вязкости воздуха.

При скоростях газовоздушной смеси v, меньших $v_{вит}$, будет наблюдаться осаждение частиц взвеси из воздушного потока; если $v > v_{вит}$, то частицы будут уноситься потоком, причем эти процессы происходят тем интенсивнее, чем больше разность в скоростях газовоздушного потока и витания.

Из уравнений (6.11) и (6.12) следует, что для снижения концентрации вредных веществ на заводской площадке и рассеяния их в атмосфере, следует иметь большие скорости в устье источника, меньшие диаметры частиц взвеси и меньшие разности плотностей взвешенного вещества в воздухе. Рост температуры удаляемой газовоздушной среды, с одной стороны, увеличивает располагаемое давление при естественной тяге $(\rho_н - \rho)$ и приводит к некоторому росту вязкости воздуха μ, но с другой — при постоянной плотности взвешенного вещества несколько растет разность $(\rho_м - \rho)$, что отрицательно сказывается на процессе рассеивания вредных примесей.

Для процессов очистки газовоздушных смесей путем осаждения взвесей следует стремиться к меньшим скоростям движения потока смеси, иметь большие размеры частиц взвеси и их плотность (эти способы очистки путем осаждения нашли широкое применение в пылеосадочных и лабиринтных камерах, циклонах и других типах пылеуловителей [24]).

Максимальная концентрация вредных веществ (кг/м^3) в приземном слое на заводской площадке при выбросе из низких затененных источников определяется по уравнению, которое может быть получено методом размерностей,

$$C_м = kM/(v_в H_{зд}^2), \tag{6.13}$$

где M — количество выбрасываемого вещества, кг/с; $v_в$ — скорость ветра в невозмущенном потоке, м/с; k — эмпирический коэффициент, зависящий от размеров здания и соотношения высот факела загрязненного воздуха и устья трубы, т. е. $k = k_l k_h$.

Согласно экспериментальным данным [9, 33],

$$k_h = 2{,}0e^{-0{,}61\bar{h}_э^2}. \qquad (6.14)$$

Здесь $\bar{h}_э$ — относительная эффективная величина превышения факела газовоздушной смеси, выходящей из трубы, над зданием

$$\bar{h}_э = \frac{h_{тр} - H_{зд} + \Delta h}{H_{зд}},$$

где $h_{тр}$ — высота трубы над уровнем земли; Δh — превышение факела над устьем трубы.

Уравнение (6.14) справедливо при $\bar{h}_э < 1{,}2$. Величина Δh определяется коэффициентом, зависящим от степени турбулентности атмосферного потока α, диаметром устья трубы D, скоростью ветра $v_в$, полем скоростей над зданием, обдуваемым ветром и зависящим от относительной высоты устья факела $\bar{h}$, скоростью потока газовоздушной смеси w и рассчитывается по формуле

$$\Delta h = \frac{\alpha D w}{\varphi v_в}.$$

Заметим, что в этом уравнении отсутствует сомножитель, учитывающий изменение высоты подъема факела от температуры удаляемой газовоздушной смеси. Для вентиляционных выбросов это оправдано, так как разность температур $(t - t_н)$, как правило, невелика.

Коэффициент α изменяется в диапазоне $\alpha = 1{,}5 \div 1{,}9$, причем меньшие значения соответствуют большей степени турбулентности атмосферы: при $v_в = 2$ м/с — $\alpha = 1{,}9$; при $v_в = 4$ м/с — $\alpha \approx \approx 1{,}5$. Значения φ для $\bar{h} = (h_{тр} - H_{зд})/H_{зд}$ приведены ниже:

$\bar{h}$	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,2
φ	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,4

Экспериментально полученные значения коэффициентов k_l и $k_ф$ в зависимости от относительной длины здания $l/H_{зд}$ приведены ниже. Если удаление вредных веществ в атмосферу осуществляется через аэрационные фонари, то вместо коэффициента k_l при расчете $C_м$ вводится коэффициент $k_ф$:

$l/H_{зд}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	1,0
k_l	1,2	1,3	1,15	1,0	0,8	0,65	0,5	0,35	0,28	0,23
$k_ф$	—	0,9	1,0	1,15	1,3	1,45	1,65	1,8	2,1	2,2

Таким образом, с учетом приведенных уравнений, выражение (6.13) можно привести к виду:

$$C_м = \frac{2{,}0 k_l M e^{-0{,}61\,(\bar{h} + \alpha D w/\varphi v_в H_{зд})^2}}{v_в H_{зд}^2}. \qquad (6.15)$$

Продифференцировав уравнение (6.15) по скорости ветра и приравняв его первую производную нулю, найдем выражение для расчета опасной скорости ветра, при которой в приземном слое атмо-

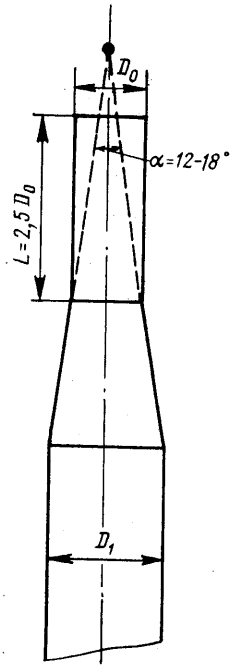


Рис. 6.24. Факельный выброс

сферы на заводской площадке будет наблюдаться максимальная концентрация вредных веществ. Приняв $\alpha = 1{,}9$, получим

$$v_{\text{в. оп}} = \frac{3{,}8Dw}{\varphi H_{\text{зд}}}\left(\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}\right)^{-1}. \quad (6.16)$$

Следовательно, опасная скорость увеличивается с ростом диаметра трубы, через которую осуществляется выброс воздуха с вредными примесями и увеличением вертикальной составляющей скорости выхода смеси из устья w. С ростом $H_{\text{зд}}$ значение опасной скорости снижается, однако с увеличением отношения $(h_{\text{тр}} - H_{\text{зд}})/H_{\text{тр}}$, возрастает.

Объединяя уравнения (6.15) и (6.16), имеем

$$C_{\text{м}} = \frac{0{,}53M\varphi k_l\left(\sqrt{\bar{h}^2 + 3{,}3} - \bar{h}\right)}{Dw H_{\text{зд}} e^{0{,}15\left(\sqrt{\bar{h}^2+3{,}3}+\bar{h}\right)^2}}. \quad (6.17)$$

Анализ полученного уравнения показывает, что при установке зонтов над трубами концентрация вредных веществ в приземном слое атмосферы значительно увеличивается. Действительно, если на вытяжной трубе установлен зонт, то вертикальную составляющую скорости удаляемой газовоздушной смеси w можно считать близкой к нулю. Из уравнения (6.16) получаем, что $v_{\text{в оп}} \approx 0$, а из выражения (6.17) имеем $C_{\text{м}} \to \infty$, поэтому установка зонтов не рекомендуется, как правило, устраивают факельные выбросы (рис. 6.24). Скорость выхода газовоздушной смеси из них выше, чем для обычных вытяжных труб с зонтом (СНиП II—33—75). Факельные выбросы организуют обычно в тех местностях, где скорость ветра $v_{\text{в}}$ обычно невелика.

Скорость выхода газовоздушной смеси из трубы w влияет на концентрацию только при $v_{\text{в}} \leqslant 2$ м/с; при $v_{\text{в}} > 5$ м/с скорость w практически уже не сказывается на изменении $C_{\text{м}}$. Отмеченные особенности хорошо иллюстрируются результатами расчета, приведенными в виде графиков $C_{\text{м}} = f(v_{\text{в}})$ на рис. 6.25.

В настоящем разделе проанализирован лишь случай рассеивания вредных примесей из низкого точечного источника, расположенного над узким отдельно стоящим зданием.

Методика расчета концентраций вредных примесей при удалении их из высоких источников регламентирована «Указаниями по расчету рассеивания в атмосфере выбросов предприятий (СН 369—74)».

Пример 6.6. Определить максимальную концентрацию окиси углерода у воздухозаборных шахт системы механической вентиляции, расположенных на наветренной стороне отдельно стоящего здания. Размеры здания: длина $l = 54$ м, ширина $b = 30$ м, высота $H_{\text{зд}} = 12$ м. Выброс газовоздушной смеси в количестве $L = 32\,000$ м^3/ч осуществляется через трубу $l_{\text{тр}} = 15$ м, диаметром $D = 800$ мм, расположенную с наветренной стороны здания.

Концентрация окиси углерода в выбрасываемом воздухе $C_{CO_2} = 5$ мг/м³. Расчетная скорость ветра, принимая по рекомендации Главного санитарно-эпидемиологического управления Министерства здравоохранения СССР, $v_в = 1$ м/с.

Решение. Отношение $b/H_{зд} = 30/12 = 2,5$. При $b/H_{зд} = 2,5$ здание считается узким. Определим высоту источника рассеивания газовых примесей. Минимальная высота устья, при которой источник выброса считается высоким, определяется выражением

$$H_н = 2,5H_{зд} = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ м}.$$

Высота устья источника газовыделения $h_{тр} = H_{зд} + l_{тр} = 2,7$ м; так как $h_{тр} < H_н$, то источник считается низким и выбросы загрязняют зону аэродинамической тени (циркуляционную зону). Протяженность этой зоны составляет примерно $(6 \div 7) H_{зд}$, т. е. порядка 70÷80 м. Количество выбрасываемого вредного вещества

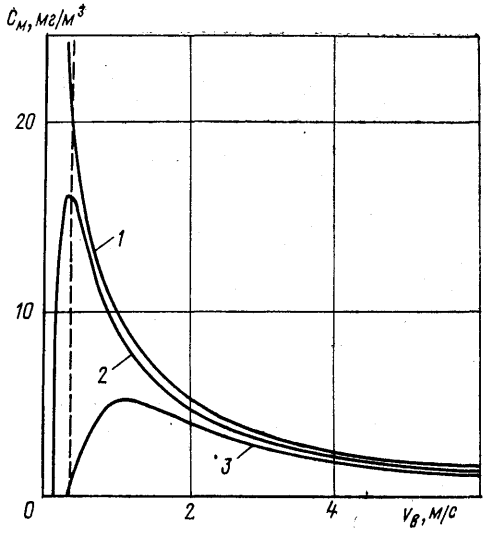


Рис. 6.25. Зависимость максимальной концентрации вредных веществ в приземном слое от скорости ветра:
1 — $w \approx 0$ м/с; *2* — $w = 5$ м/с; *3* — $w = 49$ м/с

$$M = LC_{CO_2}/3600 = 32\,000 \cdot 5/3600 = 44,4 \text{ мг/с}.$$

Скорость газовоздушной смеси в устье трубы

$$w = \frac{L}{3600F_{тр}} = \frac{4 \cdot 32\,000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,8^2} = 17,7 \text{ м/с}.$$

Высота подъема газовоздушной струи над устьем трубы

$$\Delta h = \alpha D w / \varphi v_в.$$

При $v_в = 1$ м/с $\alpha = 1,9$. Значение φ находим в зависимости от $\bar{h}$:

$$\bar{h} = (h_{тр} - H_{зд})/H_{зд} = (27 - 12)/12 = 1,25;$$

$$\varphi = 1,4; \ \Delta h = 1,9 \cdot 0,8 \cdot 17,7/1,4 \cdot 1 = 19,2 \text{ м}.$$

Относительная эффективная высота подъема струи над зданием

$$\bar{h}_э = \frac{h_{тр} - H_{зд} + \Delta h}{H_{зд}} = \frac{27 - 12 + 19,2}{12} = 2,85 \text{ м}.$$

Рассчитываем коэффициент k_h, зависящий от высоты подъема газовоздушной смеси над зданием,

$$k_{\bar{h}} = 2,0e^{-0,61\bar{h}_э^2} = 2,0e^{-0,61 \cdot 2,85^2} = 0,0141.$$

Определяем коэффициент k_l. Отношение $l/H_{зд} = 54/12 = 4,5$ м; находим $k_l = 0,9$. Определим максимальную концентрацию окиси углерода в зоне аэродинамической тени по формуле (6.13)

$$C_м = k_l k_h M/\left(v_в H_{зд}^2\right) = \frac{0,9 \cdot 0,0141 \cdot 44,4}{1 \cdot 12^2} = 0,0039 \text{ мг/м}^3.$$

Допустимая концентрация окиси углерода в воздухе, поступающем внутрь помещения, не должна превышать 30 % от предельно допустимых концентраций в рабочей зоне. Согласно табл. 6.6 $C_{ПДК} = 20$ мг/м³. Таким образом, $C_{прит.\,доп} = 0{,}3 \times 20 = 6$ мг/м³. Максимальная концентрация CO в приточном воздухе меньше $C_{прит.\,доп}$, поэтому в данном случае воздухозаборные шахты могут быть расположены в зоне аэродинамической тени.

Пример 6.7. Для условий примера 6.6 определить концентрацию окиси углерода в зоне воздухозаборных шахт, если газовоздушная смесь выбрасывается через аэрационный фонарь длиной, равной длине здания, и расположенный на расстоянии 10 м от заветренной стороны здания.

Решение. В отличие от условий предыдущей задачи данный источник выделения вредных веществ может быть принят линейным. Для низкого линейного источника вредных веществ узкого, отдельно стоящего здания максимальная концентрация в зоне аэродинамической тени определяется уравнением [24]:

$$C = \frac{2Mk}{v_в l H_{зд}},$$

где K — коэффициент, учитывающий влияние возвышения устья источника на уровень загрязнения (при выбросе вредных веществ в зону аэродинамической тени $K = 1$); l — длина здания.

Фонарь расположен в зоне аэродинамической тени ($b = 30$ м, $b/H_{зд} = 30/12 = 2{,}5$). Рассчитываем концентрацию

$$C = \frac{2 \cdot 44{,}4 \cdot 1}{1 \cdot 54 \cdot 12} = 0{,}14 \text{ мг/м}^3.$$

Эпюры скоростей представлены на рис. 6.3.

Таким образом, максимальная концентрация вредных веществ не превышает допустимых значений $C_{прит.\,доп} = 6$ мг/м³. В противном случае потребовалось бы изменить место расположения воздухозабора или предусмотреть мероприятия по очистке удаляемой газовоздушной смеси.

Пример 6.8. Определить минимальную высоту одиночной трубы, при выбросе из которой смеси воздуха и сернистого ангидрида концентрация вредного вещества в приземном слое на заводской площадке не превысит максимально допустимого значения.

Расход газовоздушной смеси $L = 20\,000$ м³/ч, концентрация сернистого ангидрида в выбрасываемой смеси $C_{выб} = 2$ мг/м³. Диаметр трубы $D = 900$ мм. Фоновая концентрация сернистого ангидрида у поверхности земли в данной местности по данным санитарно-эпидемиологической службы — 0,3 мг/м³.

Решение. Из табл. 6.6 находим предельно допустимую концентрацию сернистого ангидрида в приземном слое на заводской площадке $C_{ПДК\,з.\,п} = 3$ мг/м³.

Максимальная концентрация выбрасываемых вредностей с учетом фоновой составит

$$C_{max} = C_{ПДК\ з.\ п} - C_{фон} = 3 - 0{,}3 = 2{,}7 \text{ мг/м}^3.$$

Рассчитываем количество выбрасываемых вредных веществ в секунду

$$M = \frac{LC_{выб}}{3600} = \frac{20\,000 \cdot 2}{3600} = 11{,}1 \text{ мг/с}.$$

По данным [7] максимальная концентрация вредных веществ у поверхности земли при выбросе через одиночную трубу может быть определена по уравнению

$$C_{max} = \frac{235M}{v_в H^2},$$

где H — эффективная высота выброса вредных веществ.

Из предыдущего выражения находим

$$H = \sqrt{\frac{235M}{v_в C_{max}}} = \sqrt{\frac{235 \cdot 11{,}1}{1 \cdot 2{,}7}} = 31{,}1 \text{ м}.$$

Превышение газовоздушной струи над устьем трубы вычисляется по формуле

$$\Delta h = \frac{\alpha D w}{\varphi v_в}$$

(для одиночной трубы $h = 0$ и $\varphi = 0{,}8$).

При расчетной скорости ветра $v_в = 1$ м/с степень турбулентности атмосферного воздуха $\alpha = 1{,}9$.

Скорость выхода газовоздушной струи из устья трубы

$$w = \frac{4 \cdot 20\,000}{3{,}14 \cdot (0{,}9)^2 \cdot 3600} = 8{,}7 \text{ м/с},$$

тогда

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 0{,}6 \cdot 8{,}7}{0{,}8 \cdot 1} = 12{,}4 \text{ м};$$

и необходимая высота трубы определяется выражением

$$H_{тр} = H - \Delta h = 31{,}1 - 12{,}4 = 18{,}7 \text{ м}.$$

Глава 7. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Под классификацией вентиляторов будем понимать распределение их по группам, разрядам и классам.

Классификация вентиляторов производится по назначению, принципу действия, компоновочной схеме, создаваемому давлению и т. п.

Под назначением понимается целевая направленность системы, включающей вентиляторную установку. Довольно трудно перечислить все возможные практические случаи применения вентиляторов, поэтому ограничимся перечислением наиболее известных областей применения: в системах вентиляции и кондиционирования воздуха; в печах использующих дутье; пылеочистке и пневмотранспорте; в теплообменных аппаратах воздушного охлаждения; в приборах бытовой техники.

Наиболее широко в качестве вентиляторов используются так называемые «лопастные нагнетатели» (в отличие от объемных и струйных). В лопастных вентиляторах энергия вращающегося колеса преобразуется в потенциальную и кинетическую, которая сообщается перемещаемой среде. Лопастные вентиляторы в соответствии с направлением движения воздуха в нем могут быть подразделены на радиальные (центробежные), диаметральные, осевые.

В радиальных вентиляторах поток воздуха движется от оси колеса по радиусу и покидает корпус вентилятора через специально организованное отверстие (нагнетательный патрубок). В диаметральных вентиляторах поток воздуха входит в боковое отверстие кожуха, проходит по диаметру рабочего колеса и покидает кожух через второе боковое отверстие кожуха. В осевых вентиляторах поток движется по направлению к оси вала рабочего колеса.

По создаваемому давлению вентиляторы подразделяются на низкого ($p < 981$ Н/м^2), среднего ($981 < p < 2943$ Н/м^2) и высокого ($2943 < p < 11772$ Н/м^2) давления.

По характеру перемещаемой среды вентиляторы могут быть подразделены на: общего назначения, для перемещения газообразной среды с плотностью $\rho = 1{,}2$ кг/м^3, воздуха и смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества, применяемых в вентиляторах, не выше агрессивности воздуха; с температурой до 80 °С, не содержащих мелких веществ, волокнистых материалов, а также пыли и других твердых примесей в количествах более 100 мг/м^3; взрывобезопасные; коррозионно-стойкие и др.

7.1. ТИПЫ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В промышленности наиболее широко применяются вентиляторы радиальные (центробежные) общего назначения (ГОСТ 5976—73). На рис. 7.1 изображена схема радиального (центробежного) вентилятора, основными элементами которого являются улитообразный кожух *1*, рабочее колесо *6* с валом *2*. Рабочее колесо собирается из сплошного переднего *3* и заднего *4* с отверстием дисков, между которыми укрепляется некоторое число лопаток. Кожух *1* имеет нагнетательный *7* и всасывающий *5* патрубки. Воздух, входящий в межлопастное пространство, закручивается при силовом взаимодействии с вращающимся колесом. При этом возникает центробежная сила, направленная по радиусу от внутренней окружности колеса к наружной. Форма корпуса, предложенная Осборном Рейнольдсом, обеспечивает сбор воздуха и его подачу через патрубок в сеть.

Усовершенствованным типом радиального (центробежного) вентилятора является его прямоточный вариант (рис. 7.2, *а*), в котором поток воздуха под действием той же центробежной силы проходит в радиальном направлении в межлопаточном пространстве, попадает в кольцевой корпус и нагнетается через выпускное окно, расположенное по периметру корпуса. Корпус вентилятора может выполнять роль лопаточного радиально-осевого спрямляющего аппарата, в котором часть динамического давления преобразуется в статическое. Одним из преимуществ такого типа вентиляторов является возможность размещения электродвигателя внутри кожуха, что приводит к улучшению его шумовых характеристик. Изготовление таких вентиляторов несколько сложнее, чем обычных. Однако представляется, что такие вентиляторы должны найти применение в кондиционерах (исходя из их компоновочных возможностей и организации потоков).

В дисковых вентиляторах (рис. 7.2, *б*) для транспортировки воздуха используется эффект «прилипания жидкости» к обтекаемой твердой поверхности. Рабочее колесо дискового вентилятора представляет собой набор гладких параллельно расположенных дисков, между которыми образуются узкие каналы. Воздух поступает в вентилятор через центральный входной коллектор и под действием сил трения при вращении колеса транспортируется за счет центробежных сил радиально в междисковых каналах, получая ускорение в тангенциальном направлении. Частицы газа движутся по спиральным траекториям и

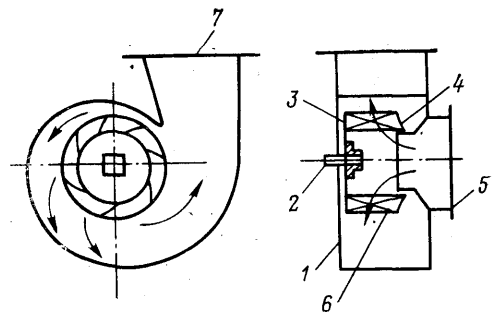


Рис. 7.1. Радиальный (центробежный) вентилятор:

1 — кожух; *2* — вал; *3* — передний диск; *4* — задний диск; *5* — всасывающий патрубок; *6* — рабочее колесо; *7* — нагнетательный патрубок

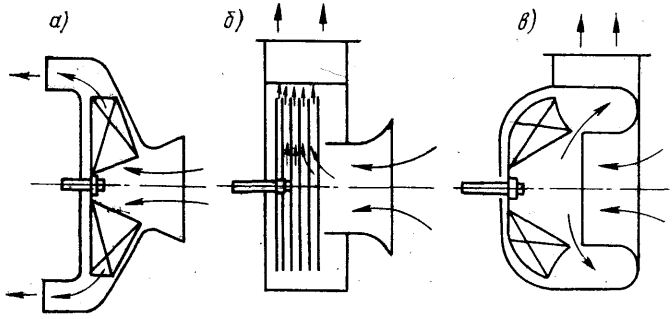


Рис. 7.2. Конструктивные решения радиальных вентиляторов: *а* **— вихревого;** *б* **— дискового;** *в* **— смерчевого**

покидают колесо с увеличенной энергией, что обусловливает возникновение полезного перепада на входе и выходе из вентилятора. Дисковые вентиляторы эффективнее используются при больших скоростях вращения, однако в настоящее время эффективность этих вентиляторов низка. Такие вентиляторы малошумны, что предопределяет их применение в кондиционерах.

В радиальных смерчевых вентиляторах (рис. 7.2, *в*) перед вращающимся колесом возникает интенсивное вихревое движение (смерч) в центральной и периферийной частях которого возникает полезный перепад давлений, являющийся побудителем движения воздуха. Воздух проходит, минуя рабочее колесо, которое является лишь побудителем смерча, именно поэтому они успешно применяются в качестве пылевых вентиляторов.

7.2. ТИПЫ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В осевых вентиляторах воздух не изменяет направления движения. В принципе такие вентиляторы выполняются с цилиндрическим кожухом или без кожуха вообще. В последнем случае вентиляторы принято называть пропеллерными. Для уменьшения потерь,

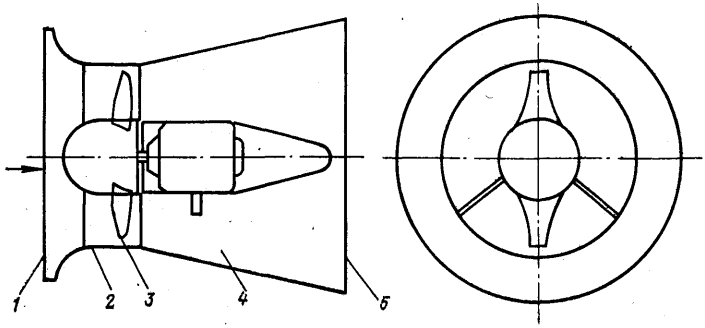


Рис. 7.3. Осевой вентилятор обычного исполнения:
1 — входной патрубок; *2* — цилиндрический кожух; *3* — рабочее колесо; *4* — диффузор; *5* — выходное отверстие

связанных с ударными явлениями потока на входе, часто устанавливают направляющие аппараты. Осевой вентилятор обычного исполнения представляет собой лопаточное (лопастное) колесо *3*, расположенное в цилиндрическом кожухе *2* (рис. 7.3). Воздух поступает через входной патрубок *1* и за счет взаимодействия с лопатками перемещается в осевом направлении, при этом давление его увеличивается, через диффузор *4* поступает в выходной патрубок *5*. Колесо осевого вентилятора представляет собой втулку, на которой крепятся лопатки, профиль и технология изготовления которых могут быть различными.

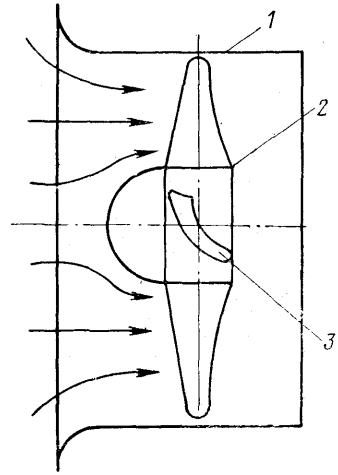


Рис. 7.4. Принципиальная схема осевого вентилятора:
1 — кожух; *2* — втулка; *3* — лопатка

Теория лопатки осевого вентилятора (рис. 7.4) в основном адекватна теории крыла самолета (рис. 7.5). Под влиянием набегающего потока на крыло будут действовать подъемная сила $F_{под}$ и сила лобового сопротивления $F_{лоб.\,сопр}$. При вращении рабочего колеса вентилятора условно называемая в этом случае подъемная сила, будет порождать тяговую силу потока воздуха. Согласно [8] осевые вентиляторы могут быть подразделены на вентиляторы: одноступенчатые и многоступенчатые обычных схем; встречного вращения; с меридиональным ускорением; реверсивные; малошумные. Наиболее распространенная кинематическая схема вентилятора встречного вращения состоит из двух последовательно установленных рабочих колес противоположного вращения. Рабочие колеса венти-

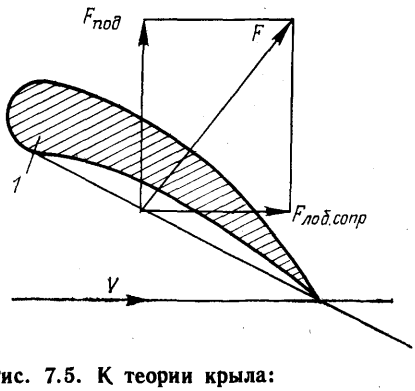


Рис. 7.5. К теории крыла:
1 — лопатка рабочего колеса

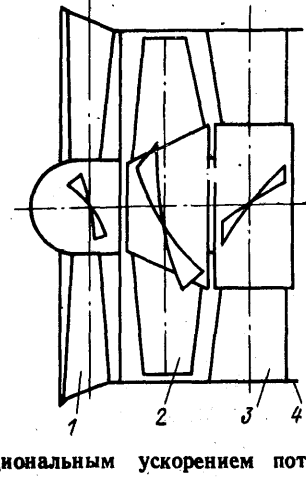


Рис. 7.6. Схема вентилятора ОВ-51 с меридиональным ускорением потока:
1 — *ВНА*; *2* — рабочее колесо; *3* — *СА*; *4* — корпус с входным коллектором

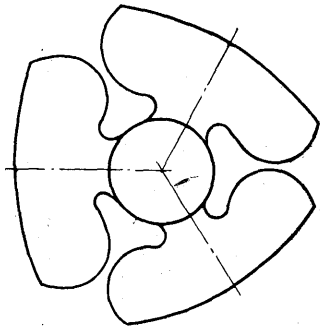


Рис. 7.7. Развертка лопаток рабочего колеса малошумного вентилятора

лятора могут иметь поворотные лопатки и с индивидуальными приводами, что позволяет гибко регулировать его производительность изменением угла установки лопаток и частот вращения колес. Особенностью этого способа регулирования является весьма глубокое изменение давления развиваемого вентилятором при постоянной производительности с сохранением высокого КПД.

Вентиляторы с меридиональным ускорением потока отличаются от обычных осевых вентиляторов увеличеной осевой составляющей скорости потока в их проточной части, что способствует уменьшению градиента статического давления и исключению возможности возникновения отрывных явлений, высоким КПД. Ускорение потока в меридиональной плоскости рабочего колеса происходит из-за конусного исполнения его втулки на входе при цилиндрическом корпусе вентилятора (эффект конфузора). На рис. 7.6 показана схема такого вентилятора с входным направляющим (ВНА) и спрямляющим аппаратами (СА).

В некоторых вентиляторных установках требуется изменение направления воздушного потока, в этом случае применяются реверсивные вентиляторы (чаще всего реверс осуществляется изменением направления вращения колеса на обратное). При этом к форме лопаток принимаются меры по улучшению их реверсивных свойств, обеспечивающие идентичность характеристик при обоих направлениях потока воздуха. В тех случаях, когда к установке предъявляются повышенные акустические требования, находят применение малошумные осевые вентиляторы с малым числом очень широких лопаток (рис. 7.7). Такого типа вентиляторами комплектуют торговые холодильные установки. Для улучшения аэродинамических характеристик лопатки размещают на цилиндрической втулке с обтекателем.

Пропеллерный вентилятор представляет собой двухлопастное колесо, как правило, устанавливаемое без кожуха, лопасти в сечении имеют форму крыла. Такие вентиляторы развивают небольшие давления при больших объемах перемещаемого воздуха.

7.3. ТИПЫ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Диаметральный вентилятор (рис. 7.8) имеет рабочее колесо с лопатками типа «беличьего», помещенное в коленообразный кожух. Иногда в центральной части вентилятора располагают специальный направляющий аппарат, способствующий правильной организации входящего потока воздуха. При вращении колеса вокруг него образуется эксцентричное вихревое поле, а у наружной половины круговой решетки возникает разрежение, что и обусловливает

ток воздуха в поперечном (диаметральном) направлении. Изменение производительности вентилятора достигается изменением ширины колеса, при неизменном давлении и КПД. Особенности организации входа и выхода воздуха в этих вентиляторах позволяют в ряде случаев удачно решать компоновку кондиционеров и других установок. Диаметральные вентиляторы имеют невысокую экономичность, повышенный уровень шума и в ряде случаев отличаются неустойчивой работой. Однако при правильной конфигурации кожуха и направляющего аппарата, обеспечивающих создание центра вихря вблизи входных кромок лопаток, может быть достигнуто понижение уровня шума. В целом же диаметральные вентиляторы по компоновочным возможностям следует считать перспективными.

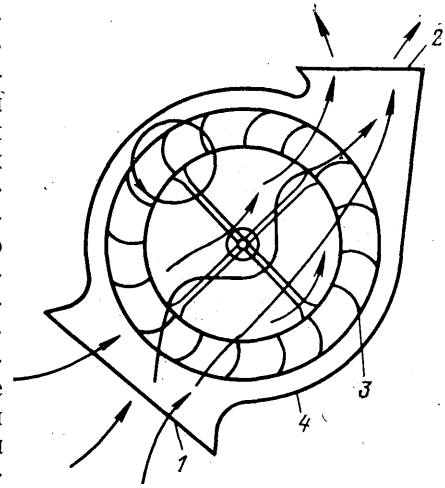


Рис. 7.8. Диаметральный вентилятор:
1 — входное отверстие; *2* — выходное отверстие; *3* — рабочее колесо; *4* — корпус

7.4. СРАВНЕНИЕ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В общем случае работа вентилятора оценивается по полному p и статическому $p_{ст}$ давлению, развиваемому им, и потребляемой мощности N. Эффективность вентилятора может быть оценена полным η и статическим $\eta_{ст}$ КПД, которые определяются следующими уравнениями:

$$\eta = \frac{Lp}{N1000}; \qquad \eta_{ст} = \frac{Lp_{ст}}{N1000},$$

где L — объемная производительность вентилятора, м^3/с.

Иногда оказывается более удобным сравнивать вентиляторы одного или разных видов по безразмерным коэффициентам: производительности $\bar{L} = L/F_2u_2$; давлению $\bar{p} = p/\rho u_2^2$; мощности $\bar{N} = N/\rho u_2^3 F_2 \cdot 1000$, где $u_2 = 0{,}5D_2\omega = \pi D_2 n/60$ — окружная скорость колеса по концам лопаток; ω — угловая скорость; $F_2 = \pi D_2^2/4$ — площадь проекции колеса на плоскость по концам лопаток.

За характерный размер при этом принимают диаметр рабочего колеса D_2. Кроме того, в литературе введены критерии быстроходности $n_у$ и габаритности $D_у$ [27]:

$$n_у = 82\bar{L}^{1/2}\bar{p}^{-3/4}; \qquad D_у = 0{,}67\bar{L}^{-1/2}\bar{p}^{1/4}.$$

Параметры $n_у$ и $D_у$ очень удобны при сравнении вентиляторов разных типов и выборе оптимального типа вентилятора, обеспечи-

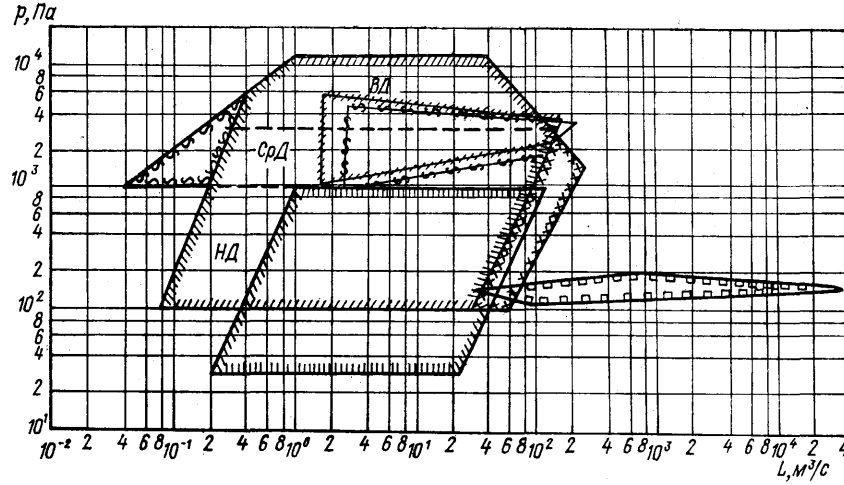


Рис. 7.9. Области применения различных вентиляторов:

— осевых одноступенчатых ($\eta_{max} = 0{,}68 \div 0{,}8$); — специальных осевых (для градирен); — радиальных (общего назначения одностороннего всасывания); — радиальных (одностороннего всасывания при $n = 3000$ об/мин); — радиальных двустороннего всасывания; — дутьевых вентиляторов (типа ВД); — дымососов (типа Д)

вающего заданные значения производительности и давления. Значения n_y меняются от нуля (при $L = 0$) до бесконечности (при $p = 0$), а для D_y — от бесконечности до нуля. Каждому типу вентилятора свойственен некоторый диапазон значений n_y и D_y.

Ниже приведены ориентировочные значения критериев быстроходности для некоторых вентиляторов:

Вентиляторы:	Быстроходность
радиальные высокого давления	10÷30
радиальные низкого и среднего давления с лопатками колес:	
загнутыми вперед	30÷60
загнутыми назад	50÷80
радиальные двустороннего всасывания	80÷120
дисковые	более 80
осевые для повышенных давлений со спрямляющими аппаратами	120÷200
осевые с листовыми крученными лопатками	200÷400

На рис. 7.9 в координатах p, L нанесены области применения некоторых вентиляторов общего назначения и специальных. Для радиальных (центробежных) вентиляторов область применения довольно широка и в сравнении с осевыми она смещается влево и вверх. Дутьевые вентиляторы и дымососы, используемые в тяжелой про-

мышленности, в основном относятся к вентиляторам среднего и высокого давления. Для вентиляторных градирен обычно используются специальные осевые отсасывающие или нагнетательные вентиляторы. Они имеют большую производительность при незначительных давлениях и значительно легче радиальных вентиляторов. Имеется большое количество вентиляторов малой производительности, работающих по рассмотренным выше принципам, однако области их предпочтительного применения еще недостаточно обоснованы. Применение их обусловливается целевыми назначениями установки, компоновочными решениями, требованиями по шуму, вибрации и т. п.

Вентиляторные установки часто предназначаются для перемещения газов, содержащих значительное количество взвешенных твердых частиц, вызывающих износ деталей и коррозию. Например, в таких условиях работают дымососы котлов, вентиляторы цементных производств, огнеупорной промышленности и т. п. В этих случаях применяют специальные вентиляторы, с малой частотой вращения и относительно большими диаметрами колес. В судостроительной и авиационной промышленности часто предъявляются повышенные требования к габаритным характеристикам вентиляторов. Поэтому в судовых и авиационных системах нашли применение высокооборотные вентиляторы из легких сплавов со встроенными двигателями. Определенные требования к воздушной среде некоторых производственных помещений, обслуживаемых вентиляторными установками, обусловили появление различных исполнений вентиляторов, например: радиальных из нержавеющей стали, пылевых, пылезащищенных, из алюминиевых сплавов с повышенной защитой от искрообразования, взрывозащитных коррозионно-стойких, коррозионно-стойких из титановых сплавов или пластмассовых, осевых из разнородных металлов с повышенной защитой от искрообразования, крышных.

Из всего разнообразия вентиляторов для более глубокого изучения остановимся на рассмотрении радиальных (центробежных) и осевых вентиляторов общего назначения, поскольку в настоящее время они широко применяются в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Глава 8. РАДИАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Радиальными (центробежными) вентиляторами называются гидравлические машины с рабочим органом в виде колеса с лопатками, предназначенные для перемещения воздуха или иных газов с плотностью $\rho = 1{,}2$ кг/м^3 при потерях давления в сети не более 15 000 Па. Радиальные вентиляторы широко используются во всех отраслях народного хозяйства для вентиляции, воздушного отопления, кондиционирования зданий и сооружений. Они применяются также для осуществления целого ряда технологических процессов: сушки различных материалов, охлаждения воды в вентиляторных градирнях.

Вентиляторы относятся к весьма энергоемкому оборудованию; в нашей стране, например, на привод вентиляторов расходуется до 10 % всей вырабатываемой электроэнергии. Поэтому особое внимание придается вопросам повышения их КПД, улучшению технических и эксплуатационных характеристик, расширению номенклатуры выпускаемых машин.

Первый центробежный вентилятор, ставший прототипом современных, был изобретен в 1832 г. русским инженером А. А. Саблуковым и внедрен вначале для вентиляции котельной, затем и для вентиляции Чигирского рудника на Алтае. Вентилятор обслуживал вентиляционную сеть длиной около 100 м, был изготовлен из тонких досок, имел двустороннее всасывание, рабочее колесо его состояло из четырех лопастей. При размерах вентилятора: диаметре 4,8 м и ширине 1,8 м его производительность составила примерно 2000 м^3/ч (0,56 м^3/с). В 1834 г. генерал Шильдер применил вентилятор Саблукова на подводной лодке.

Обширные исследования вентиляторов в нашей стране начались после победы Великого Октября. Создание Центрального аэрогидродинамического института (ЦАГИ), основоположником которого стал Н. Е. Жуковский, дало новый импульс развитию аэродинамики центробежных вентиляторов. Значительный вклад в исследования, разработку методов расчета и улучшение характеристик вентиляторов внесли ближайший ученик Н. Е. Жуковского — К. А. Ушаков, видные советские ученые А. П. Герман, Г. М. Еланчик, В. И. Поликовский, Г. Ф. Проскура, М. М. Федоров и многие другие. Ими выполнены фундаментальные теоретические и экспериментальные исследования, позволившие уточнить методику расчета вентиляторов, улучшить их эксплуатационные характеристики, усовершенствовать аэродинамические схемы. Дальнейшее развитие эти исследования получили в трудах Центрального котлотурбинного института

им. И. И. Ползунова, института горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова и ряда других институтов и организаций. Были разработаны новые аэродинамические схемы вентиляторов, что позволило повысить их КПД до 85—90 %.

В настоящее время перед учеными и специалистами в области вентиляторостроения стоят задачи расширения номенклатуры выпускаемых вентиляторов, улучшения их акустических характеристик, увеличения допустимых окружных скоростей рабочих колес, обеспечения устойчивости работы вентиляторов в сложных вентиляционных сетях при переменных режимах, разработки новых совершенных аэродинамических схем.

8.1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Аэродинамическая схема центробежного вентилятора представлена на рис. 7.1. Основными элементами радиального (центробежного) вентилятора являются: спиральный корпус *1* (кожух или улитка), внутри которого помещается рабочее колесо (ротор) *3* с лопатками *4*, входной патрубок *5* и выходное отверстие *7*.

Спиральный корпус с выходным отверстием сваривается обычно из листовой стали и предназначен для подачи воздуха в определенном направлении и частичного преобразования динамического давления потока воздуха в статическое давление. Улитки вентиляторов большой производительности устанавливаются на собственных опорах, малой производительности — на литых чугунных или сварных стальных станинах.

Назначение рабочего колеса — передавать энергию привода вентилятора перемещаемому воздуху. Рабочее колесо обычно состоит из переднего *3* и заднего *2* дисков (рис. 8.1), между которыми с определенным шагом нормально к плоскости заднего диска устанавливаются лопатки *1*. С помощью ступицы *4* колесо закрепляется на валу *5*. Рабочие колеса полуоткрытого типа не имеют переднего диска. Задний диск, как правило, изготавливают плоским, передний — или плоским, или коническим. Материал рабочих колес — листовая сталь, в некоторых типах вентиляторов пластмасса или чугунное литье.

Крепление лопаток к диску осуществляется с помощью сварки

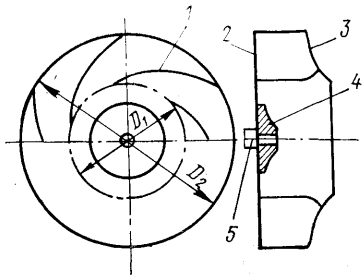


Рис. 8.1. Рабочее колесо радиального вентилятора:

1 — лопатки; *2* — задний диск; *3* — передний диск; *4* — ступица; *5* — вал

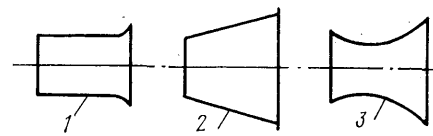


Рис. 8.2. Форма входных патрубков:

1 — цилиндрическая; *2* — коническая; *3* — тороидальная

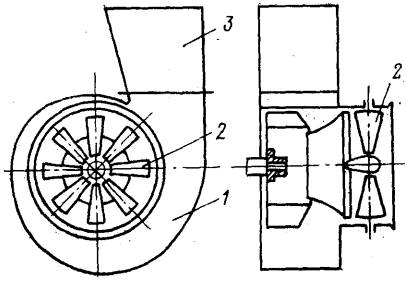


Рис. 8.3. Вентиляторная установка:
1 — радиальный вентилятор; *2* — осевой направляющий аппарат; *3* — диффузор

или заклепок. Рабочие колеса изготавливаются трех модификаций: с лопатками, загнутыми вперед, радиальными лопатками и загнутыми назад.

Входной патрубок предназначен для подачи перемещаемого воздуха к рабочему колесу. Он осесимметричен с валом и может иметь цилиндрическую (*1*), коническую (*2*), тороидальную (*3*) (рис. 8.2) или более сложную комбинированную — форму.

Вентиляторная установка может комплектоваться направляющим аппаратом *2* (рис. 8.3) и диффузором *3*. Направляющий аппарат осевого типа устанавливается во входном патрубке вентилятора. Он предназначен для подачи воздуха к рабочему колесу с определенной скоростью и под определенным углом, что позволяет регулировать режимы работы вентилятора. Диффузор устанавливается за выходным отверстием вентилятора и служит для дальнейшего преобразования кинетической энергии потока, выходящего из спирального корпуса, в потенциальную — энергию давления.

8.2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основными параметрами, характеризующими работу вентилятора, являются: производительность, давление, развиваемое вентилятором, или его напор; мощность и КПД. Количество газа, подаваемого вентилятором в единицу времени, называется производительностью вентилятора. Различают объемную L (м³/с) и массовую M (кг/с) производительности. Между ними существует простое соотношение

$$M = L\rho, \qquad (8.1)$$

где ρ — плотность воздуха (газа), кг/м³.

Для стандартных условий [за стандартные условия приняты следующие: температура воздуха $T_0 = 293$ К ($t_0 = 20$ °С), барометрическое давление $B_0 = 0{,}1014$ МПа и относительная влажность воздуха $\varphi_0 = 0{,}5$] плотность атмосферного воздуха $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м³.

Изменение влажности воздуха незначительно сказывается на его плотности. Для воздуха с $t = 20$ °С уменьшение плотности при увеличении относительной влажности φ от 0 до 1 не превышает 10 %.

Нужно отметить, что для обычных радиальных вентиляторов развиваемые ими давления незначительно отличаются от атмосферного, поэтому, как правило, пересчет плотности не требуется.

Полное давление, создаваемое вентилятором, p Па, может быть определено по уравнению Бернулли

$$p = p_{п2} - p_{п1} = (p_{ст\,2} - p_{ст\,1}) + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g\rho(z_2 - z_1), \qquad (8.2)$$

где $p_{ст2}$, $p_{ст1}$, c_2, c_1, z_2, z_1 — соответственно статические давления, абсолютные скорости и отметки высот на выходе из вентилятора и на его входе.

Учитывая, что последнее слагаемое уравнения (8.2) мало в сравнении с остальными, им в расчетах обычно пренебрегают.

Энергия, передаваемая воздуху, подводится от электродвигателя вентилятора. Мощность, потребляемая электродвигателем $N_э$, определяется полезной мощностью, подводимой к перемещаемому воздуху, и КПД вентиляторной установки $\eta_у$, который зависит от типа и конструкции вентилятора и его привода, режима работы и целого ряда других факторов:

$$N_э = N_п/\eta_у. \tag{8.3}$$

Полезная мощность вентилятора $N_п$ определяется соотношением

$$N_п = pL/1000. \tag{8.4}$$

КПД вентилятора — отношение полезной мощности к мощности, подводимой к рабочему колесу вентилятора,

$$\eta = N_п/N = pL/1000N. \tag{8.5}$$

Проанализируем основные закономерности течения воздуха в каналах, образованных лопатками рабочего колеса радиального вентилятора, и выведем уравнение для расчета теоретического давления, развиваемого вентилятором. Следует отметить, что характер взаимодействия потока перемещаемого воздуха с лопатками рабочего колеса чрезвычайно сложен.

Часть энергии, передаваемой рабочим колесом воздуху, расходуется на образование вихрей, на трение воздуха о стенки межлопаточных каналов, расслоение потока и т. д. Учет всех этих факторов делает задачу определения давления, развиваемого рабочим колесом, практически неразрешимой. Поэтому для упрощения вводят следующие допущения: перемещаемый воздух полагается идеальной жидкостью, т. е. движущейся без трения; течение воздуха — установившееся, безотрывное; плотность перемещаемого воздуха полагается постоянной; число лопаток рабочего колеса стремится к бесконечности, а их толщина — бесконечно мала. С учетом всех этих допущений можно рассматривать движение воздуха в межлопаточных каналах как плоское, одномерное течение элементарной струйки газа.

Отметим, что замена сложного объемного течения в каналах рабочего колеса плоскостным движением ведет к определенной погрешности в расчете действительных характеристик вентилятора.

Во входном патрубке радиального вентилятора (рис. 8.4) течение воздуха осесимметрично и средняя скорость расхода c определяется уравнением

$$c = 4L/(\pi D_0^2).$$

На входе в межлопаточные каналы рабочего колеса абсолютная скорость газа c_1, т. е. скорость потока относительно неподвижных

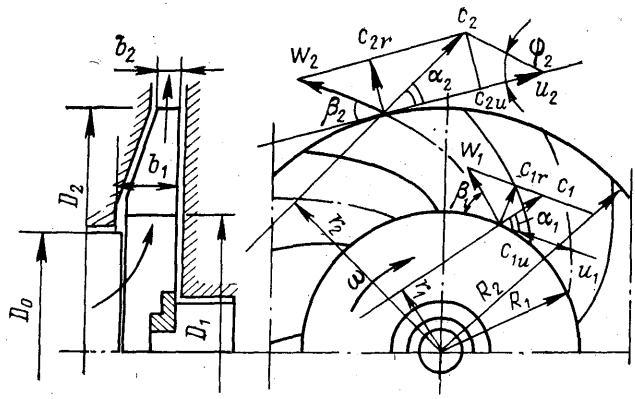


Рис. 8.4. Схема движения воздуха в рабочем колесе радиального вентилятора

координат, при отсутствии направляющего аппарата равна

$$c_1 = c_{1r} = L/(\pi D_1 b_1), \tag{8.6}$$

где c_{1r} — проекция абсолютной скорости c_1 на радиус.

Здесь не учитывается из-за ее малости осевая составляющая, обусловленная отклонением потока от осевого направления и его поворотом. В случае установки направляющего аппарата происходит дополнительная закрутка потока и тогда $c_1 \neq c_{1r}$.

Перемещаясь вдоль межлопаточных каналов, воздух получает энергию, передаваемую рабочим колесом, в результате чего его абсолютная скорость изменяется от величины c_1 на входе в канал до c_2 на выходе. Абсолютную скорость c можно разложить по правилу параллелограмма на относительную w и окружную (переносную) u составляющие.

Относительная скорость w — это скорость движения потока относительно вращающегося рабочего колеса, вектор ее направлен по касательной к лопатке в данной точке в сторону перемещения газа, т. е. при принятом допущении о бесконечно большом числе лопаток вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости u направлен по касательной к окружности в данной точке в сторону вращения рабочего колеса и определяется известным соотношением

$$u = \omega R = \pi D n/60 = \pi R n/30, \tag{8.7}$$

где ω — угловая скорость, рад/с (1/с); D и R — соответственно диаметр и радиус колеса в рассматриваемой точке.

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α, вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости — другой характерный угол β, определяющий конфигурацию лопатки.

Пусть секундный объемный расход воздуха через рабочее колесо L; плотность его ρ, тогда массовый расход определяется как произведение ρL; количество движения соответственно на входе и выходе из

межлопаточных каналов — $c_1\rho L$ и $c_2\rho L$, а моменты количеств движения — $c_1\rho L r_1$ и $c_2\rho L r_2$ (рис. 8.4).

Изменение момента количества движения потока в рабочем колесе можно выразить формулой

$$M_{т\infty} = \rho L\,(c_2 r_2 - c_1 r_1). \tag{8.8}$$

Подстрочные индексы т∞ указывают на то, что это изменение теоретического момента количества движения при бесконечном числе лопаток. Действительный момент, прикладываемый к валу рабочего колеса, будет больше теоретического на величину потерь на трение вала в подшипниках, трение рабочего колеса о воздух и т. д.

Принимая во внимание, что $r_1 = R_1 \cos\alpha_1$; $r_2 = R_2 \cos\alpha_2$, перепишем уравнение (8.8) в виде

$$M_{т\infty} = \rho L\,(R_2 c_2 \cos\alpha_2 - R_1 c_1 \cos\alpha_1). \tag{8.9}$$

Обозначая $c_1 \cos\alpha_1 = c_{1u}$ и $c_2 \cos\alpha_2 = c_{2u}$, имеем

$$M_{т\infty} = \rho L\,(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}). \tag{8.10}$$

Мощность, подводимая к рабочему колесу для вращения его с угловой скоростью ω,

$$N_{т\infty} = M_{т\infty}\omega. \tag{8.11}$$

С другой стороны,

$$N_{т\infty} = L p_{т\infty}, \tag{8.12}$$

где $p_{т\infty}$ — теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом центробежного вентилятора с бесконечным числом лопаток.

Приравнивая уравнения (8.12) и (8.11) и учитывая (8.10), получаем

$$M_{т\infty}\omega = \rho L\,(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u})\,\omega = L p_{т\infty}$$

или

$$p_{т\infty} = \rho\,(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u})\,\omega \tag{8.13}$$

и с учетом уравнения (8.7) окончательно имеем

$$p_{т\infty} = \rho\,(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \tag{8.14}$$

Это уравнение было впервые выведено академиком Российской Академии наук Леонардом Эйлером в 1755 г. и называется его именем.

Уравнение Эйлера может быть получено и иным способом. Для полноты изложения целесообразно привести и его. Из треугольника скоростей (рис. 8.4), согласно теореме косинусов, имеем:

$$\left.\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos\alpha_1; \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos\alpha_2. \end{aligned}\right\} \tag{8.15}$$

При движении воздуха без потерь в межлопаточном канале рабочего колеса увеличение полного давления определяется суммой приращений статического и динамического давлений на входе в канал и выходе из него уравнением (8.2) при $z_1 = z_2$:

$$p_{т\infty} = (p_{ст\,2} - p_{ст\,1}) + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2). \tag{8.16}$$

Изменение статического давления будет происходить как за счет центробежных сил, так и за счет изменения относительной скорости воздуха в расширяющемся по радиусу межлопаточном канале рабочего колеса (диффузорный эффект). Таким образом, первое слагаемое уравнения (8.16) можно представить в виде

$$p_{ст\,2} - p_{ст\,1} = p_{ст.\,ц} + p_{ст.\,д}. \tag{8.17}$$

Определим давление, обусловленное центробежными силами, учитывая, что центробежная сила перекачиваемой в секунду массы газа m, равна

$$F = mr\omega^2.$$

Секундная работа этой системы (энергия) при движении газа по межлопаточному каналу определится уравнением

$$L = \int_{r_1}^{r_2} mr\omega^2\,dr. \tag{8.18}$$

Учитывая, что давление есть энергия, отнесенная к единице объема, а масса, отнесенная к единичному объему есть плотность газа, из уравнения (8.18) имеем

$$p_{ст.\,ц} = \int_{r_1}^{r_2} \rho\omega^2 r\,dr. \tag{8.19}$$

Поскольку влиянием сжимаемости воздуха при движении его в рабочих колесах радиальных вентиляторов можно пренебречь, то $\rho = \text{const}$. Проинтегрировав уравнение (8.19), получаем

$$p_{ст.\,ц} = (\rho/2)\left(\omega_2^2 r_2^2 - \omega_1^2 r_1^2\right)$$

и с учетом (8.7)

$$p_{ст.\,ц} = (\rho/2)\left(u_2^2 - u_1^2\right). \tag{8.20}$$

Изменение статического давления, обусловленное диффузорным эффектом, определится из уравнения

$$p_{ст.\,д} = (\rho/2)\left(w_1^2 - w_2^2\right). \tag{8.21}$$

С учетом уравнений (8.20) и (8.21) выражение (8.16) примет вид

$$p_{т\infty} = (\rho/2)\left(u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2 + c_2^2 - c_1^2\right). \tag{8.22}$$

Заменяя величины w_1 и w_2 согласно (8.15), получаем

$$p_{т\infty} = \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2 + c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1 - c_2^2 - u_2^2 + 2c_2u_2\cos\alpha_2 + \right.$$

$$\left. + c_2^2 - c_1^2\right) = \rho\left(c_2u_2\cos\alpha_2 - c_1u_1\cos\alpha_1\right) = \rho\left(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}\right).$$

Полученное выражение полностью идентично уравнению (8.14).

В случае, когда вентилятор не имеет специального направляющего аппарата, вектор осредненной абсолютной скорости на входе в рабочее колесо направлен радиально $c_1 = c_{1r}$; $c_{1u} = 0$ и уравнение Эйлера упрощается до вида

$$p_{т\infty} = \rho u_2 c_{2u}. \tag{8.23}$$

Введем понятие коэффициента теоретического давления $\bar{p}_т = p_{т\infty}/(\rho u_2^2)$, откуда

$$p_{т\infty} = \rho \bar{p}_т u_2^2. \tag{8.24}$$

Сравнивая (8.23) и (8.24), имеем

$$\bar{p}_т = c_{2u}/u_2.$$

Теоретическое давление $\bar{p}_т$ называют также безразмерным закручиванием потока. Как следует из уравнения (8.24), теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом вентилятора с бесконечно большим числом лопаток, пропорционально плотности перемещаемого газа, безразмерному закручиванию и квадрату окружной скорости на внешней окружности колеса. Последний сомножитель определяется производительностью и назначением вентилятора, а также прочностными характеристиками элементов рабочего колеса при $u = \text{idem}$. Величина безразмерного закручивания зависит от окружной скорости u_2, расхода воздуха и геометрических характеристик рабочего колеса вентилятора.

8.3. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ДАВЛЕНИЕ, РАЗВИВАЕМОЕ ВЕНТИЛЯТОРОМ

У лопаток ротора (рис. 8.5) угол между направлениями относительной и окружной скоростей на входе воздуха в межлопаточный канал рабочего колеса β_1 одинаков и меньше 90°. На рисунке в целях упрощения угол α_1 принят равным 90°. Рассмотрим подробнее влияние угла β_2 на теоретическое давление вентилятора.

Из треугольника скоростей (рис. 8.5, позиция *1*) имеем:

$$u_2 - c_{2u} = c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{8.25}$$

Перепишем уравнение (8.23) с учетом (8.25)

$$p_{т\infty} = \rho (u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \tag{8.26}$$

Отношение радиальной (расходной) скорости воздуха c_{2r} к окружной u_2 — это безразмерная величина, называемая коэффициентом расхода φ.

Очевидны соотношения

$$\varphi = \frac{c_{2r}}{u_2} = c_{2r}\left(\frac{\pi D_2^2}{4}\right) \Big/ \left[u_2 \left(\frac{\pi D_2^2}{4}\right)\right] = L \Big/ \left[u_2 \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)\right]. \tag{8.27}$$

Уравнение (8.26) с учетом (8.24) и (8.27) примет вид

$$\bar{p}_т = 1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{8.28}$$

Рассмотрим теперь, как изменяются составляющие полного теоретического давления — величины статического и динамического давления.

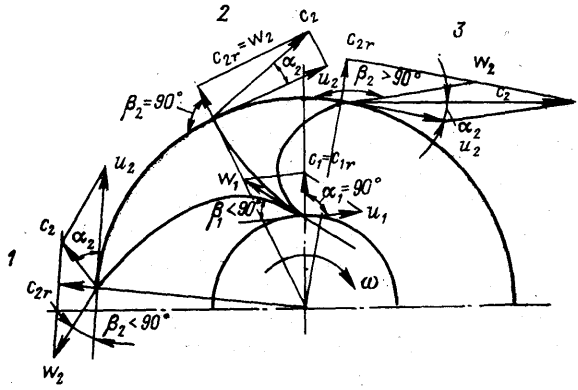


Рис. 8.5. Треугольники скоростей для рабочих колес с лопатками:

1 — загнутыми назад; *2* — радиальными; *3* — загнутыми вперед

Теоретическое динамическое (скоростное) давление, развиваемое рабочим колесом вентилятора,

$$(p_{\text{дин}})_\text{т} = \rho\,(c_2^2 - c_1^2)/2.$$

Предположим для простоты анализа, что вектор абсолютной скорости на входе в рабочее колесо направлен по радиусу, а радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе воздуха из межлопаточных каналов c_{2r} равна абсолютной скорости на входе c_1, тогда

$$(p_{\text{дин}})_\text{т} = \rho\,(c_2^2 - c_{2r}^2)/2.$$

Из треугольника скоростей (рис. 8.5) имеем

$$c_2^2 = c_{2r}^2 + c_{2u}^2 = c_{2r}^2 + (u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2)^2;$$

с учетом этого, последнее выражение перепишем в виде

$$(p_{\text{дин}})_\text{т} = \rho\,(u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2)^2/2;$$

или в безразмерной форме

$$(\bar{p}_{\text{дин}})_\text{т} = \frac{(p_{\text{дин}})_\text{т}}{\rho u_2^2} = (1 - \varphi\operatorname{ctg}\beta_2)^2/2. \qquad (8.29)$$

Статическое давление, развиваемое рабочим колесом,

$$(p_{\text{ст}})_\text{т} = p_{\text{т}\infty} - (p_{\text{дин}})_\text{т} = \rho u_2 c_{2u} - \rho\,(u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2)^2/2.$$

С учетом уравнения (8.25) после несложных преобразований получаем

$$(p_{\text{ст}})_\text{т} = \rho\,(u_2^2 - c_{2r}^2\operatorname{ctg}^2\beta_2)/2$$

или в безразмерном виде

$$(\bar{p}_{\text{ст}})_\text{т} = \frac{(p_{\text{ст}})_\text{т}}{\rho u_2^2} = [1 - (\varphi\operatorname{ctg}\beta_2)^2]/2. \qquad (8.30)$$

Графики зависимости коэффициента теоретического давления и его составляющих от угла выхода лопаток β_2 представлены на рис. 8.6. Анализ графиков свидетельствует о том, что с увеличением угла β_2 коэффициент теоретического давления возрастает. Нулевое значение $\bar{p}$ соответствует величине $\beta_2 = \text{arctg}\ (u_2/c_{2r})$, при этом становятся равными нулю $(\bar{p}_{ст})_т$ и $(p_{дин})_т$. С увеличением β_2 безразмерное статическое давление растет, достигая своего максимума, равного 0,5 при $\beta_2 = 90°$, затем снова уменьшается до нуля при $\beta_2 = \text{arctg}\ (-u_2/c_{2r})$. В этом случае вся подведенная к колесу энергия расходуется на повышение кинетической энергии воздуха. Теоретическое скоростное давление с увеличением β_2 непрерывно возрастает, достигая максимума при $\beta_2 = \text{arctg}\ (-u_2/c_{2r})$.

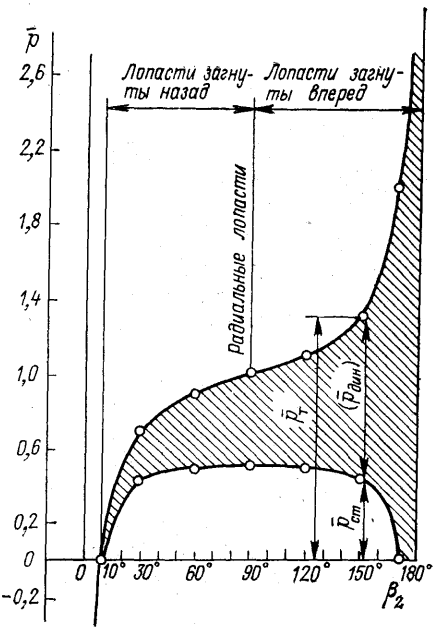


Рис. 8.6. Зависимость коэффициента теоретического давления и его составляющих от угла β_2 выхода лопаток

Таким образом, рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед, передают воздуху большее количество энергии и в ней превалирует доля скоростной энергии. Для колес с лопатками, отогнутыми назад, в развиваемом полном давлении преобладает статическое давление. Отношение теоретических статического давления к полному определяет реактивность рабочего колеса и называется степенью реактивности

$$\rho = (\bar{p}_{ст})_т/\bar{p}_т. \qquad (8.31)$$

Подставляя в последнее выражение (8.30) и (8.28) и преобразовывая, получаем

$$\rho = (1 + \varphi\ \text{ctg}\ \beta_2)/2. \qquad (8.32)$$

Как следует из анализа уравнения (8.32), для лопастей, максимально загнутых вперед, $\rho = 0$, назад — $\rho = 1$, для радиальных лопаток $\rho = 0{,}5$. Следовательно, колеса с лопатками с малой степенью реактивности имеют высокие выходные скоростные характеристики и должны иметь диффузорные устройства. Все это в комплексе резко снижает КПД машины и, как правило, КПД радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, значительно ниже, чем для машин с лопатками, загнутыми назад.

В последнее время, согласно ГОСТ 10616—73, применяют вместо коэффициента теоретического давления $\bar{p}_т$ аналогичный ему по смыслу, но численно вдвое больший коэффициент давления

$$\psi = p_{т\infty}/(\rho u_2^2/2).$$

Коэффициенты давления современных радиальных вентиляторов изменяются в пределах $\psi = 0{,}8 \div 2{,}5$, причем бóльшие величины ψ соответствуют бóльшим углам β_2. Угол β_2 в радиальных вентиляторах, применяемых в настоящее время, варьируется от 10 до 170°.

При проектировании рабочих колес вентиляторов следует иметь в виду, что применение лопаток, отогнутых вперед, при прочих равных условиях позволяет снизить габаритные и массовые характеристики вентиляторов. Однако при этом из-за значительного изгиба межлопаточных каналов и существенного увеличения скоростных параметров воздушного потока резко возрастают потери на вихреобразование и трение, что, в свою очередь, приводит к снижению КПД вентиляторов. Применение же рабочих колес с загнутыми назад лопатками позволяет повысить их КПД и улучшить акустические характеристики, хотя при этом несколько возрастают габаритные размеры и масса вентиляторов.

Для обеспечения безударного входа входные кромки лопаток радиальных вентиляторов обычно устанавливают так, чтобы угол β_1 был меньше 90°, т. е. их отгибают в направлении вращения (см. рис. 8.5). При выбранных углах β_1 и β_2 профиль лопаток должен быть плавным, лекальным. Следует стремиться к выбору профилированных объемных лопаток.

Пример 8.1. Проанализировать, как влияет угол β_2 на теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом радиального вентилятора без направляющего аппарата, если диаметр рабочего колеса $D = 800$ мм, частота вращения рабочего колеса (ротора) $n = 1450$ об/мин.

Проекция абсолютной скорости на выходе из межлопаточных каналов на радиус $c_{2r} = 9{,}0$ м/с. Количество лопаток $z \to \infty$. Угол β_2 изменяется в пределах $10° < \beta_2 < 170°$, $\rho = 1{,}2$ кг/м^3.

Решение. Из треугольников скоростей (рис. 8.5) определяем проекцию абсолютной скорости c_2 на направление окружной скорости c_{2u}

— для $\beta_2 = 10°$ (рабочее колесо с лопатками, загнутыми назад)

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2.$$

Окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}8 \cdot 1450}{60} = 60{,}71 \text{ м/с};$$

отсюда

$$c_{2u} = 60{,}71 - 9{,}0 \operatorname{ctg} 10° = 9{,}67 \text{ м/с}.$$

Теоретическое давление

$$p_{T\infty} = 1{,}2 \cdot 60{,}71 \cdot 9{,}67 = 704 \text{ Па};$$

— для $\beta_2 = 90°$ (рабочее колесо с радиальными лопатками):

$$c_{2u} = u_2 \text{ и } p_{T\infty} = 1{,}2 \cdot 60{,}71^2 = 4323 \text{ Па};$$

— для $\beta_2 = 170°$ (рабочее колесо с лопатками, загнутыми вперед):

$$c_{2u} = u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg}(180° - \beta_2) = 60{,}71 + 9{,}0 \operatorname{ctg} 10° = 111{,}75 \text{ м/с};$$

$$p_{T\infty} = 1{,}2 \cdot 60{,}71 \cdot 111{,}75 = 8141 \text{ Па}.$$

Коэффициенты давления определяются по формуле

$$\psi = p_{T\infty}/(\rho u_2^2/2)$$

и равны:

$$p_{т\infty} = 704/(1{,}2 \cdot 60{,}71^2/2) = 0{,}32 \quad \text{при} \quad \beta_2 = 10°;$$

$$p_{т\infty} = 4323/2211 = 1{,}95 \quad \text{при} \quad \beta_2 = 90°;$$

$$p_{т\infty} = 8141/2211 = 3{,}68 \quad \text{при} \quad \beta_2 = 170°.$$

Таким образом, выполненные расчеты подтверждают вывод о возрастании напора вентилятора с увеличением конструктивного угла β_2. Теоретический коэффициент давления рабочего колеса с бесконечно большим числом лопаток, согласно расчету, изменяется при увеличении угла β_2 от 10° до 170° более, чем в десять раз.

Действительный коэффициент давления, учитывающий потери давления на изгиб межлопаточных каналов, трение и вихреобразование, в том же диапазоне изменения β_2 увеличивается примерно в три раза.

8.4. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА D_1

Как следует из уравнения Эйлера (8.14), при заданных углах установки лопаток рабочего колеса на входе и выходе β_1 и β_2, его угловой скорости ω и производительности вентилятора L потери энергии определяются скоростью на входе в межлопаточные каналы c_1. Очевидно, что минимум потерь энергии на входе соответствует минимальному значению скорости c_1.

Из треугольника скоростей на входе в рабочее колесо (см. рис. 8.5) имеем

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 w_1 \cos\beta_1. \tag{8.33}$$

Из этого уравнения видно, что для известного значения окружной скорости u_1 скорость c_1 определяется значением w_1 (при заданном β_1). Взяв производную функции c_1^2 по w_1 и приравняв ее нулю, получим значение w_1, при котором c_1 имеет минимум

$$\frac{d}{dw_1}(c_1^2) = 2w_1 - 2u_1 \cos\beta_1 = 0;$$

откуда

$$w_1 = u_1 \cos\beta_1. \tag{8.34}$$

Решая совместно (8.34) и (8.33), получаем

$$c_{1\,\min}^2 = u_1^2 + u_1^2 \cos^2\beta_1 - 2u_1^2 \cos^2\beta_2 = u_1^2(1 - \cos^2\beta_1).$$

Учитывая, что

$$\sin^2\beta_1 + \cos^2\beta_1 = 1,$$

подставляем последнее уравнение в предыдущее и, преобразовывая, имеем окончательно

$$c_{1\,\min} = u_1 \sin\beta_1. \tag{8.35}$$

При соблюдении этого условия вентилятор будет иметь минимальные потери на удар на входе в рабочее колесо.

Из треугольника скоростей

$$c_{1r} = w_1 \sin\beta_1.$$

С учетом (8.34) последнее выражение приобретает вид

$$c_{1r\,опт} = u_1 \sin\beta_1 \cos\beta_1 = u\,(\sin 2\beta_1/2),$$

где $c_{1r\,\text{опт}}$ — оптимальное значение проекции абсолютной скорости на радиус, при которой потери на удар при входе минимальны, а КПД рабочего колеса — максимален.

Объемную производительность ротора

$$L_{\text{опт}} = \frac{\pi D_1^2}{4}(c_{1r})_{\text{опт}} = \frac{\pi D_1^2}{4}\frac{u_1}{2}\sin 2\beta_1,$$

соответствующую этому режиму, принимая во внимание (8.7), преобразуем в выражение

$$L_{\text{опт}} = \frac{\pi D_1^2}{4}\frac{\pi D_1 n}{60}\frac{\sin 2\beta_1}{2} = 2{,}06\cdot 10^{-2} D_1^3 n \sin 2\beta_1,\ \text{м}^3/\text{с}. \qquad (8.36)$$

Отсюда оптимальный диаметр D_1 рабочего колеса

$$D_{1\,\text{опт}} = 3{,}65\sqrt[3]{\frac{L}{n\sin 2\beta_1}}. \qquad (8.37)$$

Приведенные зависимости позволяют рассчитывать оптимальную производительность вентилятора при заданных D_1, n и β_1 или оптимальный диаметр D_1, если заданы L, n, β_1.

Из (8.37) следует, что наивыгоднейший, с точки зрения минимизации потерь на входе, диаметр D_1 будет при $\sin 2\beta_1 = 1$, т. е. при $\beta_1 = 45°$. Результаты анализа хорошо согласуются с опытными данными.

Учитывая, что $\omega = \pi n/30$, уравнение (8.37) может быть представлено в виде

$$D_{1\,\text{опт}} = 1{,}72\sqrt[3]{\frac{L}{\omega\sin 2\beta_1}}.$$

С целью снижения потерь на удар на входе в межлопаточный канал угол β_1 выбирается равным $\beta_1 = 40 \div 80°$, тогда последнее уравнение можно представить в виде, который предложил в свое время ЦАГИ

$$D_{1\,\text{опт}} = k\sqrt[3]{L/\omega},$$

где k рекомендуется принимать равным 1,6—1,8, причем меньшие значения относятся к вентиляторам с лопатками, загнутыми вперед, бо́льшие — назад.

Геометрическая интерпретация оптимальных скоростей c_1 и w_1 на входе в рабочее колесо, соответствующая уравнениям (8.34) и (8.35), т. е. условиям оптимальных потерь на входе в каналы рабочего колеса, приведена на рис. 8.7. Из рисунка следует, что при заданной окружной скорости u_1 и принятом угле β_1 путем геометрических построений можно найти значения c_1 и w_1, которые соответствуют условиям наивыгоднейшей работы рабочего колеса.

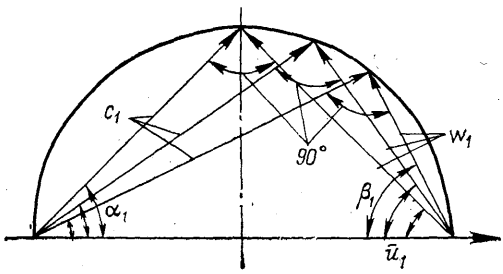


Рис. 8.7. К выбору оптимальных скоростей на входе в рабочее колесо

Пример 8.2. Определить оптимальный диаметр входного патрубка вентилятора и внутренний диаметр рабочего колеса радиального вентилятора, имеющего производительность $L = 12\,000$ м³/ч при числе оборотов $n = 1450$ об/мин, угол $\beta_1 = 25°$.

Решение: Согласно (8.37), определим диаметр:

$$D_{1\,\text{опт}} = 3{,}65\sqrt[3]{\frac{12\,000}{3600 \cdot 1450 \sin 50°}} = 0{,}526 \text{ м}.$$

Пример 8.3. Определить, как изменится оптимальный диаметр $D_{1\text{опт}}$ ротора радиального вентилятора, если для условий примера 8.2:

а) число оборотов рабочего колеса вентилятора увеличить до $n = 2900$ об/мин;

б) увеличить угол β_1 до $\beta_1 = 75°$.

Решение. Определим диаметр для а:

$$D_{1\,\text{опт}} = 3{,}65\sqrt[3]{\frac{12\,000}{3600 \cdot 2900 \sin 50°}} = 0{,}418 \text{ м};$$

для б:

$$D_{1\,\text{опт}} = 3{,}65\sqrt[3]{\frac{12\,000}{3600 \cdot 1450 \sin 150°}} = 0{,}607 \text{ м}.$$

Анализируя полученные результаты, приходим к выводу, что оптимальный диаметр ротора $D_{1\,\text{опт}}$ снижается с ростом частоты вращения ротора и уменьшением угла β_1.

Пример 8.4. Рассчитать наивыгоднейшую (с точки зрения снижения потерь на входе) производительность радиального вентилятора, не имеющего на входе специального направляющего аппарата, если частота вращения ротора $n = 1420$ об/мин, внутренний диаметр ротора $D_1 = 530$ мм, угол $\beta_1 = 40°$.

Решение. Согласно (8.36),

$$L_{\text{опт}} = \frac{\pi D_1^2}{4}\frac{u_1}{2}\sin 2\beta_1 = 2{,}06 \cdot 10^{-2} D_1^3 n \sin 2\beta_1 = 2{,}06 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}53^3 \cdot 1420 \sin 80° =$$

$$= 4{,}29 \text{ м}^3/\text{с} = 15\,400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

8.5. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ КОНЕЧНОГО ЧИСЛА ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В рабочих колесах реальных вентиляторов число лопаток — конечная величина, поэтому уравнение Эйлера, выведенное для идеализированного случая бесконечно большого числа лопаток, требует некоторой корректировки. Действительно, реальная картина течения газа в межлопаточном канале не полностью соответствует принятой в допущениях. В колесе с конечным числом лопаток линии тока воздуха не совпадают с профилем межлопаточных каналов, картина течения осложняется появлением циркуляционных течений, обусловленных вращением ротора и разностью давлений по обе стороны канала (рис. 8.8). Наблюдается отставание (скос) потока на выходе из межлопаточных каналов, при этом вектор

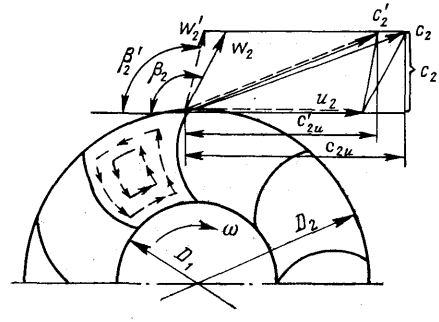


Рис. 8.8. Схема вихря во вращающемся колесе

относительной скорости w_2' не совпадает с касательной к лопатке на выходе и отклоняется в сторону, обратную направлению вращения ротора. Угол β_2 уменьшается; это, как следует из уравнения Эйлера, сказывается на изменении давления, развиваемого рабочим колесом вентилятора, поскольку проекция скорости c_{2u} снижается и становится равной c_{2u}'. Это уменьшение может быть учтено полуэмпирической формулой К. Пфлейдерера

$$c_{2u}' = Pc_{2u},$$

где c_{2u} — тангенциальная компонента абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса с бесконечным числом лопаток; из треугольника скоростей (рис. 8.8) $c_{2u} = u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2$;

c_{2u}' — то же, для конечного числа лопаток.

Значение поправки P определяется зависимостью

$$P = \left\{1 + \frac{1{,}2\,(1+\sin\beta_2)}{z\,[1-(D_1/D_2)^2]}\right\}^{-1},$$

где z — число лопаток рабочего колеса.

Угол β_2', по данным ЦАГИ, можно определить по уравнению

$$\cos\beta_2' = \cos\beta_2 + k\frac{c_{2u}}{zu_2}, \qquad (8.38)$$

где коэффициент k определяется типом лопаток, режимом работы и отношением диаметров D_2/D_1.

В расчетном режиме при отношении диаметров $D_2/D_1 = 1{,}5 \div 2{,}5$ принимают $k = 1{,}5 \div 2$ для колес с лопатками, загнутыми назад; $k = 3$ — с радиальными лопатками; $k = 3 \div 4$ — для колес с лопатками, загнутыми вперед.

Определив β_2', можно учесть влияние конечного числа лопаток на давление вентилятора, используя уравнения:

$$c_{2u}' = u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2';$$

$$p_{тz} = \rho\,(u_2c_{2u}' - u_1c_{1u}). \qquad (8.39)$$

Заметим, что отставание потока повлечет за собой изменение c_2' и угла α_2 в соответствии с уравнениями:

$$c_2' = \sqrt{u_2^2 + w_2'^2 - 2u_2w_2'\cos\beta_2'}$$

и

$$\cos\alpha_2' = c_{2u}'/c_2'.$$

Выбор числа лопаток z следует производить так, чтобы обеспечить максимальный КПД рабочего колеса. При этом нужно учитывать, что при малом числе лопаток появляются зоны циркуляционного (вихревого) течения и отрыва потока, что является источником дополнительных потерь. Если число лопаток велико, то растут потери на трение в межлопаточных каналах вследствие увеличения поверхности трения. Число лопаток рабочего колеса определяют из соотношения

$$z = \pi(D_1 + D_2)/2t,$$

где t — шаг лопаток по средней окружности рабочего колеса, который рекомендуется выбирать, соблюдая условие $t \leqslant (D_2 - D_1)/2$.

Для удобства технологии изготовления колес (облегчения их разметки) следует принимать z, ближайшее к следующим числам: 6, 8, 12, 16, 18, 24, 32, 48, 64.

Ширину рабочего колеса на входе потока b_1 выбирают из условия, чтобы скорость на входе в ротор c_0 была близка к скорости на входе в межлопаточные каналы c_1, т. е.

$$c_0 = 4L/(\pi D_0^2 \mu_0) \quad \text{и} \quad c_1 = L/(\pi D_1 b_1 \mu_1)$$

(здесь μ_0, μ_1 — коэффициенты расхода), и принимая $D_0 \approx D_1$, $\mu_0 \approx \approx \mu_1$ и $c_0 \approx c_1$, получаем $b_1 = D_1/4$.

В действительности коэффициенты расхода на входе газа в межлопаточные каналы μ_1 и в ротор μ_0 существенно отличаются за счет поворота потока. Приближенно принимают $\mu_1 \approx 0{,}7\mu_0$. Тогда величина b_1 определится из выражения $b_1 = kD_1/4$. По данным М. П. Калинушкина, рекомендуется принимать $k = 1{,}2 \div 2{,}5$ для колес с лопатками, загнутыми вперед, и $k = 1{,}05 \div 1{,}35$ для рабочих колес с лопатками, загнутыми назад.

Ширину колеса на выходе b_2 в целях упрощения технологии производства зачастую принимают равной b_1, однако при этом КПД вентилятора снижается на 2—3 %. Чтобы избежать этого, следует выбирать b_2 исходя из условия равенства проекций абсолютной скорости на радиус на входе в канал и выходе из него,

$$b_2 = \frac{b_1 c_1 r D_1}{c_1 r D_2} = b_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

Пример 8.5. Рассчитать, как изменится величина теоретического давления, развиваемого рабочим колесом радиального вентилятора с бесконечно большим числом лопаток, если число лопаток z уменьшить от 64 до 18 шт. Внешний диаметр ротора $D_2 = 900$ мм; отношение D_2/D_1 принять равным 1,5; частота вращения ротора $n = 1400$ об/мин; угол $\beta_2 = 30°$; угол между векторами абсолютной и окружной скоростей на выходе из рабочего колеса $\alpha_2 = 20°$. Вентилятор не имеет направляющего аппарата. Плотность воздуха $\rho = 1{,}2$ кг/м³.

Решение. Окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса

$$u_2 = \pi D_2 n/60 = 3{,}14 \cdot 0{,}9 \cdot 1400/60 = 65{,}97 \text{ м/с}.$$

При заданных величинах углов β_2 и α_2 абсолютная скорость воздуха на выходе из межлопаточных каналов рабочего колеса однозначно определяется из параллелограмма скоростей по теореме синусов (см. рис. 8.4):

$$u_2/\sin \varphi_2 = c_2/\sin \beta_2;$$

откуда

$$c_2 = u_2 \sin \beta_2/\sin (180° - \alpha_2 - \beta_2) =$$
$$= 65{,}97 \sin 30°/\sin (180° - 20° - 30°) = 43{,}06 \text{ м/с}.$$

Проекция абсолютной скорости на окружную вычисляется по формуле:

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 43{,}06 \cdot \cos 20° = 40{,}46 \text{ м/с}.$$

Теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом вентилятора без направляющего аппарата при бесконечно большом числе лопаток,

$$p_{т\infty} = \rho u_2 c_{2u} = 1{,}2 \cdot 65{,}97 \cdot 40{,}46 = 3200 \text{ Па}.$$

Определим, как изменится давление вентилятора при конечном числе лопаток. Так как в примере рассматривается вентилятор с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 < 90°$), то положим $k = 2$; и при $z = 64$ шт. найдем

$$\cos \beta_2' = \cos 30° + \frac{2 \cdot 40{,}46}{64 \cdot 65{,}97} = 0{,}866 + 0{,}019 = 0{,}885;$$

и угол $\beta_2' = 27{,}75°$.

Из параллелограмма скоростей находим проекции абсолютной скорости c_2 на радиус

$$c_{2r} = c_2 \sin \alpha_2 = 43{,}06 \sin 20° = 14{,}72 \text{ м/с}$$

и на направление окружной скорости

$$c_{2u}' = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2' = 65{,}97 - 14{,}72 \operatorname{ctg} 27{,}75 = 38 \text{ м/с}.$$

Теоретическое давление находим из уравнения (8.39):

$$p_{\text{т } z=64} = \rho u_2 c_{2u}' = 1{,}2 \cdot 65{,}97 \cdot 38 = 3010 \text{ Па};$$

при $z = 18$ шт. имеем:

$$\cos \beta_2' = \cos 30° + \frac{2 \cdot 40{,}46}{18 \cdot 65{,}97} = 0{,}866 + 0{,}068 = 0{,}934;$$

угол $\beta_2' = 20{,}91°$;

$$c_{2u}' = 65{,}97 - 14{,}72 \operatorname{ctg} 20{,}91° = 27{,}44 \text{ м/с}$$

и теоретическое давление

$$p_{\text{т } z=18} = 1{,}2 \cdot 65{,}97 \cdot 27{,}44 = 2170 \text{ Па}.$$

Таким образом, при уменьшении числа лопаток рабочего колеса z от 64 до 18 теоретическое давление, развиваемое им, снижается в 1,39 раза.

8.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ КПД РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Потери энергии в рабочем колесе вентилятора возникают за счет трения, вихреобразования, изменения направления потока, ударов на входе в межлопаточный канал и выходе из него и, по данным ЦАГИ, могут быть обобщены уравнением

$$\Delta p_{\text{р.к}} = \xi \frac{\rho w_1^2}{2}, \tag{8.40}$$

где ξ — экспериментально определяемый коэффициент сопротивления (по данным ЦАГИ $\xi = 0{,}4$ для наиболее распространенных колес радиальных вентиляторов).

С учетом потерь действительное давление, развиваемое рабочим колесом, равно $p_{\text{р.к}} = p_{\text{т}z} - \Delta p_{\text{р.к}}$ и гидравлический КПД его

$$\eta_{\text{р.к}} = \frac{p_{\text{т } z} - \Delta p_{\text{р.к}}}{p_{\text{т } z}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{р.к}}}{p_{\text{т}z}}. \tag{8.41}$$

Теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом вентилятора с конечным числом лопаток

$$p_{\text{т}z} = \rho (u_2 c_{2u}' - u_1 c_{1u}).$$

Преобразуем это выражение. Из подобия треугольников скоростей для условий оптимального режима работы ротора (см. рис. 8.7) имеем:

$$c_{1u}/c_1 = c_1/u_1 \quad \text{и} \quad c_1^2 = u_1 c_{1u},$$

но согласно (8.35) $c_1 = u_1 \sin^2 \beta_1$ и, следовательно, $u_1 c_{1u} = u_1^2 \sin^2 \beta_1$.

Подставляя это уравнение в выражение для $p_{тz}$, имеем

$$p_{тz} = \rho (u_2 c_{2u}' - u_1^2 \sin^2 \beta_1). \qquad (8.42)$$

В дальнейшем индекс «штрих» исключим, полагая, что значения абсолютной скорости c_2 и ее проекции на окружную скорость c_{2u} учитывают конечное число лопаток.

Вспомним, что $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$, и, применив теорему синусов к треугольнику скоростей на выходе из канала, найдем c_2:

$$\frac{c_2}{\sin \beta_2} = \frac{u_2}{\sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]}; \qquad c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]}.$$

Подставим полученные выражения в уравнение для теоретического давления рабочего колеса при работе с максимальным КПД

$$p_{тz} = \rho \left\{ u_2 \cos \alpha_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]} - u_1^2 \sin^2 \beta_1 \right\}. \qquad (8.43)$$

Оптимальное значение w_1 найдем из (8.34) в виде

$$w_1^2 = u_1^2 \cos^2 \beta_1. \qquad (8.44)$$

Решим теперь совместно уравнения (8.40), (8.41), (8.42), (8.43) и (8.44). Имеем

$$\eta_{р.к} = 1 - \frac{\xi}{2} \frac{u_1^2 \cos^2 \beta_1}{u_2^2 \cos \alpha_2 \dfrac{\sin \beta_2}{\sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]} - u_1^2 \sin^2 \beta_1}$$

и, учитывая очевидное соотношение $u_2/u_1 = D_2/D_1$, получаем окончательно

$$\eta_{р.к} = 1 - \frac{\xi}{2} \frac{\cos^2 \beta_1}{\left(\dfrac{D_2}{D_1}\right)^2 \cos \alpha_2 \dfrac{\sin \beta_2}{\sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]} - \sin^2 \beta_1}. \qquad (8.45)$$

Проанализируем полученное выражение. С целью снижения потерь энергии на удар при смешении потоков воздуха, выбрасываемого из межлопаточных каналов и движущегося в кожухе, угол α_2 принимают равным 8÷20°, поэтому $\cos \alpha_2$ близок к единице и в указанном интервале α_2 меняется незначительно, следовательно, при анализе влиянием α_2 можно пренебречь. Очевидно, что с увеличением угла α_2 гидравлический КПД ротора будет уменьшаться. Угол β_2 в радиальных вентиляторах изменяется в диапазоне от 10 до 170°. С уменьшением β_2 дробь $\sin \beta_2 / \sin [180° - (\alpha_2 + \beta_2)]$ уменьшается и гидравлический КПД падает. При этом, однако, снижается и величина c_{2u} и развиваемое рабочим колесом давление p. Для достижения заданного значения p необходимо компенсировать снижение c_{2u} путем увеличения u_2, что может быть достигнуто повышением отношения

D_2/D_1. Это приводит к значительному росту $\eta_{р.к}$, так как отношение D_2/D_1 входит в уравнение во второй степени.

Таким образом, в конечном счете для $p = \text{idem}$ при снижении β_2 гидравлический КПД рабочего колеса растет, т. е. КПД колес с лопатками, загнутыми назад, выше. Они имеют меньшие потери, чем колеса с лопатками, загнутыми в направлении вращения. Иначе, чем меньше угол поворота межлопаточного канала, тем меньше потери энергии воздушного потока. Примем $\beta_1 = 45°$, $\alpha_2 = 20°$, $\beta_2 = 30°$, тогда в соответствии с выражением (8.45) $\eta_{р.к} = 0{,}97$ при $D_2/D_1 = 2{,}5$ и $\eta_{р.к} = 0{,}89$ при $D_2/D_1 = 1{,}5$.

Пример 8.6. Для условий примера 8.5 рассчитать потери давления в рабочем колесе вентилятора, имеющем число лопаток $z = 18$. Конструктивный угол β_1 принять равным $\beta_2 = 42°$.

Решение. Уравнение (8.45) для КПД рабочего колеса с учетом конечного числа лопаток примет вид:

$$\eta_{р.к} = 1 - \frac{\xi}{2} \frac{\cos^2 \beta_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cos \alpha_2' \frac{\sin \beta_2'}{\sin [180° - (\alpha_2' + \beta_2')]} - \sin^2 \beta_1}.$$

Для $z = 18$ $\cos \beta_2' = 0{,}934$; $\beta_2' = 20{,}91°$; $c_{2r} = 14{,}72$ м/с; $c_{2u} = 27{,}44$ м/с (из предыдущего примера).

Из треугольника скоростей

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = c_{2r}/c_{2u}',$$

где c_{2u}' — абсолютная скорость на выходе из межлопаточного канала рабочего колеса с поправкой на конечное число лопаток. Последнее выражение позволяет рассчитать угол α_2':

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = 14{,}72/27{,}44 = 0{,}536; \qquad \alpha_2' = 28{,}21°;$$

и КПД

$$\eta_{р.к} = 1 - \frac{0{,}4}{2} \frac{\cos^2 42°}{(1{,}5)^2 \cos 28{,}21° \frac{\sin 20{,}91°}{\sin [180° - (28{,}21° + 20{,}91°)]} - \sin^2 42°} =$$

$$= 1 - \frac{0{,}4}{2} \frac{0{,}552}{(1{,}5)^2 \cdot 0{,}881 \cdot (0{,}357/0{,}756) - 0{,}448} = 0{,}774.$$

Из примера 8.5 $u_2 = 65{,}97$ м/с; $p_{тz} = 2170$ Па.

Потери давления в рабочем колесе определим по формуле (8.40):

$$\Delta p_{р.к} = 2170\,(1 - 0{,}774) = 490 \text{ Па}.$$

Действительное давление, развиваемое рабочим колесом,

$$p_{р.к} = 2170 - 490 = 1680 \text{ Па}.$$

Сопоставив полученный результат с теоретическим давлением рабочего колеса с $z = 18$ и $p_{тz} = 3200$ Па, видим, что давление в рабочем колесе снижается вдвое по сравнению с его теоретическим значением.

8.7. КОЖУХ ВЕНТИЛЯТОРА

Воздушный поток, выходящий из межлопаточных каналов рабочего колеса центробежного вентилятора, поступает в кожух. При этом происходит преобразование некоторой части скоростного напора в статическое давление. Теоретически и на практике доказано, что для обеспечения наименьших потерь энергии в кожухе скорость

воздуха должна быть постоянна на всем протяжении спиральной улитки. Поскольку из каждого межлопаточного канала воздух непрерывно поступает в кожух, то для обеспечения указанного условия необходимо проектировать кожух постоянно расширяющегося сечения. Каждый канал рабочего колеса выбрасывает одно и то же количество воздуха со скоростью c_2 и движение потока можно считать установившимся.

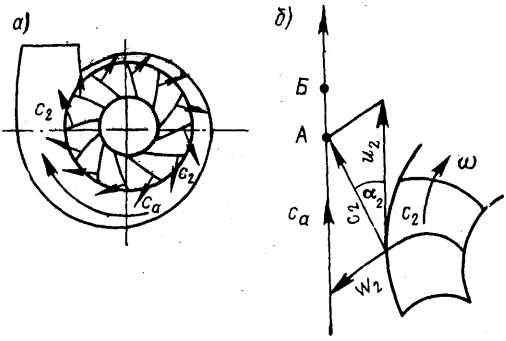


Рис. 8.9. Схема движения воздуха в спиральном кожухе: *а* — в разрезе; *б* — смешение потоков

Рассмотрим процесс смещения двух потоков воздуха: движущегося в спиральном кожухе с постоянной (по длине улитки) скоростью c_a и выбрасываемого из межлопаточных каналов с абсолютной скоростью c_2 (рис. 8.9, *а*). Выделим в улитке два сечения «*А*» и «*Б*» (рис. 8.9, *б*). Через сечение «*А*» в единицу времени выбрасывается m_2 кг газа со скоростью c_2, который смешивается с массой m_a воздуха, движущегося в кожухе со скоростью c_a. В сечении «*Б*» процесс смешения заканчивается. Энергия смешивающихся потоков в сечении «*А*» определяется по формуле:

$$E_{\text{А}} = \frac{m_a c_a^2}{2} + \frac{m_2 c_2^2}{2} + L p_{\text{А}},$$

где $L = L_a + L_2$ — объемный расход смешивающихся потоков, м^2/с; $p_{\text{А}}$ — статическое давление в сечении «*А*».

Энергия потока в сечении «*Б*» определяется по формуле:

$$E_{\text{Б}} = \frac{m_2 c_a^2}{2} + \frac{m_a c_a^2}{2} + L p_{\text{Б}},$$

где учтено условие $c_a = \text{const}$ по длине кожуха.

Потери энергии при смешении, очевидно, можно определить как

$$\Delta E_{\text{см}} = E_{\text{А}} - E_{\text{Б}} = \frac{m_2}{2}(c_2^2 - c_a^2) + L(p_{\text{А}} - p_{\text{Б}}) =$$

$$= \frac{m_2}{2}(c_2^2 - c_a^2) + c_a f (p_{\text{А}} + p_{\text{Б}}), \qquad (8.46)$$

где f — площадь сечения улитки в месте смешения.

Используем уравнение импульсов сил, действующих вдоль отрезка $АБ$ (рис. 8.9, *б*),

$$f(p_{\text{А}} - p_{\text{Б}}) = m_2 c_a - m_2 c_2 \cos\alpha_2 = m_2 (c_a - c_{2u}). \qquad (8.47)$$

Подставляя (8.47) в (8.46), имеем:

$$\Delta E_{\text{см}} = \frac{m_2}{2}\left(c_2^2 + c_a^2 - 2c_a c_{2u}\right)$$

и, учитывая, что $c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2$, окончательно получим

$$\Delta E_{\text{см}} = \frac{m_2}{2} c_{2r}^2 + \frac{m_2}{2}(c_{2u} - c_a)^2. \qquad (8.48)$$

Первое слагаемое в этом уравнении представляет собой потери, обусловленные радиальной составляющей скорости воздушного потока на выходе из межлопаточных каналов. Снижение этих потерь возможно при уменьшении значения c_{2r}, которое требует уменьшения угла α_2.

Второе слагаемое — потери на удар при смешении потоков. Снижение этих потерь возможно путем уменьшения окружной (тангенциальной) составляющей c_2, что требует применения рабочих колес с малыми углами β_2, т. е. с лопатками, загнутыми назад. Из уравнения (8.48) следует, что для обеспечения минимальных потерь, необходимо иметь как можно большую скорость потока воздуха в улитке кожуха c_a.

Кроме потерь на смешение потоков в кожухе будет иметь место диссипация энергии за счет трения, вихреобразования, поворота потока. Эти потери, как правило, также относят к скорости c_a, таким образом,

$$\Delta E_{\text{тр}} = k\frac{m_2 c_a^2}{2},$$

где k — эмпирический коэффициент учитывающий все потери на трение и местные сопротивления в кожухе (по данным ЦАГИ $k \approx \approx 0{,}3$).

Как следует из последнего выражения, с ростом c_a резко возрастают потери $\Delta E_{\text{тр}}$. Следовательно, с одной стороны, для снижения $\Delta E_{\text{см}}$ следует иметь бо́льшие значения c_a, с другой — меньшие для предотвращения роста $\Delta E_{\text{тр}}$.

Согласно исследованию ЦАГИ, оптимальное значение c_a рекомендуется определять по зависимости

$$c_{a\ \text{опт}} = \frac{c_{2u}}{1+k} = \frac{c_2 \cos\alpha_2}{1+k}.$$

При проектировании угол α_2 принимают в пределах 8—20°, поэтому

$$c_{a\ \text{опт}} \approx 0{,}74 c_2.$$

Зная значение c_a, нетрудно определить и площадь выходного сечения спиральной улитки кожуха

$$F_a = AB = L/c_{a\ \text{опт}},$$

а при известной ширине рабочего колеса и размеры A и B для улиток прямоугольного сечения (рис. 8.10).

Для построения улитки кожуха нередко используют метод так называемого «конструкторского квадрата». Метод заключается в следующем. На пересечении осей в точке O строится квадрат со сторонами $A/4$. Из этой же точки проводятся окружности ротора вентилятора радиусами R_1 и R_2. В точке пересечения вертикальной оси с окружностью радиусом R_2 откладывают отрезок длиной $A/4$ и радиусом r_4 проводят часть окружности до пересечения с вертикальной осью. Далее плавно соединяют полученную линию с частью окружности радиусом r_3 и далее r_2 и r_1. Порядок построения ясен из рис. 8.10. Окружность радиусом r_4 плавно переходит в профиль выходного сечения вентилятора, образуя так называемый «язык».

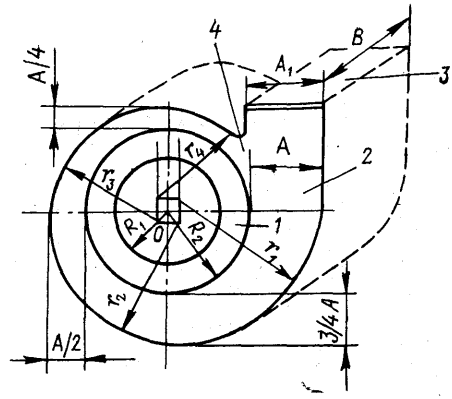


Рис. 8.10. Построение спирального кожуха:
1 — рабочее колесо (ротор) вентилятора; *2* — спиральный кожух; *3* — выходное сечение; *4* — «язык»

8.8. МОЩНОСТЬ, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ ВЕНТИЛЯТОРОМ, И ЕГО КПД

В общем случае мощность, потребляемая вентилятором, определяется уравнением

$$N = N_{\text{п}} + N_{\text{д}} + N_{\text{з}} + N_{\text{м}} \text{ кВт},$$

где $N_{\text{п}}$ — полезная или гидравлическая мощность (она расходуется на приращение энергии перемещаемого воздушного потока и в расчетных режимах работы составляет основную долю всей мощности, потребляемой вентилятором, согласно (8.4), $N_{\text{п}} = pL/1000$); $N_{\text{д}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление трения дисков вращающегося рабочего колеса о воздух (дисковые потери); $N_{\text{з}}$ — мощность, расходуемая на циркуляцию воздуха через зазор между рабочим колесом и входным патрубком; $N_{\text{м}}$ — потери мощности на преодоление механического трения вала вентиляторов в подшипниках.

Потери на трение зависят от количества дисков, их размеров, толщины, угловой скорости, плотности воздуха, числа Re, шероховатости дисков и кожуха и ряда других факторов. Для расчета этих потерь рекомендуется формула ЦАГИ

$$N_{\text{д}} = \frac{k\rho\omega D_2^5 \left(1 + 5\sum_{i=1}^{2} b_2/D_2\right)}{102},$$

где k — коэффициент, зависящий от формы дисков ($k = (5 \div 10) \times 10^{-6}$ — для рабочих колес с коническими дисками; $k = (10 \div$

$\div 20)\ 10^{-6}$ — для колес с плоскими дисками); ω — угловая скорость, $\omega = \pi n/30$; число дисков, их толщина и диаметр в уравнении учитываются членом $\sum_{i=1}^{2} b_2/D_2$.

При вращении рабочего колеса в зазоре между корпусом и диском возникают вихревые течения, на преодоление сопротивления которых требуется тем большее количество энергии, чем больше зазор. Следовательно, для снижения потерь зазор должен быть минимальным. Кроме того, для уменьшения $N_д$ следует ограничивать диаметр D_2 дисков, а для обеспечения заданной производительности принимать более высокие значения угловой скорости ω.

Мощность, расходуемая на циркуляцию воздуха через зазор между рабочим колесом и входным патрубком, определяется по формуле:

$$N_з = p_т \Delta L_з,$$

где $\Delta L_з$ — расход воздуха, перетекающего через зазор между вращающимся рабочим колесом и кожухом вентилятора за счет разности давлений на нагнетательной и всасывающей сторонах вентилятора.

Расход воздуха $\Delta L_з$ определяется по уравнению

$$\Delta L_з = \mu_з f_з \sqrt{2\Delta p_з/\rho},$$

где $\mu_з$ — коэффициент сжатия струи в зазоре (обычно $\mu_з = 0{,}7 \div 0{,}9$); $f_з$ — площадь сечения кольцевого зазора; $\Delta p_з$ — разность давлений по обеим сторонам щелевого зазора.

Ее рекомендуется определять по выражению

$$\Delta p_з = p_{ст2} - 0{,}125\rho\,(u_2^2 - u_з^2) + 0{,}5\rho c_0^2,$$

где $p_{ст\,2}$ — статическое давление на выходе из рабочего колеса вентилятора; $u_з$ — окружная скорость ротора на диаметре зазора $D_з$.

Потери на трение вала в подшипниках составляют 4—6 % от общей мощности вентилятора для подшипников скольжения и 1—4 % — для подшипников качения.

Мощность электродвигателя вентилятора должна выбираться с учетом возможного отклонения режима эксплуатации от расчетного, снижения КПД вентилятора при длительной эксплуатации и потерь при передаче вращательного момента от электродвигателя к валу вентилятора. Коэффициент запаса мощности принимается равным $a = 1{,}05 \div 1{,}2$, причем бо́льшие значения соответствуют вентиляторам меньшей мощности. Таким образом,

$$N_э = aN/\eta_п,$$

где $\eta_п$ — КПД передачи (принимают $\eta_п = 1$ при непосредственном соединении валов электродвигателя и вентилятора; $\eta_п = 0{,}92$ при применении клиноременной передачи).

Как отмечалось ранее, полный КПД вентилятора рассчитывают по уравнению

$$\eta = pL/(1000N).$$

Наряду с полным КПД используют и так называемый «статический» КПД, который в отличие от полного учитывает только долю статического давления, создаваемого рабочим колесом. Дело в том, что назначение вентилятора — перемещать воздух и повышать его статическое давление, а зачастую доля кинетической энергии в общем давлении оказывается существенной, поэтому для ее количественной оценки и применяют КПД, рассчитанный по статическому давлению

$$\eta_{ст} = Lp_{ст}/(1000N).$$

Очевидно, $\eta > \eta_{ст}$. В зависимости от конструкции геометрических характеристик вентиляторов соотношение между $\eta_{ст}$ и η может быть различным, но приближенно $\eta_{ст}$ на 20÷30 % меньше η.

8.9. ПОДОБИЕ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Рассмотрим несколько радиальных вентиляторов одного и того же типа, выполненных по одной аэродинамической схеме с различными размерами, но с соблюдением геометрического подобия. Как правило, за характерный размер принимается диаметр ротора D_2. Предполагая газ несжимаемым, а течение установившимся и изотермическим, устанавливаем, что все параметры потока будут определяться плотностью среды ρ, её вязкостью μ, угловой скоростью ω ротора и производительностью L. Из перечисленных пяти определяющих параметров можно сформировать два независимых безразмерных комплекса [22]

$$\omega D_2^2\rho/\mu \text{ и } L/(D_2^3\omega). \tag{8.49}$$

Указанные комплексы можно привести к иному виду. Так, учитывая, что

$$u_2 = D_2\omega/2 = \pi D_2 n/60, \text{ а } F_2 = \pi D_2^2/4,$$

второй комплекс (8.49) легко приводится к виду $L/(F_2u_2) = \varphi$, где φ — коэффициент расхода [см. (8.27)].

Как отмечалось выше, безразмерные коэффициенты давления принято рассчитывать по уравнению

$$\psi = p/(\rho u_2^2/2).$$

Безразмерная мощность $\overline{N}$ определяется из выражения

$$\overline{N} = 2N/(\rho u_2^3 F_2).$$

Согласно теории размерности, ψ, $\overline{N}$ и КПД η вентилятора определенной аэродинамической схемы должны являться функцией безразмерного расхода φ и числа $\mathrm{Re} = u_2D_2/\nu$.

Однако, как показано в ряде исследований, при числах Re бо́льших $5\cdot10^6$ они уже не влияют на аэродинамические характеристики вентилятора, т. е. последние становятся автомодельны относительно Re, а ψ, $\overline{N}$ и η — функциями только коэффициента расхода φ.

Из приведенных в этом разделе уравнений можно получить формулы пересчета расходов, давлений и мощностей для вентиляторов, выполненных по одной аэродинамической схеме, но с различными диаметрами D_2, числами оборотов n и для различных плотностей перемещаемых сред:

$$\left.\begin{aligned} \frac{L'}{L''} &= \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right)^3 \frac{n'}{n''}; \quad \frac{p'}{p''} = \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right)^2 \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 \frac{\rho'}{\rho''}; \\ \frac{N'}{N''} &= \left(\frac{D_2'}{D_2''}\right)^5 \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 \frac{\rho'}{\rho''}. \end{aligned}\right\} \qquad (8.50)$$

Исключая из первых двух уравнений отношение диаметров, получаем

$$n'(L')^{1/2}(p'/p'')^{-3/4} = n''(L'')^{1/2}(p''/\rho'')^{-3/4} = \text{const}.$$

Учитывая, что для вентиляторов практически можно считать $\rho' = \rho''$, получаем

$$ncL^{1/2}/p^{3/4} = \text{const} = n_y,$$

где n_y — коэффициент (критерий) быстроходности. Быстроходность (или удельное число оборотов) численно равна числу оборотов рабочего колеса вентилятора, имеющего производительность $L = 1$ м³/с и развивающего давление $p = 1$ Н/м². При этом давление приведено к стандартной плотности: $\rho = 1{,}2$ кг/м³. На практике часто используется следующее выражение для n_y:

$$n_y = 53\frac{L^{1/2}\omega}{p^{3/4}},$$

где $[L]$, м³/с; $[p]$, Па; $[\omega]$, рад/с.

Критерий быстроходности позволяет судить об основных геометрических характеристиках вентилятора. Так, большие значения n_y свидетельствуют о значительных расходах перемещаемого воздуха, что соответствует радиальным вентиляторам, например, рабочим колесам большой ширины, большому числу лопаток и т. д. (Для осевых вентиляторов с большими n_y характерны небольшое число лопастей и малый диаметр втулок.) Аэродинамические схемы радиальных и осевых вентиляторов с различными критериями быстроходности представлены на рис. 8.11.

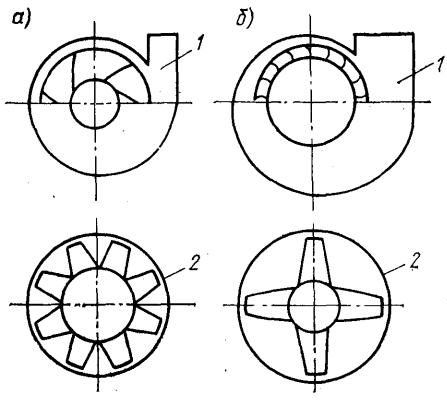


Рис. 8.11. Вентиляторы различной быстроходности: *а* — малые значения n_y; *б* — большие значения n_y;
1 — радиальные; *2* — осевые

Как следует из приведенных данных в гл. 7, для центробежных вентиляторов ориентировочно $n_y < 120$, для осевых — $n_y > 120$.

8.10. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Отметим, прежде всего, что существуют два метода аэродинамического расчета вентиляторов (как радиальных, так и осевых): прямой и подобия.

Прямой метод позволяет рассчитать основные элементы вентилятора и создать новый тип вентилятора с новой аэродинамической схемой.

По методу подобия можно рассчитывать вентиляторы, для которых уже известна аэродинамическая схема (модельный образец). В качестве модельных образцов при расчете выбираются известные, наиболее эффективные вентиляторы. В этом случае проектируемый (натурный) вентилятор оказывается геометрически подобным базовому (модельному), а константы подобия — равными. Спроектировать новый тип вентилятора, используя этот метод, естественно не представляется возможным. Рассмотрим подробнее порядок расчета вентиляторов прямым методом.

Порядок прямого аэродинамического расчета радиального вентилятора. Заданными величинами при расчете являются производительность вентилятора L, м^3/с; давление p, Па (приведенное к стандартной плотности воздуха) и желательно число оборотов, n, об/мин (или угловая скорость ω, рад/с).

1. Рассчитывается коэффициент быстроходности проектируемого вентилятора

$$n_y = 53\frac{L^{1/2}\omega}{p^{3/4}},$$

после чего по полученному значению n_y выбирают тип вентилятора (ориентировочные значения коэффициента быстроходности для вентиляторов различных типов приведены в гл. 7).

2. Исходя из условия обеспечения минимальных потерь на входе воздуха в рабочее колесо, рассчитывают диаметр входа в вентилятор D_0 по уравнению (8.37) или по уравнению $D_0 = k\sqrt[3]{L/\omega}$, или по данным, рассчитанным в ЦАГИ, $D_0 = k' L^{1/2} p^{1/4}$, где $k' = 1{,}35 \div 1{,}9$.

3. Диаметр D_1 на входе в межлопаточные каналы выбирают из конструктивных соображений. Практически принимают $D_1 = D_0$.

4. Для выбранного значения β_1 (напомним, что оптимальная величина $D_1 = D_2$ соответствует $\beta_1 = 45°$) определяем скорости и их проекции на радиус и касательную к окружности:

$$u_1 = \pi D_1 n/60;\ c_1 = u_1 \sin\beta_1;\quad w_1 = u_1\cos\beta_1;$$
$$c_{1r} = (u_1/2)\sin 2\beta_1;\quad c_{1u} = c_1\cos\alpha_1.$$

При отсутствии направляющего аппарата перед входом в вентилятор принимаем

$$c_1 = c_{1r}.$$

Угол установки лопаток на входе в колесо

$$\beta_1' = \beta_1 + \Delta\beta,$$

где $\Delta\beta = 5 \div 15°$ — угол атаки.

5. Ширина лопатки на входе определяется из уравнения расхода

$$c_0 \frac{\pi D_0}{4} = \pi D_1 b_1 c_1.$$

Принимая $c_0 = c_1$, получаем $b_1 = D_1/4$ (ЦАГИ рекомендует принимать $b_1 \approx 0{,}29D_1$). Для упрощения изготовления колес принимают $b_2 = b_1$.

6. Задаваясь значениями коэффициента давления ψ и зная p, определяют окружную скорость u_2 на внешнем диаметре рабочего колеса и затем D_2.

7. Принимая соответствующий угол β_2 (или задаваясь несколькими значениями β_2), определяют последовательно по приведенным выше уравнениям окружную составляющую абсолютной скорости c_{2u} и ее величину с учетом конечного числа лопаток, а также число лопаток и их шаг.

8. Рассчитывают теоретическое давление, развиваемое ротором вентилятора, $p_т$.

9. Определяют гидравлический КПД вентилятора и действительное давление, развиваемое рабочим колесом.

10. Находят последовательно абсолютную скорость на выходе из рабочего колеса, ее радиальную составляющую и скорость воздуха в улитке.

11. Определяют основные размеры кожуха вентилятора.

12. Рассчитывают все потери давления в кожухе и определяют гидравлический КПД вентилятора $\eta_в = \eta_{р.к}\eta_к$.

13. Рассчитывают действительное давление, развиваемое вентилятором, $p_в = p_т\eta_в$.

14. По соответствующим уравнениям, приведенным выше, определяются потери мощности в вентиляторе и установочная мощность его электродвигателя.

Обычно расчет ведут для нескольких значений β_2 и выбирают тот вентилятор, который при заданных параметрах дает максимальное значение КПД.

По данным расчета вычерчивается рабочее колесо, кожух, лопатки и т. д. Затем выполняются прочностные расчеты.

Пример 8.7. Выполнить прямой расчет радиального вентилятора производительностью $L = 5000$ м³/ч, развивающего давление $p = 930$ Па при частоте вращения рабочего колеса $n = 1420$ об/мин. Плотность воздуха принять стандартной $\rho = 1{,}2$ кг/м³. Габаритные размеры вентилятора должны быть минимальны.

Решение. Определяем коэффициент быстроходности вентилятора

$$n_у = \frac{53L^{1/2}\omega}{p^{3/4}} = \frac{53\,(5000/3600)^{1/2}\,(1420/60)\,2\pi}{930^{3/4}} = 55.$$

Данный вентилятор относится к нагнетателям низкого и среднего давления с лопатками колес, загнутыми вперед ($n_у = 30 \div 60$) или назад ($n_у = 50 \div 80$). Поскольку рассчитываемый вентилятор должен иметь минимальные габариты, выбираем рабочее колесо с лопатками, загнутыми вперед.

Рассчитываем диаметр входа в вентилятор D_0 и внутренний диаметр рабочего колеса D_1 (принимаем $D_0 = D_1$):

$$D_0 = D_1 = k\sqrt[3]{L/\omega} = 1{,}65\sqrt[3]{\frac{5000}{3600}\Big/\frac{1420\cdot 2\cdot 3{,}14}{60}} =$$

$$= 1{,}65\sqrt[3]{1{,}389/148{,}7} = 0{,}348 \text{ м}.$$

Из выражения, предложенного ЦАГИ, при $k' = 1{,}35 \div 1{,}9$; $D_0 = 0{,}285 \div 0{,}398$ м.

$$D_0 = D_1 = k' L^{1/2}/p^{1/4} = k' 0{,}21 \text{ м}.$$

Таким образом, первоначально рассчитанная величина диаметра согласуется с расчетной зависимостью ЦАГИ. Принимаем $D_0 = D_1 = 340$ мм.

Наружный диаметр определяем по результатам испытаний вентиляторов с постоянной шириной колес $b_1 = b_2$ и лопатками, загнутыми вперед, для $n_y = 20 \div 60$, в результате которых получено эмпирическое уравнение

$$D_2 = D_0 60/n_y = 0{,}34\cdot 60/55 = 0{,}371 \text{ м}.$$

Принимаем $D_2 = 0{,}39$ м $= 390$ мм.

С целью снижения потерь энергии на входе в рабочее колесо рекомендуется обеспечивать равенство скоростей, а следовательно, и площадей живого сечения входа в вентилятор и входа в рабочее колесо, т. е.

$$\pi D_0^2/4 = \pi D_1 b_1.$$

Из-за отрыва потока при повороте фактическая площадь живого сечения снижается, поэтому ширина рабочего колеса принимается с запасом

$$k\pi D_0^2/4 = \pi D_0 b_1$$

или

$$b_1 = k\pi D_0^2/(4\pi D_0) = kD_0/4.$$

Для колес с лопатками, загнутыми вперед, $k = 1{,}2 \div 2{,}5$. С целью снижения габаритных размеров вентилятора принимаем минимальный запас $k = 1{,}2$, тогда

$$b_1 = (1{,}2\cdot 0{,}34)/4 = 0{,}102 \text{ м} = 102 \text{ мм}.$$

Выбираем рабочее колесо постоянной ширины

$$b_1 = b_2 = 0{,}102 \text{ м}.$$

Число лопаток рабочего колеса находим из выражения

$$z \geqslant \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} = 3{,}14 \frac{0{,}39 + 0{,}34}{0{,}39 - 0{,}34} = 45{,}8.$$

Округляем z до ближайшей стандартной величины; принимаем $z = 48$ шт.

Окружная скорость на внутренней окружности ротора вентилятора

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}34\cdot 1420}{60} = 25{,}3 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха во входном патрубке вентилятора и на входе в рабочее колесо (направляющий аппарат отсутствует) из уравнения неразрывности потока

$$c_0 = c_{1r} = \frac{4L}{\pi D_0^2} = \frac{4\cdot 5000}{3{,}14\cdot 0{,}34^2\cdot 3600} = 15{,}3 \text{ м/с}.$$

Конструктивный угол β_1 в современных центробежных вентиляторах изменяется в пределах $\beta_1 = 16 \div 90°$, причем большинство вентиляторов имеют $\beta_1 = 40 \div 50°$, принимаем $\beta_1 = 45°$.

Относительная скорость воздуха на входе в межлопаточный канал

$$w_1 = \frac{c_{1r}}{\cos(90^\circ - \beta_1)} = \frac{15{,}3}{\cos(90^\circ - 45^\circ)} = 21{,}6 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость воздуха на входе в рабочее колесо

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 w_1 \cos\beta_1} = \sqrt{25{,}3^2 + 21{,}6^2 - 2\cdot 25{,}3\cdot 21{,}6\cos 45^\circ} = 18{,}3 \text{ м/с}.$$

Угол α_1 определим из соотношения

$$c_1/\sin\beta_1 = w_1/\sin\alpha_1;$$

$$\sin\alpha_1 = \frac{w_1 \sin\beta_1}{c_1} = \frac{21{,}6\sin 45^\circ}{18{,}3} = 0{,}835;$$

$$\alpha_1 = \arcsin 0{,}835 = 56{,}6^\circ.$$

Тангенциальная составляющая абсолютной скорости воздуха на входе в межлопаточный канал

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1 = 18{,}3\cos 56{,}6^\circ = 10{,}1 \text{ м/с}.$$

Рассчитаем окружную скорость на внешней окружности ротора вентилятора

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}39\cdot 1420}{60} = 29 \text{ м/с}.$$

Задаемся конструктивным углом β_2. Современные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имеют углы установки лопаток колеса на выходе $\beta_2 = 140 \div 160^\circ$. Принимаем $\beta_2 = 150^\circ$. Полагаем $w_1 \approx w_2$, тогда

$$c_{2u} = u_2 + w_2\cos(180^\circ - \beta_2) = 29 + 21{,}6\cos(180^\circ - 150^\circ) = 47 \text{ м/с}.$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из межлопаточных каналов определится из треугольника скоростей:

$$c_{2r} = w_2 \sin(180^\circ - \beta_2) = 21{,}6\sin(180^\circ - 150^\circ) = 10{,}8 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{47^2 + 10{,}8^2} = 48{,}2 \text{ м/с}.$$

Из уравнения $c_2/\sin\beta_2 = w_2/\sin\alpha_2$ определяем $\sin\alpha_2 = w_2\sin\beta_2/c_2 = 0{,}224$. Откуда угол $\alpha_2 = 12{,}9^\circ$.

С учетом поправки на конечное число лопаток

$$\cos\beta_2' = \cos\beta_2 + k(c_{2u}/zu_2) = \cos 150^\circ + 3\,(47/(48\cdot 29)) = -0{,}765;$$

$$\beta_2' = \arccos(-0{,}765) = 140^\circ.$$

Тангенциальная составляющая абсолютной скорости для рабочего колеса с числом лопаток $z = 48$

$$c_{2u}' = u_2 + c_{2r}/\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_2') = 29 + 10{,}8/\operatorname{tg}(180^\circ - 140^\circ) = 41{,}9 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость c_2' определяется по формуле:

$$c_2' = \sqrt{c_{2u}'^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{41{,}9^2 + 10{,}8^2} = 43{,}3 \text{ м/с}.$$

Определим угол α_2':

$$\cos\alpha_2' = c_{2u}'/c_2' = 41{,}9/43{,}3 = 0{,}968,$$

откуда $\alpha_2' = 14{,}6^\circ$.

Угол α_2 принимается, как правило, в диапазоне 8—20°. Найдем гидравлический КПД рабочего колеса вентилятора

$$\eta_{\text{р. к}} = 1 - \frac{\xi}{2} \frac{\cos^2 \beta_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cos \alpha_2' \frac{\sin \beta_2'}{\sin\left[180^\circ - (\alpha_2' + \beta_2')\right]} - \sin^2 \beta_1} =$$

$$= 1 - \frac{0{,}4}{2} \frac{\cos^2 45^\circ}{\left(\frac{0{,}39}{0{,}34}\right)^2 \cos 14{,}6^\circ \frac{\sin 140^\circ}{\sin\left[180^\circ - (14{,}6^\circ + 140^\circ)\right]} - \sin^2 45^\circ} = 0{,}93.$$

Теоретическое давление, развиваемое ротором вентилятора с числом лопаток $z = 48$ шт.,

$$p_{\text{тz}} = \rho\,(u_2 c_{2u}' - u_1 c_{1u}) = 1{,}2\,(29 \cdot 41{,}9 - 25{,}3 \cdot 10{,}1) = 1151 \text{ Па}.$$

Действительное давление, развиваемое рабочим колесом,

$$p_{\text{д}} = p_{\text{тz}} \eta_{\text{р. к}} = 1151 \cdot 0{,}93 = 1071 \text{ Па}.$$

Потери давления в роторе

$$\Delta p_{\text{р. к}} = p_{\text{тz}} - p_{\text{д}} = 1151 - 1071 = 80 \text{ Па}.$$

Оптимальная скорость воздуха в улитке

$$c_a = 0{,}74 c_2' = 0{,}74 \cdot 43{,}3 = 32{,}0 \text{ м/с}.$$

Площадь выходного сечения кожуха

$$F = L/c_a = \frac{5000}{3600 \cdot 32} = 0{,}043 \text{ м}^2.$$

Величину раскрытия спирального кожуха A определяем из соотношения $A = D_2 (n_{\text{у}}/90)$ (уравнение рекомендуется ЦАГИ для $n_{\text{у}} = 20 \div 55$ и рабочих колес с лопатками, загнутыми вперед).

При загнутых назад лопатках и $n_{\text{у}} = 40 \div 80$

$$A = D_2 n_{\text{у}}/125 = 0{,}39 \cdot 55/90 = 0{,}238 \text{ м}.$$

При прямоугольном сечении ширину кожуха принимаем по конструктивным соображениям $B = 125$ мм. Тогда размеры выходного патрубка вентилятора

$$A' = F/B = 0{,}043/0{,}125 = 0{,}347 \text{ м}.$$

Заметим, что, как правило, рекомендуется проектировать патрубки квадратного сечения.

Отнесем потери энергии в кожухе вентилятора, определяемые уравнением (8.48), не к секундной массе газа m, а к 1 м^3 воздуха и получим составляющие потерь давления в спиральном кожухе:

неизбежные потери, обусловленные радиальной составляющей абсолютной скорости

$$\Delta p_{\text{неизб}} = \frac{\rho}{2} c_{2r}^2 = \frac{1{,}2}{2} 10{,}8^2 = 70 \text{ Па};$$

потери на удар при смешении потоков, движущихся с разными скоростями,

$$\Delta p_{\text{уд}} = \frac{\rho}{2} (c_{2u}' - c_a)^2 = \frac{1{,}2}{2} (41{,}9 - 32{,}0)^2 = 58{,}8 \text{ Па};$$

потери на трение в спиральном кожухе

$$\Delta p_{\text{тр}} = k \frac{\rho}{2} c_a^2 = 0{,}3 \frac{1{,}2}{2} 32{,}0^2 = 184 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления в кожухе

$$\sum \Delta p_{\text{к}} = \Delta p_{\text{неизб}} + \Delta p_{\text{уд}} + \Delta p_{1\text{р}} = 70 + 58{,}8 + 184 = 312{,}8 \text{ Па}.$$

Потери давления в рабочем колесе и кожухе вентилятора

$$\sum \Delta p_{\text{в}} = \Delta p_{\text{р. к}} + \Delta p_{\text{к}} = 80 + 312{,}8 = 392{,}8 \text{ Па}.$$

Давление, развиваемое вентилятором,

$$p = p_{\text{тz}} - \sum \Delta p_{\text{в}} = 1151 - 392{,}8 = 758{,}2 \text{ Па}.$$

Полученный результат оказался ниже, чем требуемая величина давления по заданию на проектирование $p = 930$ Па. Необходимо отметить, что при расчете потерь давления не учтены потери во входной и выходной частях корпуса вентилятора. Очевидно, с учетом этого суммарная величина потерь увеличится, а давление, развиваемое вентилятором, будет еще меньше.

Для того чтобы удовлетворить требуемым по заданию параметрам, необходимо выполнить повторный расчет, изменив геометрические характеристики рабочего колеса и кожуха вентилятора (отношение диаметров D_2/D_1, конструктивные углы β_1 и β_2 или число лопаток).

Оставляя рассчитанный по первому варианту диаметр входного отверстия $D_1 = 340$ мм, принимаем D_2, исходя из обычных для радиальных вентиляторов отношений $D_2/D_1 = 1{,}2 \div 1{,}45$. Полагаем $D_2 = 0{,}47$ м $= 470$ мм.

Произведем повторный расчет. Число лопаток рабочего колеса

$$z = \frac{3{,}14\,(0{,}47 + 0{,}34)}{0{,}47 - 0{,}34} = 19{,}5.$$

Принимаем стандартное число лопаток ротора $z = 18$ шт. Окружная скорость на выходе из межлопаточных каналов

$$u_2 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}47 \cdot 1420}{60} = 34{,}9 \text{ м/с}.$$

Оставляя прежним угол установки лопатки на выходе $\beta_2 = 150°$ и принимая равенство относительных скоростей потока на входе в ротор и выходе из него, определим тангенциальную составляющую абсолютной скорости c_2:

$$c_{2u} = 34{,}9 + 21{,}6 \cos (180° - 150°) = 53{,}6 \text{ м/с};$$

радиальная составляющая

$$c_{2r} = 10{,}8 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \sqrt{53{,}6^2 + 10{,}8^2} = 54{,}7 \text{ м/с}.$$

Далее вычисляем

$$\sin \alpha_2 = \frac{21{,}6 \sin 150°}{54{,}7} = 0{,}197.$$

Угол $\alpha_2 = \arcsin 0{,}197 = 11{,}4°$. Определим поправку на конечное число лопаток при $z = 18$ шт.:

$$\cos \beta_2' = \cos 150° + 3 \frac{53{,}6}{18 \cdot 34{,}9} = -0{,}61;$$

тогда $\beta_2' = 127{,}6°$.

Тангенциальная составляющая c_2 с учетом конечного числа лопаток

$$c_{2u}' = 34{,}9 + 10{,}8/\text{tg}\,(180° - 127{,}6°) = 43{,}2 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость c_2 при $z = 18$

$$c_2' = \sqrt{10{,}8^2 + 43{,}2^2} = 44{,}5 \text{ м/с}.$$

Далее вычисляем

$$\cos\alpha_2' = 43{,}2/44{,}5 = 0{,}971.$$

Угол $\alpha_2' = \arccos 0{,}971 = 13{,}9°$.
КПД ротора вентилятора

$$\eta = 1 - \frac{0{,}4}{2}\,\frac{\cos^2 45°}{\left(\frac{0{,}47}{0{,}34}\right)^2 \cos 13{,}9° \frac{\sin 127{,}6°}{\sin\left[180° - (13{,}9^c + 127{,}6°)\right]} - \sin^2 45°} =$$

$$= 1 - \frac{0{,}4}{2}\,\frac{0{,}5}{1{,}91 \cdot 0{,}971\,\frac{0{,}792}{0{,}623} - 0{,}5} = 0{,}946.$$

Теоретическое давление, развиваемое ротором вентилятора,

$$p_{тz} = 1{,}2\,(34{,}9 \cdot 43{,}2 - 25{,}3 \cdot 10{,}1) = 1503 \text{ Па}.$$

Действительное давление, развиваемое ротором,

$$p_д = 1503 \cdot 0{,}946 = 1422 \text{ Па}.$$

Потери давления в рабочем колесе

$$\Delta p_{р.к} = 1503 - 1422 = 81 \text{ Па}.$$

Скорость воздуха в улитке

$$c_a = 0{,}74 \cdot 44{,}5 = 32{,}9 \text{ м/с}.$$

Площадь сечения на выходе вентилятора

$$F = \frac{5000}{3600 \cdot 32{,}9} = 0{,}0422 \text{ м}^2.$$

Величина раскрытия улитки

$$A = \frac{0{,}47 \cdot 55}{90} = 0{,}287 \text{ м}.$$

Принимаем $A = 280$ мм.
При выбранной ширине кожуха $B = 125$ мм

$$A' = 0{,}0422/0{,}125 = 0{,}338 \text{ м}.$$

Определяем потери давления в улитке корпуса вентилятора:
неизбежные потери

$$\Delta p_{неизб} = 70 \text{ Па};$$

потери на удар при смешении

$$\Delta p_{уд} = \frac{1{,}2}{2}(43{,}2 - 32{,}9)^2 = 64 \text{ Па};$$

потери на трение в улитке

$$\Delta p_{тр} = 0{,}3\,\frac{1{,}2}{2}\,32{,}9^2 = 195 \text{ Па}.$$

Суммарные потери в улитке

$$\sum \Delta p_к = 70 + 64 + 195 = 329 \text{ Па}.$$

Потери давления в рабочем колесе и улитке

$$\sum \Delta p_в = 329 + 81 = 410 \text{ Па}.$$

Давление, развиваемое вентилятором,

$$p_в = p_{тz} - \sum \Delta p_в = 1503 - 410 = 1093 \text{ Па}.$$

С учетом неучтенных потерь на входе в вентилятор и выходе из него найденное значение давления удовлетворяет заданию на проектирование.

Гидравлический КПД вентилятора

$$\eta_г = \frac{p_{тz} - \Delta p_в}{p_{тz}} = \frac{1503 - 410}{1503} = 0{,}73.$$

Полезная мощность, расходуемая на приращение энергии воздушного потока в вентиляторе,

$$N_п = p_в L = 1093 \frac{5000}{3600} = 1518 \text{ Вт}.$$

Мощность, затрачиваемая на трение дисков вращающегося колеса о воздух,

$$N_д = \frac{k\rho\omega^3 D_2^5 \left(1 + 5 \sum_{i=1}^{2} b_2/D_2\right)}{102} =$$

$$= \frac{15 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}2\,(3{,}14 \cdot 1420/30)^3 \cdot 0{,}47^5\,[1 + 5 \cdot 2\,(0{,}102/0{,}47)]}{102} = 0{,}042 \text{ кВт} = 42 \text{ Вт}.$$

Определяем мощность, расходуемую на циркуляцию воздуха через зазор между колесом и входным патрубком. Для этого найдем прежде всего приращения статического давления в вентиляторе:

$$p_{ст2} = \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 + u_1^2\right) = \frac{1{,}2}{2}\left(34{,}9^2 - 25{,}3^2\right) = 347 \text{ Па}.$$

Расход воздуха в зазоре определится произведением скорости воздуха в зазоре на площадь его живого сечения:

$$\Delta L = c_з f_з = \mu_з \sqrt{\frac{2\Delta p_з}{\rho}}; \quad f_з = \mu_з \sqrt{\frac{2\Delta p_з}{\rho}}\, \pi D_з \delta_з.$$

Перепад давлений по обе стороны зазора определится уравнением

$$\Delta p_з = p_{ст2} - 0{,}125\rho\left(u_2^2 - u_з^2\right) + 0{,}5\rho c_0^2.$$

Принимая $u_з = u_1$, имеем

$$\Delta p_з = 3{,}47 - 0{,}125 \cdot 1{,}2\,(34{,}9^2 - 25{,}3^2) + 0{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 15{,}3^2 = 401 \text{ Па}.$$

Принимая коэффициент расхода в зазоре $\mu_з = 0{,}8$ и ширину зазора, равной 1 % от D_2, т. е. $\delta_з = 0{,}004$ м, имеем

$$\Delta L_з = 0{,}8 \sqrt{\frac{2 \cdot 401}{1{,}2}} \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}34 \cdot 0{,}004 = 0{,}088 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Утечка воздуха составляет 6,3 % от производительности вентилятора.
Мощность, затрачиваемая на перетекание воздуха,

$$N_з = p_т \Delta L_з = 1503 \cdot 0{,}088 = 132 \text{ Вт}.$$

Суммарная мощность

$$N_в = N_п + N_д + N_з = 1518 + 42 + 132 = 1692 \text{ Вт}.$$

С учетом трения в подшипниках качения (2 % от $N_г$) и коэффициента запаса мощности $a = 1{,}2$ при непосредственном соединении валов электродвигателя и вентилятора мощность электродвигателя составит

$$N_э = 1{,}2 \cdot 1{,}02 \cdot 1575 = 1930 \text{ Вт}.$$

Полученные параметры вентилятора близки к расчетным величинам для вентилятора Ц4-70 № 5 с колесом $1{,}05D_{ном}$. Для этого вентилятора при режиме работы с максимальным КПД $p \approx 950$ Па, $L = 5000$ м³/ч, $n = 1420$ об/мин, $\eta \approx 0{,}8$, $N_у \approx 1{,}9$ кВт.

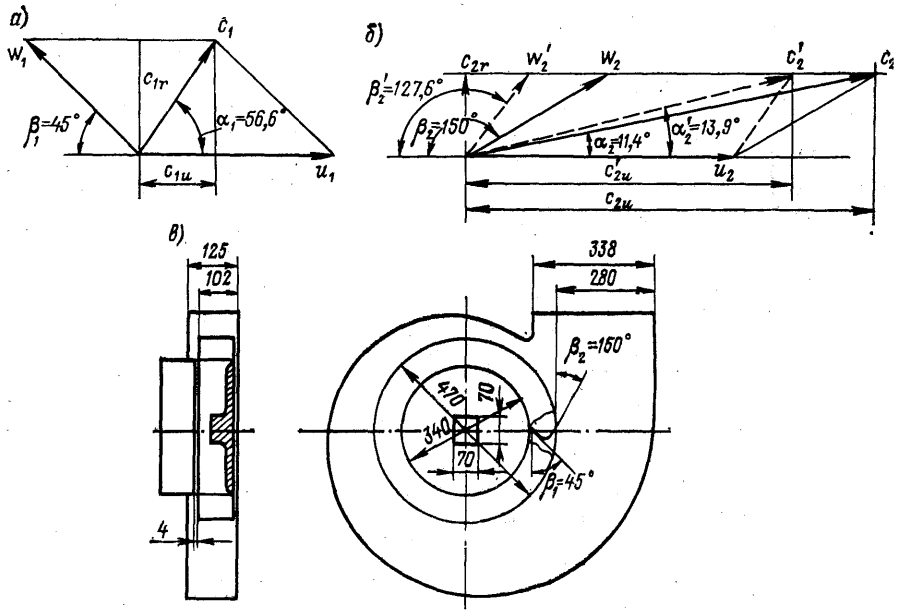


Рис. 8.12. К примеру 8.7: *а* — треугольник скоростей на входе; *б* — на выходе; *в* — аэродинамическая схема рассчитываемого вентилятора

На рис. 8.12 приведены треугольники скоростей на входе в ротор и выходе из него и аэродинамическая схема рассчитанного вентилятора. Сопоставляя размеры и мощность спроектированного вентилятора с серийно выпускаемым Ц4-70 № 5, можно констатировать, что при прочих равных условиях размеры рассчитанного вентилятора меньше, а мощность выше, чем у серийного. Расхождение объясняется тем, что рабочее колесо спроектированного вентилятора с целью снижения его габаритов выполнено с лопатками, загнутыми вперед, в то время как роторы вентиляторов типа Ц4-70 имеют загнутые назад лопатки. Потери в последнем меньше, отсюда меньше установочная мощность электродвигателя такого вентилятора. Результаты сравнения вентиляторов еще раз наглядно подтверждают теоретические положения, изложенные выше.

8.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Характеристикой вентиляторов называют графическую интерпретацию связи между его основными параметрами. С помощью этих зависимостей легко подобрать для заданной сети вентилятор, который будет работать в оптимальном режиме, т. е. с максимальным КПД. Полная характеристика вентилятора выражает зависимость давления, мощности и КПД вентилятора от его производительности.

Характеристики вентиляторов получают экспериментальным путем на специальных аэродинамических стендах, поскольку получить корректные аналитические зависимости для нерасчетных режимов их работы до настоящего времени практически не удалось.

Схема экспериментального стенда для исследования характеристик вентиляторов представлена на рис. 8.13. Перемещаемый воздух поступает в вентилятор *2* через всасывающий воздуховод *1*, вход

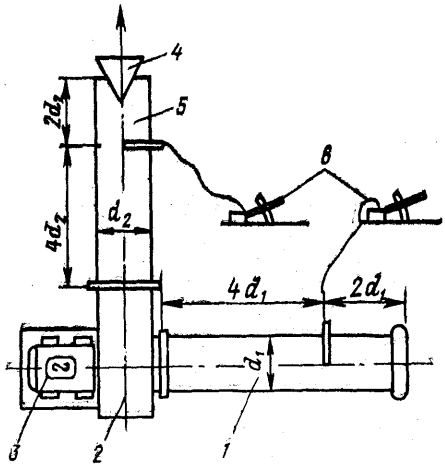


Рис. 8.13. Схема экспериментального стенда для исследования характеристик радиальных вентиляторов:

1 — всасывающий воздуховод со входом, выполненным по лемнискате; *2* — вентилятор; *3* — электродвигатель; *4* — регулирующая задвижка; *5* — нагнетательный воздуховод; *6* — микроанемометры с пневмотрубками

которого выполнен по лемнискате для выравнивания профиля скоростей. Нагнетательный воздуховод *5* имеет регулирующую задвижку *4* для изменения расхода подаваемого воздуха. Полное, статическое и динамическое давления измеряются с помощью микроманометров с пневмометрическими трубками. Для круглого воздуховода пневмотрубку устанавливают на окружностях, которые делят площадь сечения воздуховода на равновеликие концентрические кольца в точках (их не менее пяти), делящих эти кольца на равные по площади части. Разбивка круга на i частей производится согласно выражению

$$D_{\text{п}} = D\sqrt{\frac{2n-1}{i}},$$

где D_n — диаметр окружности, проведенной через точку замера; i — общее число колец; n — порядковый номер кольца, считая от центра воздуховода.

В воздуховодах прямоугольного сечения замеры производятся в центре квадратов, на которые делится все сечение канала. Значения скорости рассчитывают из величин динамического давления, а расход воздуха определяют как

$$L = \sum_{i=1}^{n} F_i c_i,$$

где c_i — скорость в i-м сечении; F_i — площадь i-го сечения.

Замеры проводятся при постоянном числе оборотов n и при одном значении расхода (одном положении регулирующей задвижки).

Положение задвижки в экспериментах изменяется от полностью закрытого ($L = 0$) до полностью открытого ($L = \max$). Аналогичные эксперименты выполняются при других числах оборотов.

Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, замеряется ваттметром. В случае необходимости все полученные результаты пересчитываются на стандартные условия.

Напорная характеристика вентилятора представляет собой зависимость $p = f(L)$. Графически зависимость теоретического давления, развиваемого вентилятором, от его производительности можно представить в виде прямой линии. Давление вентилятора без направляющего аппарата находится по формуле (согласно уравнению Эйлера)

$$p_{T\infty} = \rho u_2 c_{2u};$$

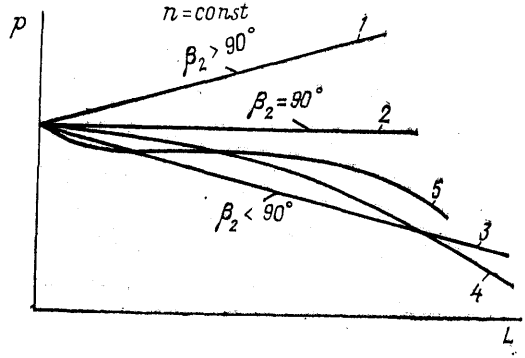


Рис. 8.14. Характеристика $p = f(L)$:
1, 2, 3 — теоретические зависимости; *4, 5* — действительные характеристики

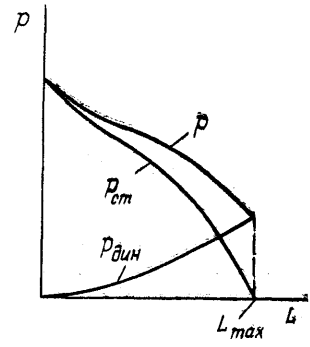


Рис. 8.15. Зависимости полного давления и его составляющих от объемной производительности вентилятора

учитывая, что

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

а из уравнения неразрывности

$$c_{2r} = L/(\pi D_2 b_2),$$

то

$$c_{2u} = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b^2} L$$

и

$$p_{т\infty} = \rho \left(u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} L \right).$$

Поскольку $u_2 = \pi D_2 n/60$, последнее выражение можно привести к виду

$$p_{т\infty} = \rho \left[\left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2} L \right].$$

Для радиального вентилятора с заданными геометрическими размерами при $n = \text{const}$ последнее уравнение можно представить как уравнение прямой линии $p_{т\infty} = A - BL$, положение которой в координатах p, L определяется величинами n, D_2, b_2 и β_2 (рис. 8.14), причем при $\beta_2 = 90°$ зависимость p, L направлена параллельно оси абсцисс; при $\beta_2 > 90°$ имеет восходящий характер; при $\beta_2 < 90°$ — нисходящий. В реальных вентиляторах при изменении L изменяется c_{2u} и величина гидравлических потерь и действительная картина изменения p не соответствует идеальной. Характеристика представляет собой или непрерывно падающую кривую, что относится к вентиляторам с большой устойчивостью при работе на различных режимах (кривая *4*), или имеет седловину (кривая *5*), что характерно, например, при работе вентилятора с небольшими расходами при существенных потерях давления на входе в рабочее колесо.

Динамическое давление вентилятора $p_{дин}$ с ростом производительности L увеличивается по квадратичной параболе (рис. 8.15), по-

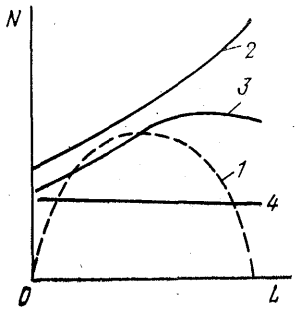


Рис. 8.16. Зависимость $N = f(L)$:

1 — теоретическая зависимость; *2* — для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед; *3* — для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад; *4* — для осевых вентиляторов

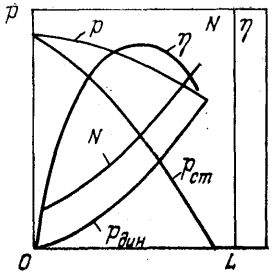


Рис. 8.17. Полная характеристика вентилятора

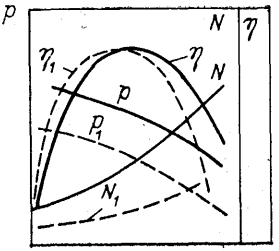


Рис. 8.18. Пересчет характеристик вентилятора при изменении частоты вращения:

——— — n; — — — — n_1; $n_1 < n$

скольку $p_{дин} = \rho v_{вых}^2/2$, а $v \sim L$. По этой причине полное давление p не может быть равным нулю, так как даже при отсутствии сети воздуховодов, т. е. для случая, когда статическое давление вентилятора становится равным нулю (точнее равным атмосферному давлению), вентилятор создает динамическое давление, обусловленное перемещением воздуха, и полное давление p в этом случае равно динамическому $p_{дин}$. Очевидно, при этом производительность вентилятора будет максимально возможной, т. е. $L = L_{max}$. На рис. 8.15 приведен график изменения составляющих полного давления, развиваемого вентилятором, как функция его производительности.

Другой характеристикой вентилятора является зависимость $N = f(L)$. Как указывалось ранее, полезная мощность вентилятора

$$N_п = pL/1000,$$

следовательно, при $L = 0$ $N_п = 0$. С увеличением производительности L полезная мощность растет и, достигая максимума, уменьшается (кривая *1*, рис. 8.16), поскольку снижается величина p.

Мощность, потребляемая вентилятором при нулевом значении полезной мощности N, не равна нулю, так как при этом всегда имеются потери на трение дисков о воздух, перетечки воздуха, механические потери и т. д. Для радиальных вентиляторов с колесами, имеющими лопатки, загнутые вперед, характерен непрерывный рост кривой $N = f(L)$ (кривая *2*). Для колес с лопатками, загнутыми назад, кривая мощности, обычно еще не достигая режима $L_{опт}$, перегибается и снижается (кривая *3*).

В отличие от радиальных вентиляторов мощность осевых вентиляторов слабо зависит от колебаний производительности (кривая *4*). Это положительное свойство нужно учитывать на практике при эксплуатации электродвигателей осевых вентиляторов.

Коэффициент полезного действия вентилятора

$$\eta = pL/(1000N).$$

Очевидно, что при $L = 0$ $\eta = 0$ и кривая $\eta = f(L)$ в этом случае совпадает с осью координат. С ростом производительности L КПД η вначале увеличивается, затем, достигая максимума, снижается. Коэффициент полезного действия — важнейшая характеристика вентилятора, определяющая эффективность его работы. Наибольшие КПД имеют радиальные вентиляторы с рабочими колесами, у которых лопатки загнуты назад, однако некоторые осевые вентиляторы имеют более высокие КПД. Производительность, при которой КПД вентилятора максимален, называется оптимальной и соответствующий ей режим — оптимальным. При подборе вентилятора следует руководствоваться требованием, чтобы на расчетных режимах работы КПД данного вентилятора составлял не менее $0{,}9\eta_{max}$.

Рассмотренные выше характеристики удобно свести в один график, чтобы получить полную характеристику вентилятора при постоянном числе оборотов (рис. 8.17). По приведенным выше уравнениям (8.50) можно легко пересчитать характеристики вентилятора для различных D_2, n (ω) и ρ. Результат такого пересчета для числа оборотов n_1 приведен на рис. 8.18. При подборе вентиляторов удобно пользоваться универсальными характеристиками, которые строятся в координатах p, L в виде кривых $p = f(L)$ для различных чисел оборотов n (или угловых скоростей ω) и кривых, проведенных через точки с одинаковыми значениями КПД (рис. 8.19).

Верхняя кривая на рис. 8.19 ($\omega = 150$ 1/с) соответствует, как правило, режиму с предельно допустимым по соображениям прочности или уровню шума числом оборотов, правая линия ($\eta = 0{,}4$) — для работы вентилятора без сети при $L = L_{max}$. Заштрихованная на графике область соответствует оптимальным режимам работы вентилятора с КПД $\eta > 0{,}9\eta_{max}$. Выделенные области оптимальных, т. е. наиболее экономичных режимов работы различных вентиляторов, нанесены на один график и образуют совмещенную характеристику этих

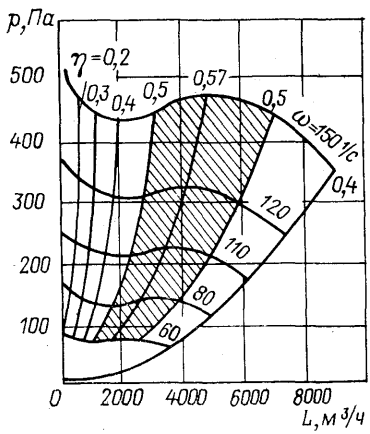


Рис. 8.19. Зависимость $p = f(L, \omega, \eta)$ (универсальная характеристика вентилятора)

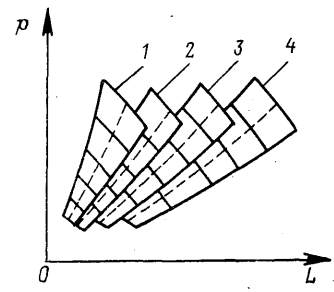


Рис. 8.20. Совмещенные характеристики вентиляторов, работающих в оптимальном режиме:

1—4 — марки вентилятора

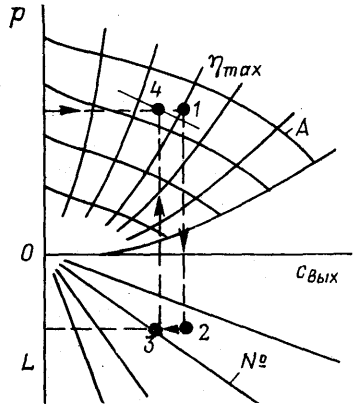


Рис. 8.21. Обезличенная номограмма характеристик вентиляторов

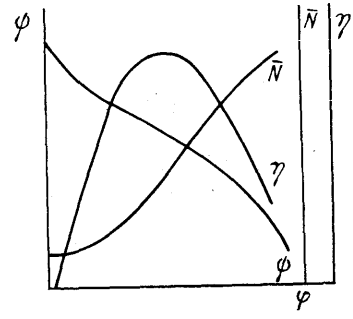


Рис. 8.22. Безразмерная характеристика вентилятора

вентиляторов. Она позволяет быстро выбрать из нескольких вентиляторов требуемый (по заданным p и L). На рис. 8.20 представлены совмещенные характеристики вентиляторов.

Широко применяется при подборе вентиляторов обезличенная характеристика, построенная в координатах p, $c_{вых}$, где $c_{вых} = L/F_{вых}$, $F_{вых}$ — площадь выходного сечения вентилятора. На рис. 8.21 приведена такая характеристика с номограммой, где A — вспомогательная величина, равная произведению номера вентилятора на его угловую скорость, т. е. $A = N^0\omega$. Под диаграммой в другом квадранте проводят линии, соответствующие стандартным номерам вентиляторов. Для подбора вентилятора из точки *1* с заданными величинами p и η_{max} опускают линию в другой квадрант до точки *2*, характеризующей требуемое значение L. Если эта точка не совпадает с линией стандартного вентилятора, ее перемещают до ближайшей точки (например, *3*). Затем поднимают линию вертикально вверх до точки *4*, соответствующей заданному p, и находят η, A, ω, $c_{вых}$ и номер серийно выпускаемого вентилятора.

Безразмерные характеристики (рис. 8.22) строят по типу размерных, но в координатах ψ, $\bar{N}$, η, φ. Учитывая, что

$$\varphi = L \Big/ \left[\left(\frac{\pi D_2^2}{4}\right) u_2\right]; \quad \psi = p/[(\rho u_2^2/2)];$$

$$\bar{N} = 2N/(\rho u_2^3 F_2) = 2N \Big/ \left[\rho u_2^3 \left(\frac{\pi D_2^2}{4}\right)\right],$$

можно легко перейти от безразмерных характеристик к размерным.

Глава 9. ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

В осевых вентиляторах в отличие от радиальных, направление движения воздушного потока совпадает с осью вращения рабочего колеса. Лопасти рабочего колеса, закрепленные под некоторым углом к плоскости вращения, передают энергию воздушному потоку, перемещая его в осевом направлении. Осевые вентиляторы, как правило, применяются в тех случаях, когда требуемое давление, развиваемое рабочим колесом, относительно невелико, а объемы перемещаемого воздуха значительны.

В развитие теории и практики осевых вентиляторов и компрессоров весомый вклад внесен советскими учеными и исследователями. Особая роль в создании осевых машин принадлежит трудам Н. Е. Жуковского, в частности, его работе «Теория воздушных винтов». Н. Е. Жуковским совместно с В. П. Ветчинкиным заложены основы аэродинамического расчета осевых вентиляторов. Дальнейшее развитие этот метод получил в теоретических и экспериментальных работах ученых ЦАГИ К. А. Ушакова, В. И. Поликовского, К. К. Баулина, Е. Я. Юдина, И. В. Брусиловского, М. Н. Гембаржевского и др. В разработке и внедрении усовершенствованных типов осевых машин в настоящее время принимают активное участие коллективы крупнейших научно-исследовательских институтов, учебных заведений и научно-производственных объединений Москвы, Ленинграда, Харькова и других городов.

Аэродинамическая схема двухступенчатого осевого вентилятора приведена на рис. 9.1. Воздух поступает в корпус вентилятора через входной коллектор и омывает обтекатель (или кок) *1*, неподвижно закрепленный перед направляющим аппаратом *2*, представляющий собой обтекаемой формы металлический насадок. Скорость воздуха вдоль обтекателя плавно возрастает до величины c_0 во входном сечении направляющего аппарата первой ступени.

Направляющие аппараты *2*, *4* состоят из неподвижных профилированных лопаток, их назначение — подача воздуха в рабочее колесо *3* в определенном направлении и преобразование части кинетической энергии потока в энергию потенциальную — статическое давление. В рабочих колесах *3*, *5* энергия вращающегося ротора передается воздушному потоку. Лопатки рабочих колес изготавливают из металла или пластмасс симметричного или несимметричного профиля. Осевые вентиляторы с лопатками рабочих колес симметричного профиля принято называть реверсивными, поскольку при изменении направления вращения вала ротора на противоположное их производительность практически не изменяется. Колеса с лопатками

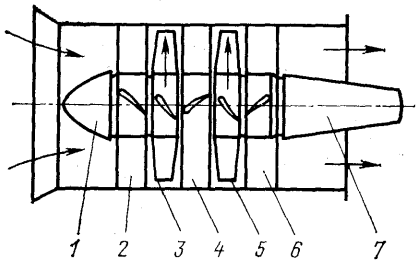


Рис. 9.1. Аэродинамическая схема двухступенчатого осевого вентилятора:

1 — кок; *2*, *4* — направляющие аппараты; *3*, *5* — рабочие колеса; *6* — спрямляющий аппарат; *7* — обтекатель

несимметричного профиля имеют лучшие аэродинамические характеристики, однако при реверсировании их производительность заметно снижается. Лопатки закрепляются на втулке рабочего колеса.

В последнее время широкое применение нашли вентиляторы с изменяющимся углом установки лопаток рабочих колес. Это позволяет варьировать в широких пределах их характеристики при неизменной частоте вращения ротора. При этом мощность изменяется незначительно.

Спрямляющий аппарат *6* позволяет обеспечить безударный выход воздуха с лопаток рабочего колеса и обеспечить движение воздуха в осевом направлении. Кроме того, спрямляющий аппарат так же, как и направляющий, обеспечивает преобразование части скоростного давления в статическое.

Обтекатель *7*, неподвижно закрепленный за спрямляющим аппаратом, обеспечивает постепенное плавное снижение скорости потока, снижая тем самым гидравлические потери.

Производительность современных осевых вентиляторов варьируется в широких пределах, достигая нескольких миллионов кубических метров в час. Давления, создаваемые осевыми вентиляторами, обычно составляют 50—1000 Па.

КПД у осевых вентиляторов больше, чем у радиальных, поскольку внутренних потерь в них меньше. Осевые вентиляторы по конструкции проще радиальных и имеют более низкую удельную массу.

9.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕОРИИ ОСЕВЫХ МАШИН

Выведем основные зависимости для проточной части рабочего колеса осевого вентилятора. Выделим в проточной части кольцевой элемент Δr (рис. 9.2), находящийся на расстоянии r от оси вращения ротора, и развернем полученное сечение на плоскости. Получим решетку профилей осевого вентилятора. Для сечения радиуса r очевидно равенство окружных скоростей на входе в решетку и выходе из нее, т. е. $u_1 = u_2 = u$.

Уравнение неразрывности для проточной части осевого вентилятора имеет вид

$$\rho_1 c_{1a} F_1 = \rho_2 c_{2a} F_2. \qquad (9.1)$$

Обычно сечения F_1 и F_2 проточной части выполняют равными. Если сечения F_1 и F_2 нормальны оси вентилятора, то c_{1a} и c_{2a} — осевые составляющие абсолютных скоростей. Из рис. 9.3 очевидны также соотношения

$$c_{1a} = w_{1a} \text{ и } c_{2a} = w_{2a}. \qquad (9.2)$$

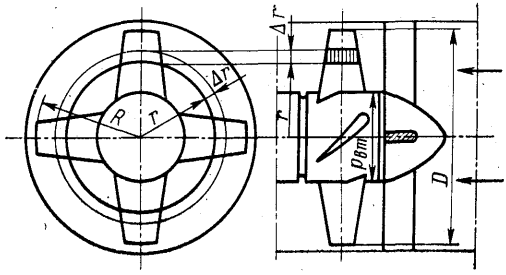


Рис. 9.2. Схема четырехлопастного осевого вентилятора

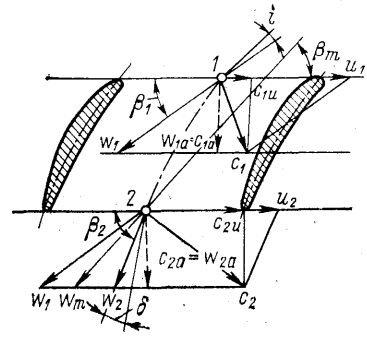


Рис. 9.3. Параллелограмм скоростей решетки лопастей осевого вентилятора

Полагая газ несжимаемым ($\rho_1 = \rho_2$), запишем уравнение неразрывности в форме $c_{1a} = c_{2a} = c_a$; $w_{1a} = w_{2a} = w_a$.

Для расчета теоретического давления, развиваемого осевым вентилятором, используем основное уравнение радиальных машин — уравнение Эйлера (8.14), и, учитывая, что для осевых вентиляторов $u_1 = u_2 = u$, получаем

$$p_т = \rho u (c_{2u} - c_{1u}). \tag{9.3}$$

Из треугольников скоростей (рис. 9.3) следует

$$c_{2u} = u_2 - c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2 \text{ и } c_{1u} = u_1 - c_{1a} \operatorname{ctg} \beta_1.$$

С учетом выведенных выше соотношений уравнение (9.3) может быть переписано в следующем виде:

$$p_т = \rho u c_a (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \tag{9.4}$$

Введем коэффициент расхода, характеризующий, как было показано ранее (8.27), отношение объемных расходов $L/(\pi d^2/4)$ или $\varphi = c_a/u$, тогда

$$p_т = \rho u^2 \varphi (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2), \tag{9.5}$$

где u — окружная скорость на внешнем диаметре лопастей осевого вентилятора.

Рассмотрим планы скоростей в решетке осевого вентилятора, изображенные на рис. 9.4, и выведем некоторые соотношения, связывающие геометрические параметры решетки профилей с характеристиками вентилятора. При построении совмещенного плана скоростей для любого произвольного радиуса r (см. рис. 9.2) использованы уравнения (9.1) и (9.2) и принято допущение об отсутствии потерь энергии при обтекании решетки несжимаемым потоком воздуха. В целях упрощения принято также, что осевой вентилятор не имеет направляющего аппарата, а сечение *1* достаточно далеко удалено от фронтальной линии решетки профилей. С учетом последнего можно записать, что

$$c_1 = c_{1a} = c_{2a} = c_a = w_{1a} = w_{2a} = w_a.$$

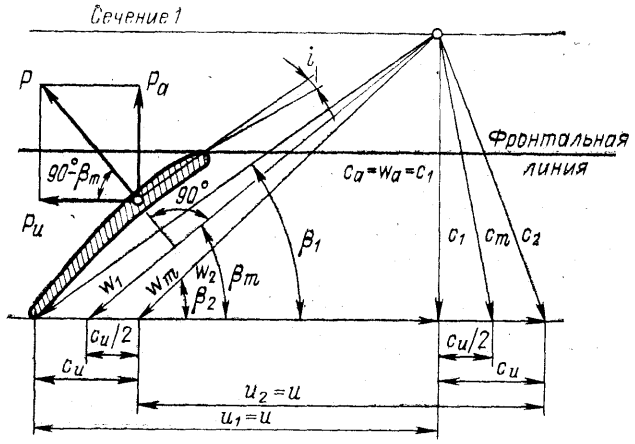


Рис. 9.4. К выводу основных соотношений для осевого вентилятора

Как было показано в гл. 3, на единичный крыловой профиль, движущийся с окружной скоростью u, действует подъемная сила Жуковского P, проекции которой на ось решетки и на фронтальную линию равны соответственно P_a и P_u.

Применив уравнение количества движения к элементарному кольцевому сечению толщиной Δr (см. рис. 9.2), получим (подробный вывод приведен в гл. 3):

$$\left.\begin{aligned} P_a &= \Delta r t (p_2 - p_1); \\ P_u &= \Delta r t \rho w_{1a} (w_{1u} - w_{2u}). \end{aligned}\right\} \qquad (9.6)$$

Вводим понятие циркуляция скорости Г, которая для элемента решетки профилей с шагом t, как было показано ранее, равна

$$\Gamma = (w_{1u} - w_{2u})\, t. \qquad (9.7)$$

Уравнения (9.6) с учетом (9.7) для единичной длины профиля примут вид:

$$P_a = \rho \frac{w_{1u} - w_{2u}}{2} \Gamma \quad \text{и} \quad P_u = \rho w_a \Gamma.$$

Тогда подъемная сила Жуковского для лопасти решетки

$$P = \sqrt{P_a^2 + P_u^2} = \rho\Gamma \sqrt{\left(\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}\right)^2 + w_a^2} = \rho\Gamma w_m, \qquad (9.8)$$

где w_m — среднегеометрический вектор скорости (вектор w_m делит расстояние между концами векторов w_1 и w_2 пополам; из рис. 9.4 видно, что это расстояние равно c_u, а подъемная сила Жуковского P нормальна вектору w_m).

Для произвольного радиуса r крылового профиля можно записать

$$\beta_{mr} = \operatorname{arctg} \frac{c_a}{u_r - c_{ur}/2}$$

(индекс r относится к параметрам на расстоянии r от оси вентилятора).

Разделив числитель и знаменатель на величину окружной скорости на радиусе R (см. рис. 9.2), получим

$$\beta_{mr} = \operatorname{arctg} \frac{c_a/u_R}{u_r/u_R - c_{ur}/2u_R}. \qquad (9.9)$$

Преобразуем последнее выражение. Числитель его $c_a/u_R = \varphi$ — есть коэффициент расхода. Величина u_r/u_R, очевидно, может быть заменена отношением r/R — относительным радиусом элемента лопатки, т. е. $r/R = \bar{r}$.

Для осевых вентиляторов без направляющих аппаратов уравнение Эйлера для теоретического давления, развиваемого рабочим колесом радиусом r, может быть записано в виде

$$p_т = \rho u_r c_{ur};$$

откуда $c_{ur} = p_т/(\rho u_r)$ и $c_{ur}/2u_R = p_т/(2\rho u_r u_R)$.

Умножая числитель и знаменатель правой части последнего уравнения на u_R

$$\frac{c_{ur}}{2u_R} = \frac{p_т u_R}{2\rho u_r u_R^2} = \frac{p_т}{2\rho u_R^2}\frac{u_R}{u_r}$$

и учитывая, что $p_т/(\rho u_R^2/2) = \psi_т$ — коэффициент давления, получаем $c_{ur}/(2u_R) = \psi_т\,(1/4\bar{r})$. После проведенных преобразований уравнение (9.9) примет вид

$$\beta_{mr} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi}{\bar{r} - \psi_т/4\bar{r}}. \qquad (9.10)$$

Уравнение (9.10) устанавливает связь геометрических характеристик (профиля лопатки, углов установки профиля) с безразмерными расходом и давлением, развиваемым осевым вентилятором.

9.2. ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ НА ПОДЪЕМНУЮ СИЛУ

Все предыдущие уравнения были выведены в предположении течения газа без трения. Рассмотрим теперь, как влияет вязкость несжимаемой жидкости на результирующую всех сил, действующих на крыловой профиль в решетке.

Используя уравнения количества движения, получим выражения для осевой и фронтальной составляющих реакции потока на единичный профиль решетки, качественно аналогичные случаю течения идеальной жидкости (рис. 9.5)

$$R_a = (p_1 - p_2)\,t; \quad R_u = -\rho t w_a (w_{u1} - w_{u2}).$$

С учетом вязкости уравнение Бернулли для сечений *1* и *2* будет иметь вид

$$p_1 - p_2 = (\rho/2)\,(w_2^2 - w_1^2) + \Delta p,$$

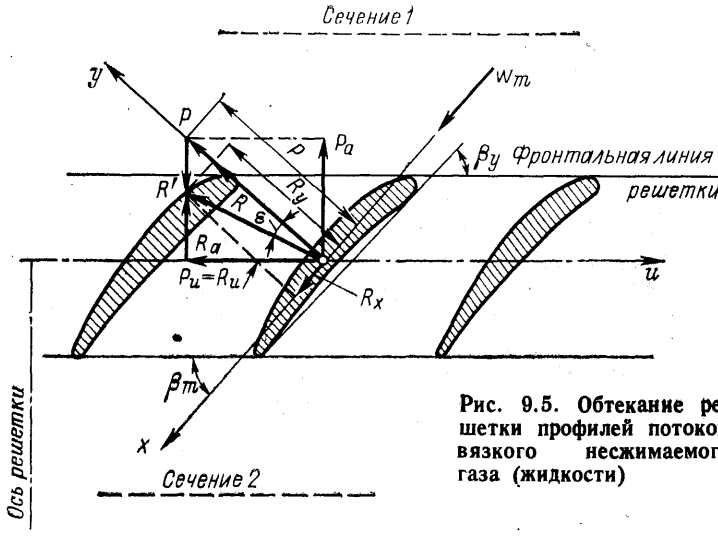


Рис. 9.5. Обтекание решетки профилей потоком вязкого несжимаемого газа (жидкости)

где Δp — суммарные потери полного давления, возникающие как за счет вязкости, так и за счет выравнивания потока в пространстве за решеткой. Отсюда

$$\Delta p = p_1 + \frac{1}{2}\rho\left(w_{1u}^2 + w_{a1}^2\right) - p_2 - \frac{1}{2}\rho\left(w_{u2}^2 + w_{a2}^2\right) =$$

$$= p_1 - p_2 + \frac{1}{2}\rho\left(w_{u1}^2 - w_{u2}^2\right);$$

$$R_a = \frac{1}{2}\rho t\left(w_{u2}^2 - w_{u1}^2\right) + t\Delta p.$$

Абсолютное значение составляющей R_a при движении вязкой жидкости через решетку профилей будет снижаться в сравнении с течением идеальной жидкости на величину $t\,\Delta p$ (заметим, что R_a и $w_{u2}^2 - w_{u1}^2$ отрицательны).

Сравним выражения для проекций подъемной силы Жуковского при движении идеальной жидкости и полученные уравнения течения вязкой жидкости, соответственно

$$-P_u = \rho\Gamma w_a; \quad -P_a = \rho\Gamma\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2};$$

$$-R_u = \rho\Gamma w_a; \quad -R_a = \rho\Gamma\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2} + t\Delta p.$$

Добавочный член $t\,\Delta p$ в выражении для R_a — есть проекция на ось решетки силы сопротивления R'. Проекция этой силы на ось u равна нулю, следовательно, она действует параллельно оси решетки.

Вводя среднегеометрическую векторную скорость $w_m = (w_1 + w_2)/2$, получим выражение $R = \rho\Gamma w_m$, формально не отличающееся от уравнения Жуковского. Однако здесь уже и w, и циркуляция скорости Γ определяются по действительным скоростям w_1 и w_2. Равнодействующая сила R взаимодействия потока вязкой жидкости с профилем решетки складывается из сил Жуковского P и сопротивления R', т. е. $\mathbf{R} = \mathbf{P} + \mathbf{R}'$. При этом действие вязкости проявляется в возникновении силы сопротивления $R' = t\,\Delta p$ и изменении $\mathbf{w}$ и Γ. Поскольку $P_u = R_u$, т. е. проекции силы Жуковского и действительной реакции на фронт решетки или окружную скорость u равны, сила сопротивления не оказывает влияния на вращающий момент решетки профилей. Проекции равнодействующей силы R, действующей на профиль (рис. 9.5), называют соответственно: R_x — *силой лобового сопротивления*, R_y — *подъемной силой*.

Таким образом, обтекание профиля несжимаемым потоком вязкой жидкости при одной и той же скорости обтекания приводит к изменению величины подъемной силы Жуковского и появлению силы профильного сопротивления R_x. Заметим, что фронтальная составляющая результирующей силы R_u характеризует энергетическое воздействие рабочего колеса осевого вентилятора или компрессора на поток воздуха, а осевая составляющая R_a определяет усилие, которое воспринимают подшипники ротора вентилятора.

Отношение подъемной силы профиля к силе лобового сопротивления называют *качеством профиля*

$$k = R_y/R_x.$$

Величина, обратная качеству профиля, называется *обратным качеством профиля*

$$\mu = 1/k = R_x/R_y = \operatorname{tg}\varepsilon,$$

где ε — угол между подъемной силой P и равнодействующей всех сил R (рис. 9.5) (для идеального потенциального потока, очевидно, $\varepsilon = 0$).

9.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Экспериментальные данные по исследованию взаимодействия решетки профилей с потоком, как правило, представляют в виде безразмерных сил подъемной R_y и лобового сопротивления. Эти безразмерные коэффициенты сил единичного профиля или решетки в целом зависят от геометрии профиля и решетки, угла атаки, скоростного давления $\rho w_m^2/2$ и других факторов.

Результирующую полной аэродинамической силы для решетки, сформированной из z профилей единичной высоты с длиной хорды b, принято определять как $R = C_R z b \rho w_m^2/2$, а составляющие R для единичного профиля, т. е. силы подъемную и лобового сопротивления, определяют по следующим зависимостям: $R_y = C_y b \rho w_m^2/2$ и $R_x = C_x b \rho w_m^2/2$. В приведенных уравнениях C_R, C_y и C_x — коэффициенты пропорциональности или коэффициенты сил сопротивления полной аэродинамической, подъемной и профильного сопротивления.

Выведем некоторые соотношения, связывающие основные параметры решетки с аэродинамическими коэффициентами. Проекция результирующей силы R на фронтальную линию решетки определяется по формуле

$$R_u = R_y \sin \beta_m + R_x \cos \beta_m = P \sin \beta_m.$$

Подставляя в это выражение значение подъемной силы Жуковского для профиля решетки $P = \rho \Gamma w_m$, имеем

$$C_y b \rho \frac{w_m^2}{2} + C_x b \rho \frac{w_m^2}{2} = \rho \Gamma w_m \sin \beta_m. \qquad (9.11)$$

В гл. 3 показано, что циркуляция скорости вокруг профиля

$$\Gamma = t (w_{u1} - w_{u2}).$$

Из треугольника скоростей получаем следующие соотношения:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{w_{u1}}{w_a}; \quad \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{w_{u2}}{w_a}; \quad \sin \beta_m = \frac{w_a}{w_m}.$$

Учитывая, что $w_{a1} = w_{a2} = w_a$, и представив выражения для циркуляции скорости в виде

$$\Gamma = t \frac{w_{u1} - w_{u2}}{w_a} \frac{w_a}{w_m} w_m,$$

получим

$$\Gamma = t (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) w_m \sin \beta_m.$$

Подставим полученное выражение в уравнение (9.11)

$$C_y = 2 \frac{t}{b} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \sin \beta_m - C_x \operatorname{ctg} \beta_m.$$

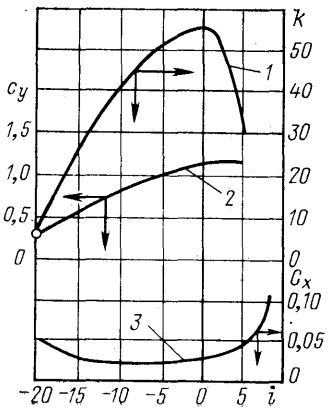


Рис. 9.6. Графические зависимости коэффициентов от угла атаки i:

1 — качества k; *2* — подъемной силы C_y; *3* — профильного сопротивления C_x

Как правило, величиной $C_x \operatorname{ctg} \beta_m$ можно пренебречь, и тогда

$$C_y = 2 \frac{t}{b} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \sin \beta_m.$$

Последнее выражение используется для определения коэффициента подъемной силы по заданным характеристикам решетки профилей. Экспериментальные значения C_y и C_x получают путем продувки решеток профилей разных форм при различных углах их установки и атаки. При этом измеряют скорости потоков, значения сил P_y и P_x, затем рассчитывают коэффициенты сил подъемной C_y и профильного сопротивления C_x. Полученные зависимости приводят в виде графиков, показанных на рис. 9.6, или строятся так называемые «поляры» профилей. По этим

опытным данным подбираются соответствующие типы профилей решетки, выбираются углы атаки и затем рассчитываются значения R_y и R_x. Для всех типов профилей вентиляторов коэффициенты подъемной силы должны располагаться в области с наименьшим обратным качеством $\mu = 1/k = C_x/C_y$. В современных вентиляторах $\mu = 0{,}02 \div 0{,}04$.

9.4. НАГРУЖЕННОСТЬ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЯ

Определим теперь нагруженность решетки профилей в сечении r (см. рис. 9.2). Каждый элемент лопатки передает набегающему воздушному потоку мощность $dLp_т$. Эту величину теоретической мощности можно выразить через подъемную силу профиля P (см. рис. 9.4), т. е. $dLp_т = u_r P \cos(90° - \beta_m) = u_r P_u$. Для z лопаток рабочего колеса мощность, передаваемая им, будет равна

$$dL_z p_т = u_r z P \cos(90° - \beta_m).$$

Расход воздуха через элемент кольцевого сечения лопатки можно определить по уравнению $dL_r = 2\pi r\, dr c_a$, тогда последнее выражение примет вид

$$2\pi r\, dr c_a p_т = u_r z P \cos(90° - \beta_m) = u_r z P \sin\beta_m. \qquad (9.12)$$

Подъемную силу P, действующую на кольцевой элемент dr, можно выразить как $P = (C_y b \rho w_m^2/2)\, dr$, где C_y — коэффициент подъемной силы. Тогда уравнение (9.12) можно привести к виду

$$2\pi r\, dr c_a P_т = u_r z C_y b \rho \frac{w_m^2}{2} dr \sin\beta_m.$$

Из треугольника скоростей (рис. 9.4) имеем

$$\sin\beta_m = c_a/w_{mr}; \quad w_{mr} = \frac{u_r - c_{ur}/2}{\cos\beta_m};$$

и учитывая, что

$$\frac{bz}{2\pi r} = \frac{b}{2\pi r/z} = \frac{b}{t} = \tau$$

(где t — шаг решетки, а τ — ее густота), получаем

$$p_т = u_r C_y \tau \rho \frac{u_r - \frac{c_{ur}}{2}}{2\cos\beta_m}.$$

Решим последнее равенство относительно произведения

$$C_y\tau = \frac{2p_т \cos\beta_m}{u_r\rho\,(u_{r1} - c_{ur}/2)}. \qquad (9.13)$$

Произведение $C_y\tau$ называется *нагруженностью решетки* профилей. Преобразуем выражение (9.13), для чего умножим числитель и знаменатель на u_R^2. Получим

$$C_y\tau = \frac{2p_т \cos\beta_m}{u_r\rho\,(u_r - c_{ur}/2)} \frac{u_R^2}{u_r^2} = \frac{2p_т u_R^2 \cos\beta_m}{\rho u_R^2 \left(u_r^2 - u_r c_{ur}/2\right)}.$$

Введем безразмерный коэффициент давления

$$\psi_т = p_т/(\rho u_R^2/2),$$

тогда последнее выражение примет вид

$$C_y\tau = \frac{\psi_т \cos\beta_m}{u_r^2/u_R^2 - u_r c_{ur}/2u_R^2}. \qquad (9.14)$$

Преобразуем уравнение (9.14). Согласно уравнению Эйлера, $p_т = \rho u_r c_{ur}$ и $c_{ur} = p_т/(\rho u_r)$. Величина $u_r/u_R = \bar{r}$ — есть относительный радиус, а отношение $u_r c_{ur}/2u_R^2 = p_т u_r/(2\rho u_R^2 u_r) = \psi_т/4$. И окончательно уравнение (9.14) приводится к виду $C_y\tau = \psi_т \cos\beta_m/(\bar{r}^2 - \psi_т/4)$.

9.5. УСЛОВИЕ РАБОТЫ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

В предыдущих разделах были рассмотрены процессы взаимодействия воздушного потока с решеткой, сформированной из крыловых профилей, полученных цилиндрическим рассечением рабочего колеса, причем радиус цилиндра принят произвольным и равным r. Однако отдельные элементы лопатки, расположенные на различных расстояниях от оси вращения, движутся с различными окружными скоростями u. Поэтому для лопатки постоянной ширины и с определенными углами установки профиля давление, создаваемое элементами лопатки, расположенными на различных расстояниях от оси вращения, будет различно. В результате неравномерности профиля скоростей и давлений происходит радиальное перемещение потока из области повышенного давления в область пониженного, что отрицательно сказывается на характеристиках осевых вентиляторов. Чтобы снизить до минимума радиальное движение воздуха, необходимо проектировать лопатки с относительно большой длиной исходя из принципа Даламбера.

Движение воздуха в осевом направлении происходит без ускорения, следовательно, осевые силы отсутствуют и на выделенный объем потока (рис. 9.7) действуют только равномерно распределенные по цилиндрическим поверхностям центробежные силы и силы давления, которые взаимно уравновешиваются.

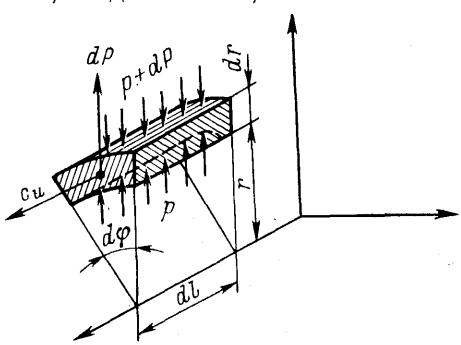


Рис. 9.7. Силы, действующие на элементарный объем воздуха, движущегося через осевой вентилятор

Центробежная сила, действующая на элементарный объем массой dm, вращающийся с окружной скоростью c_u, равна

$$P_ц = dmr\omega^2 = dm\frac{c_u^2}{r}. \qquad (9.15)$$

Элементарная масса выделенного объема может быть рассчитана по уравнению

$$dm = \rho r\, dl\, d\varphi\, dr. \tag{9.16}$$

Подставляя (9.16) в (9.15), получаем

$$P_{\text{ц}} = \rho r\, dl\, d\varphi\, dr \frac{c_u^2}{r}.$$

Условие равновесия примет вид

$$\rho r\, dl\, d\varphi\, dr \frac{c_u^2}{r} = r\, d\varphi\, dl\, dp.$$

Следовательно, для исключения радиальных перетечек воздуха необходимо обеспечить условие

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \tag{9.17}$$

Из уравнения Эйлера для теоретического давления, развиваемого вентилятором

$$p_{\text{т}} = \rho u_2 c_{2u} = p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2). \tag{9.18}$$

Поскольку для осевого вентилятора $c_{1a} = c_{2a} = c_a$, уравнение (9.18) с учетом (9.15) можно переписать в виде

$$\rho\omega r c_{2u} = p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2}(c_{2u}^2 - c_{1u}^2). \tag{9.19}$$

Продифференцируем (9.19) по r:

$$\rho\omega\left(c_{2u} + r\frac{dc_{2u}}{dr}\right) = \frac{p_2}{dr} - \frac{p_1}{dr} + \rho\left(c_{2u}\frac{dc_{2u}}{dr} - c_{1u}\frac{dc_{1u}}{dr}\right).$$

Полагая $dp_1/dr = 0$; $c_{1u} = 0$, получаем

$$\rho\omega\left(c_{2u} + r\frac{dc_{2u}}{dr}\right) = \frac{dp_2}{dr} + \rho c_{2u}\frac{dc_{2u}}{dr}. \tag{9.20}$$

Сравнивая (9.20) и (9.17), имеем:

$$\frac{u}{r}c_{2u} + u\frac{dc_{2u}}{dr} - c_{2u}\frac{dc_{2u}}{dr} - \frac{c_{2u}^2}{r} = 0;$$

$$(u - c_{2u})\left(\frac{c_{2u}}{r} + \frac{dc_{2u}}{dr}\right) = 0. \tag{9.21}$$

Из (9.21) следуют два условия отсутствия перетечек воздуха в радиальном направлении: $u - c_{2u} = 0$ и $c_{2u}/r + dc_{2u}/dr = 0$. Первое из них дает $u = c_{2u}$, т. е. предполагает закручивание потока по закону твердого тела, чего не может быть в газовой среде. Разделяя переменные и производя интегрирование во втором выражении, получаем $\ln(c_{2u}r) = \text{const}$ и, следовательно,

$$c_u r = \text{const}. \tag{9.22}$$

Уравнение (9.22) показывает, что для исключения радиального перетекания воздуха в длинных лопатках рабочего колеса осевого вентилятора, необходимо обеспечить постоянство циркуляции по длине лопатки. Каждая частица потока в этом случае будет двигаться по цилиндрической поверхности определенного радиуса. Поэтому для снижения радиальных перетечек газа и повышения КПД осевого вентилятора длинные лопатки изготавливают закрученными с переменными углами установки β по длине. Для коротких лопаток, т. е. имеющих большой относительный диаметр втулки, лопасти не закручивают, но изготавливают их с уменьшающейся с радиусом длиной хорды (см. рис. 9.1; 9.2).

9.6. КПД И МОЩНОСТЬ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Эффективность работы осевых вентиляторов оценивается их коэффициентом полезного действия, который представляет собой отношение действительного давления, развиваемого рабочим колесом, к теоретическому:

$$\eta_{\text{р}} = \frac{p}{p_{\text{т}}} = \frac{p}{p + \Delta p}, \tag{9.23}$$

где Δp — потери давления в решетке.

Уравнение (9.23) может быть переписано в форме

$$\eta_{\text{р}} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 + \Delta p}. \tag{9.24}$$

Как было показано в (9.2), $p_2 - p_1 + \Delta p = \frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2)$.

Из плана скоростей следует, что

$$\frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2) = \rho (w_{1u} - w_{2u}) w_a \operatorname{ctg} \beta_m.$$

Сравнивая последнее выражение с (9.6), получаем для лопатки единичной длины

$$p_2 - p_1 + \Delta p = \frac{P_u}{t} \operatorname{ctg} \beta_m. \tag{9.25}$$

Из (9.6) следует также, что

$$p_2 - p_1 = \frac{P_a}{t}. \tag{9.26}$$

Подставляя (9.25) и (9.26) в (9.24), получаем

$$\eta_{\text{р}} = \frac{P_a}{t} \Big/ \left(\frac{P_u}{t} \operatorname{ctg} \beta_m\right) = P_a/(P_u \operatorname{ctg} \beta_m).$$

Рассматривая соотношение сил (рис. 9.5), имеем

$$P_a = R_y \cos \beta_m - R_x \sin \beta_m$$

и

$$P_u = R_x \cos \beta_m + R_y \sin \beta_m.$$

Разделив числитель и знаменатель полученного выражения на $R_y \cos \beta_m$ и используя соотношение $R_x/R_y = C_x/C_y = \mu$, получаем

$$\eta_p = \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \beta_m}{1 + \mu \operatorname{ctg} \beta_m},$$

где μ — обратное качество профиля (если принять $\beta_y = 25 \div 45°$, а $\mu = 0{,}03$, то КПД решетки будет $\eta_p = 0{,}92 \div 0{,}94$).

Полученное выражение для КПД решетки не учитывает радиальных перетечек газа, потерь энергии на местные сопротивления и трение в подшипниках.

Мощность на валу осевого вентилятора определится выражением

$$N = \frac{Lp}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

где η — полный КПД вентилятора.

9.7. РАСЧЕТ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Заданными величинами для расчета осевого вентилятора являются его производительность L (м^3/с), давление p (Па) и физические свойства перемещаемой среды. Как правило, осевые вентиляторы непосредственно устанавливаются на валу электродвигателя. В таком случае известна и частота вращения рабочего колеса вентилятора n. Окружные скорости осевых вентиляторов обычно ограничивают величиной 100 м/с (бóльшие скорости ухудшают его акустические характеристики).

Расчет начинается с определения диаметра рабочего колеса вентилятора D. Его рассчитывают по эмпирической зависимости

$$D = \frac{0{,}32\,(0{,}545 n_y + 4b)\sqrt{p}}{n},$$

где n_y — коэффициент быстроходности ($n_y = 53 L^{1/2} \omega / p^{3/4}$).

Диаметр D может быть определен из уравнения неразрывности

$$c_a = \frac{4L}{\pi D^2 (1 - \nu^2)} = k_\varphi \nu u = k_\varphi \nu \frac{\pi D n}{60}, \qquad (9.27)$$

где $k_\varphi = c_a / u_{вт}$ (обычно $k_\varphi = 0{,}6 \div 1{,}0$); ν — относительный диаметр втулки ($\nu = D_{вт}/D$).

Относительный диаметр втулки выбирается в зависимости от коэффициента теоретического давления $\psi_т = kp/(\rho u^2/2)$, где $k \approx 1{,}25$ учитывает средний КПД вентилятора по данным экспериментальных исследований (при $\psi \leqslant 0{,}2$ $\nu = 0{,}35 \div 0{,}45$, при $\psi = 0{,}2 \div 0{,}4$ $\nu = 0{,}5 \div 0{,}7$, т. е. бóльшие значения относительного диаметра втулки принимаются для высоконапорных вентиляторов).

Из уравнения (9.27) получаем

$$D = 2{,}9 \sqrt[3]{\frac{1}{\nu (1 - \nu^2)}} \sqrt[3]{\frac{L}{k_\varphi n}}.$$

Далее определяют площадь колеса вентилятора $F = \pi D^2/4$, и его окружная скорость $u = \pi D n/60$. Рассчитываются коэффициенты рас-

хода и давления вентилятора $\varphi = L/(F_u)$; $\psi = p/(\rho u^2/2)$. Определяется диаметр втулки $D_{вт} = \nu D$ и находится длина лопасти $l_л = (D - D_{вт})/2$. Лопасть разбивается на ряд кольцевых сечений (7—10 шт.) по длине, и для каждого из них ведется расчет по его среднему радиусу. Получаются различные значения лопастных углов на входе и выходе, таким образом, лопасть становится винтовой (закрученной). Затем определяется безразмерный радиус $\bar{r} = r/2$ каждого кольцевого сечения, рассчитывается угол

$$\beta_{mr} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi}{\bar{r} - \psi/4\bar{r}}.$$

и находится нагруженность решетки профилей

$$(C_y\tau) = \frac{\psi_т \cos \beta_m}{\bar{r}^2 - \psi_т/4}.$$

Для среднего значения относительного радиуса

$$\bar{r}_{ср} = r_{ср}/R = \sqrt{\frac{1+\nu^2}{2}}$$

можно ориентировочно принять 0,6—0,8.

По выбранному значению C_y определяется густота решетки τ и число лопаток $z = \pi\tau D\bar{r}_{ср}/b$. Число лопаток обычно выбирается от 2 до 40 шт. Для снижения шума рекомендуется, чтобы частота $f = (n/60)\,z$ была менее 60 или больше 200. Ширина лопатки b из конструктивных соображений принимается равной 30—100 мм. Для рассчитанных значений b и z определяются коэффициенты подъемной силы в различных сечениях и густота решетки

$$\tau = zb/(\pi D\bar{r}) = \tau_{ср}\bar{r}_{ср}/\bar{r}.$$

Углы входа и выхода потока в межлопаточных каналах решетки рассчитываются по формулам:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{c_a}{u_{ср}};$$

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_a}{u_{ср} - c_u},$$

а c_u определяется по уравнению Эйлера

$$c_u = p_т/(\rho u_{ср}\eta_г),$$

где $\eta_г$ — гидравлический КПД рабочего колеса, принимаемый равным 0,75—0,9.

Проектировщиком выбирается тип лопаток: профильные или листовые. Рабочие колеса с профильными лопатками имеют бóльшие КПД и лучшие акустические характеристики при $Re = w_m b/\nu \geqslant \geqslant 80\,000$. Листовые лопатки проще в изготовлении, рабочие колеса, снабженные ими, имеют меньшие габариты.

В зависимости от коэффициента подъемной силы по полярам профилей подбирается требуемый профиль и определяется угол атаки i (угол между касательной к средней линии профиля и относительной скоростью на входе $i = 2 \div 7^\circ$).

Как отмечалось выше, коэффициент подъемной силы должен располагаться в области наименьших значений обратного качества μ, в противном случае задаются другими значениями C_y для $\bar{r}_{ср}$ и производят расчет во втором приближении. Если C_y у основания лопасти превышает C_y в остальных сечениях и не соответствует наименьшим μ, то может быть изменен относительный диаметр втулки ν.

Пример 9.1. Рассчитать основные характеристики осевого вентилятора производительностью $L = 25\,000$ м³/ч, развивающего давление $p = 200$ Па при частоте вращения рабочего колеса $n = 960$ об/мин. Плотность воздуха принять стандартной ($\rho = 1{,}2$ кг/м³).

Решение. Определяем коэффициент быстроходности рассчитываемого вентилятора

$$n_y = 53\frac{L^{1/2}\omega}{p^{3/4}} = 53\frac{\left(\frac{25\,000}{3600}\right)^{1/2}\left(\frac{3{,}14\cdot 960}{30}\right)}{200^{3/4}} = 264.$$

Полученное значение характерно для осевых вентиляторов с листовыми закругленными лопатками ($n_y = 200 \div 400$).

Находим диаметр рабочего колеса, используя уравнение

$$D = \frac{0{,}32\,(0{,}545 n_y + 4b)\sqrt{p}}{n}.$$

Ширину лопатки b примем из конструктивных соображений $b = 100$ мм, тогда

$$D = \frac{0{,}32\,(0{,}545\cdot 264 + 4\cdot 0{,}1)\sqrt{200}}{960} = 0{,}68 \text{ м}.$$

Определим диаметр рабочего колеса, используя уравнение неразрывности

$$D \approx 2{,}9\sqrt[3]{\frac{1}{\nu(1-\nu^2)}}\sqrt[3]{\frac{L}{K_\varphi n}}.$$

Относительный диаметр втулки для большинства осевых вентиляторов изменяется в пределах $\nu = 0{,}4 \div 0{,}8$. Принимаем $\nu = 0{,}6$. Отношение осевой скорости к окружной на внешнем диаметре втулки $k_\varphi = c_a/u_{вт}$ (обычно изменяется в пределах 0,6—1,0).

Для данного примера принимаем $k_\varphi = 1{,}0$, тогда

$$D \approx 2{,}9\sqrt[3]{\frac{1}{0{,}6\,(1-0{,}6^2)}}\sqrt[3]{\frac{25\,000}{3600\cdot 1{,}0\cdot 960}} = 0{,}760 \text{ м}.$$

Полученный результат удовлетворительно согласуется с предыдущим. Принимаем промежуточную величину $D = 700$ мм.

Окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса вентилятора определяется по формуле

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}7\cdot 960}{60} = 35{,}2 \text{ м/с}.$$

$u <$ 100 м/с. Последнее значение не рекомендуется превышать во избежание сильного шума.

Площадь окружности диаметром D рассчитываем по формуле

$$F = \pi D^2/4 = 3{,}14\cdot 0{,}7^2/4 = 0{,}385 \text{ м}^2.$$

Относительный коэффициент расхода находим из выражений

$$\overline{L} = \frac{L}{Fu} = \frac{c_a}{u} = \frac{6{,}94}{0{,}385 \cdot 35{,}2} = 0{,}512.$$

Вычислим коэффициент давления

$$\psi = \frac{2p}{\rho u^2} = \frac{2 \cdot 200}{1{,}2 \cdot 35{,}2^2} = 0{,}269.$$

Теоретический коэффициент давления

$$\psi_т = k\psi = 1{,}25 \cdot 0{,}269 = 0{,}336.$$

Для принятого значения относительного диаметра втулки $\nu = D_{вт}/D = 0{,}6$ диаметр втулки $D_{вт} = 0{,}7 \cdot 0{,}6 = 0{,}42$ м $= 420$ мм.

Длина лопасти

$$l_л = (D - D_{вт})/2 = (0{,}7 - 0{,}42)/2 = 0{,}14 \text{ м} = 140 \text{ мм}.$$

Цилиндрические лопасти применяются только при $\nu \geqslant 0{,}7$, т. е. для коротких лопастей. В этом случае допустимо рассчитывать параметры лопастей по среднему диаметру

$$D_{ср} = \sqrt{\frac{D^2 + D_{вт}^2}{2}}.$$

В нашем случае $\nu = 0{,}6 < 0{,}7$ (длинные лопатки), поэтому лопатки разбиваем по длине на семь участков и для каждого расчет ведем отдельно по его среднему диаметру. Принимаем к установке осевой вентилятор без направляющего аппарата.

Определяем осевую составляющую скорости c_a и коэффициент расхода φ по следующим формулам:

отношение площадей сечения втулки и рабочего колеса

$$\frac{F_{вт}}{F} = \frac{4\pi D_{вт}^2}{4\pi D^2} = \nu^2;$$

площадь кольцевого сечения находится из выражения

$$F_1 = F - F_{вт} = F\left(1 - \frac{F_{вт}}{F}\right) = F(1 - \nu^2),$$

откуда

$$\varphi = \frac{L}{F(1 - \nu^2)\, u} = \frac{\overline{L}}{1 - \nu^2} = \frac{0{,}512}{1 - 0{,}6^2} = 0{,}8$$

и осевая составляющая

$$c_a = \varphi u = 0{,}8 \cdot 35{,}2 = 28{,}16 \text{ м/с}.$$

При отсутствии закрутки на входе в решетку

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} c_a/u_i,$$

здесь u_i — окружная скорость, рассчитанная по среднему радиусу i-го участка

$$r_i = \frac{D_{вт}}{2} + \frac{l(2i - 1)}{2n},$$

где n — число делений; i — номер участка.

Средний угол притекания потока к лопатке в i-м сечении вычисляется по формуле

$$\beta_{mi} = \operatorname{arctg} \frac{c_a}{u_i - c_{2u}/2}.$$

Таблица 9.1

Геометрические параметры лопастей

Номер участка	Средний радиус r_i сечения лопасти на участке, м	Относительный радиус $\bar{r}_i$	Окружная скорость u_i	Тангенциальная составляющая скорости $c_2 c_{2u}$	Угол входа β_1°	Средний угол β_m°	Угол выхода β_2°	Нагруженность лопасти $(C_y\tau)$	Густота решетки τ_i	Коэффициент подъемной силы C_{yi}
1	0,22	0,629	22,11	8,38	51,9	57,5	64,0	0,579	0,709	0,817
2	0,24	0,686	24,12	7,68	49,4	54,2	59,7	0,508	0,650	0,782
3	0,26	0,743	26,12	7,09	47,2	51,3	55,9	0,449	0,600	0,748
4	0,28	0,8	28,13	6,58	45,0	48,6	52,6	0,399	0,558	0,715
5	0,30	0,857	30,14	6,14	43,1	46,1	49,6	0,358	0,520	0,688
6	0,32	0,914	32,15	5,76	41,2	43,9	46,9	0,322	0,488	0,660
7	0,34	0,971	34,16	5,42	39,5	41,8	44,4	0,292	0,459	0,636
при $\bar{r}_{ср}$	0,289	0,825	29,03	6,37	44,1	47,5	51,2	0,380	0,540	0,704

Угол выхода потока из решетки рабочего колеса находим из уравнения

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_a}{u_i - c_{2u}},$$

где c_{2u} определяем из уравнения Эйлера:

$$c_{2u} = p/(\rho u_i \eta_г).$$

Гидравлический КПД изменяется в диапазоне $\eta_г = 0{,}75 \div 0{,}92$; принимаем $\eta_г = 0{,}9$.

Определяем нагруженность решетки в каждом i-м сечении:

$$(C_y\tau) = \frac{\psi_т \cos\beta_m}{\bar{r}_i^2 - \psi_т/4}; \quad \bar{r}_i = \frac{r_i}{R},$$

где R — радиус рабочего колеса, $R = D/2$.

Расчеты геометрических параметров лопастей осевого вентилятора сведены в табл. 9.1.

Средний относительный радиус решетки находим по формуле

$$\bar{r}_{ср} = \frac{r_{ср}}{R} = \sqrt{\frac{1+\nu^2}{2}} = \sqrt{\frac{1+0{,}6^2}{2}} = 0{,}825.$$

Принимая коэффициент подъемной силы $C_y = 0{,}7$, определяем густоту решетки для среднего радиуса

$$\tau_{ср} = \frac{(C_y\tau)_{ср}}{C_y} = \frac{0{,}38}{0{,}7} = 0{,}54.$$

Находим число лопаток, исходя из принятой ширины $b = 0{,}1$ м,

$$z = \frac{\pi\tau_{ср} D\bar{r}_{ср}}{b} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}54 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}825}{0{,}1} = 9{,}79.$$

Принимаем $z = 10$ шт., и по рассчитанному в среднем сечении значению z определяем густоту решетки

$$\tau_i = \frac{zb}{\pi D\bar{r}_i} = \frac{\tau_{ср}\bar{r}_{ср}}{\bar{r}_i} = \frac{0{,}54 \cdot 0{,}825}{\bar{r}_i} = \frac{0{,}446}{\bar{r}_i}$$

и коэффициент подъемной силы

$$C_{yi} = \frac{C_y\tau}{\tau_i}.$$

Анализ полученных результатов свидетельствует об изменении углов β_1 и β_2 на входе и выходе из рабочего колеса, следовательно, лопасть должна быть закрученной (винтовой).

Используя графики $C_y = f(C_x, i)$ для дуговых листовых профилей при наименьших значениях обратного качества $\mu = 0{,}03$, получаем для рассчитанных коэффициентов подъемной силы ($C_y = 0{,}82 \div 0{,}84$) наивыгоднейший угол атаки $i = 2°$. Тогда угол установки профиля или лопастной угол $\beta_{1л} = \beta_1 + 2°$. Определяем КПД решетки профилей

$$\eta_р = \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \beta_m}{1 + \mu \operatorname{ctg} \beta_m} = \frac{1 - 0{,}03 \operatorname{tg} 47{,}5°}{1 + 0{,}03 \operatorname{ctg} 47{,}5°} = 0{,}94.$$

Гидравлический КПД, принятый ранее равным $\eta_г = 0{,}9$, учитывает КПД решетки, а также местные гидравлические потери на входе и выходе из вентилятора, трение и т. д.

Принимая механический КПД, учитывающий потери энергии в подшипниках, равным $\eta_м = 0{,}96$ (диапазон изменения $\eta_м$ в современных осевых машинах $\eta_м = 0{,}94 \div 0{,}98$), получаем значение полного КПД вентилятора

$$\eta = \eta_г \eta_м = 0{,}9 \cdot 0{,}96 = 0{,}864.$$

Мощность на валу осевого вентилятора

$$N = \frac{pL}{\eta} = \frac{25\,000 \cdot 200}{3600 \cdot 0{,}864} = 1608 \text{ Вт}.$$

9.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Характеристики осевых вентиляторов, как и радиальных, представляют собой зависимость давления, мощности и КПД от производительности. Характеристики получают путем испытаний при постоянной частоте вращения и затем пересчитывают по соответствующим уравнениям для других частот. В отличие от характеристик радиальных машин напорная характеристика $p = f(L)$ осевых машин имеет ярко выраженную седловидную форму, что особенно характерно для высоконапорных вентиляторов. Наличие седловины объясняется уменьшением подъемной силы лопастей при небольших расходах воздуха и больших углах атаки. Мощность осевого вентилятора незначительно варьируется с изменением его производительности. Поэтому пуск вентилятора нужно производить при открытом входном сечении, колебания производительности во время работы практически не сказываются на нагрузке привода вентилятора.

С ростом производительности КПД вентилятора вначале возрастает и затем, достигнув максимума, резко убывает. Рабочий режим характеристики выбирается в стабильной части напорной характеристики таким образом, чтобы КПД вентилятора в расчетном режиме составлял не менее $0{,}9\eta_{max}$.

Регулирование производительности осевых вентиляторов может осуществляться несколькими способами: изменением частоты вращения рабочего колеса, поворотом его лопаток или лопаток направляющего аппарата и комбинированным способом. Наиболее эффективен первый способ, однако его нельзя осуществить, если в качестве привода используются электродвигатели с постоянной частотой вращения и ротор двигателя непосредственно соединен с рабочим колесом вентилятора.

Наиболее часто применяемым способом регулирования является изменение угла поворота лопаток направляющего аппарата.

Глава 10. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Под вентиляторной установкой будем понимать совокупность вентиляторов (с передачей и приводом), направляющих аппаратов, а также арматуры и других элементов, создающих аэродинамическое сопротивление. В связи с этим подлежат обсуждению такие вопросы, как подсоединение сети к вентилятору на всасывании и нагнетании, работа вентиляторной установки на сеть. В некоторых случаях приходится использовать не один, а два вентилятора, при этом особенности их совместной работы оказывают влияние на работу каждого вентилятора в отдельности и на работу установки в целом. Особенности эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживаемых вентиляторными установками, вызывают необходимость регулирования подачи воздуха. Поэтому очень важным моментом является вопрос об экономичном регулировании производительности вентиляторных установок.

Как указывалось выше, экономичность вентилятора оценивается полным η или статическим $\eta_{ст}$ КПД.

10.1. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА НА СЕТЬ

С помощью вентиляторной установки осуществляется передача механической энергии, получаемой от двигателя, потоку воздуха, проходящему по присоединенным к вентилятору воздуховодам, аппаратам, фильтрам, арматуре, т. е. комплексу аэродинамических сопротивлений, именуемых в дальнейшем сетью. Как было показано выше, при движении воздуха в сети возникают потери давления на трение и местные сопротивления. Потери в сети могут быть подразделены на внутренние и внешние. К первым относятся потери на трение и внутренние местные сопротивления; внешние потери связаны с приточными вытяжными и распределительными устройствами. Сумма внутренних и внешних потерь давления в сети определяет полное гидравлическое сопротивление сети $p_с$. Потери на трение и местные сопротивления (см. гл. 4) при достаточно больших значениях критерия Re будут пропорциональны квадрату скорости потока во всех сечениях сети, поэтому для полного гидравлического сопротивления сети может быть записано уравнение вида

$$p_с = aL^2. \tag{10.1}$$

Это уравнение принято называть характеристикой сети. В общем случае уравнение характеристики сети имеет вид

$$p_с = aL^n + bL \pm p_0, \tag{10.2}$$

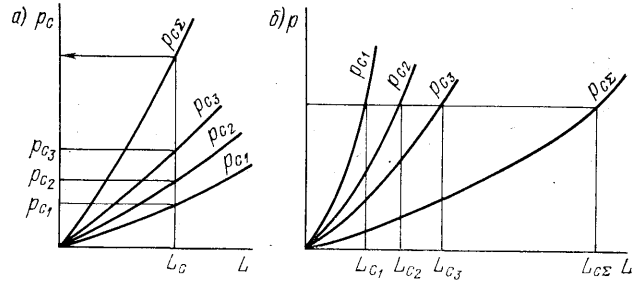


Рис. 10.1. К расчету характеристики сложной сети: *а*— последовательное соединение; *б* — параллельное соединение

где p_0 — аэростатическая составляющая давления, характеризующая соотношение давления воздуха на всасывании и в объекте, обслуживаемом системой; a и b — корреляционные коэффициенты.

Наибольшее распространение имеют сети, определяемые уравнением (10.1), однако встречаются и имеющие частные характеристики: $p_c = p_0$ — с постоянным сопротивлением (включают только сопротивление столба жидкости); $p_c = bL$ — с ламинарным движением потока (например, фильтр); $p_c = aL^2 \pm p_0$ — с турбулентным движением потока и постоянным сопротивлением (естественная тяга, наддув и т. п.); $p_c = aL^n$ — с переменным и переходным режимом течения потока (сосуды большого объема с резким снижением скорости газа и др.). В практике встречаются сложные разветвленные сети с последовательным и параллельным включением участков, в этом случае для нахождения суммарной характеристики сети предварительно определяют характеристику каждой группы участков, соединенных параллельно, а затем расход, затем по сопротивлениям суммируют последовательно соединенные участки, как это показано на рис. 10.1, *а*. В случае последовательного соединения имеем

$$p_{cΣ} = p_{c1} + p_{c2} + p_{c3} = (a_1 + a_2 + a_3) L_c^2. \qquad (10.3)$$

При параллельном соединении (рис. 10.1, *б*) имеем

$$L_{cΣ} = L_{c1} + L_{c2} + L_{c3} = \sqrt{p}\left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}}\right). \qquad (10.4)$$

Вентилятор может отсасывать воздух из сети или нагнетать воздух в сеть, либо отсасывать воздух из одного участка, перекачивая его в другой, при этом система может быть замкнутой. В каждом частном случае давление, развиваемое вентилятором, будет по-разному распределяться по участкам сети. В общем случае должно выполняться следующее условие:

$$p_c = p_в, \qquad (10.5)$$

где с и в — индексы, относящиеся к сети и вентилятору.

Выразим p_c и $p_в$ через их составляющие:

$$\Delta p_{вс} + \Delta p_{наг} + \Delta p_{вых} = p_{ст} + p_{дин}, \qquad (10.6)$$

где $\Delta p_{вс}$, $\Delta p_{наг}$ — потери давления во всасывающем и нагнетательном участках сети, $\Delta p_{вых}$ — запас кинетической энергии воздуха на выходе из сети ($\Delta p_{вых} = \rho v_{вых}^2/2$), $p_{ст}$, $p_{дин}$ — статическое и динамическое давление вентилятора.

В частных рассмотренных случаях равенство (10.6) принимает вид:

$$\Delta p_{наг} + \Delta p_{вых} = p_{ст} + p_{дин};$$

$$\Delta p_{вс} = p_{ст}\,(\Delta p_{вых} = p_{дин}).$$

В случае, если вентилятор работает на сеть, то $\Delta p_{вс} = p_{ст} = 0$, а $p_{дин} = \Delta p_{вых}$.

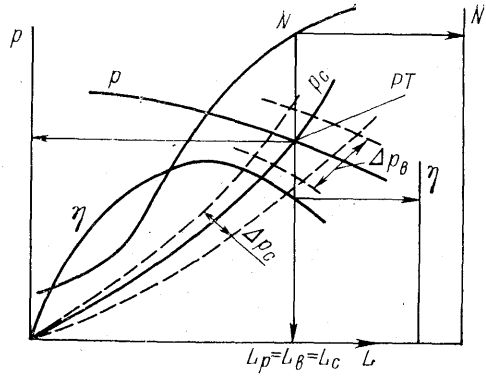


Рис. 10.2. Графическая интерпретация метода наложения характеристик:
——— — расчетный режим; — — — — экспериментальный режим

Из всего вышеизложенного следует очень важный вывод — давление, развиваемое вентилятором, распределяется между всасывающим и нагнетательным участками сети пропорционально их сопротивлениям и это распределение, в принципе, не зависит от конструкции вентилятора.

Для анализа работы вентилятора на сеть используется метод наложения характеристик вентилятора и сети (рис. 10.2). При этом для заданной характеристики сети и вентилятора существует одна рабочая точка (РТ) и соответствующие ей расчетные значения $p_р = p_в = p_с$ и $L_р = L_в = L_с$. Мощность и КПД вентилятора определяются по величине $L_в$, как это показано на рисунке. Применяя метод наложения характеристик, можно анализировать работу вентилятора на сеть и решать вопросы его соответствия сети, обнаруживать неисправности регулирования производительности. Так, если действительный расход воздуха не равен требуемому расчетному $L_р$ (рис. 10.2), то должна быть изменена характеристика вентилятора $\Delta p_в$ или сети $\Delta p_с$.

10.2. ПОДСОЕДИНЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА К СЕТИ

При правильном присоединении вентилятора к сети должно быть обеспечено плавное течение воздуха, малое падение давлений и симметричность потока воздуха, в противном случае рабочее колесо будет нагружено неравномерно и это приведет к дополнительным потерям давления. При работе вентилятора без всасывающего участка следует к всасывающему отверстию подключить всасывающий коллектор, особенно это важно для вентиляторов, имеющих широкие колеса. Если перед вентилятором не установлен коллектор, то струя во входном сечении суживается, что приводит к уменьшению эффективной (рабочей) ширины колеса и снижению КПД вентилятора. При правильном подсоединении сети на нагнетательной сто-

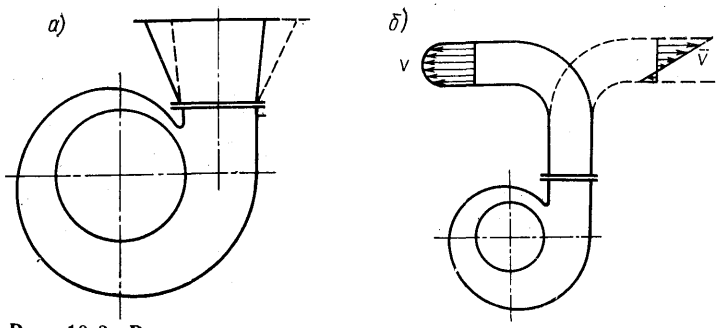


Рис. 10.3. Варианты присоединения на нагнетании: *а* — диффузора; *б* — колена; ——— — правильное; — — — — неправильное

роне, должно выполняться следующее правило: направление воздушного канала должно соответствовать течению воздуха без отклонений. В радиальном (центробежном) вентиляторе поток воздуха, выходящий из него, отклоняется в сторону вращения рабочего колеса. В этом случае допустим диффузор с большим углом раскрытия в направлении вращения, как это показано на рис. 10.3, *а*. Пунктирными линиями показано неправильное подсоединение; такой диффузор будет работать хуже обычной цилиндрической трубы. Правильный выбор углов переходного диффузора может заметно улучшить качество работы вентиляторной установки. Если близко за вентилятором имеется колено, то следует стремиться, чтобы оно следовало направлению вращения, как это показано на рис. 10.3, *б* сплошными линиями, при этом будет происходить выравнивание скоростного поля. В случае неправильного ориентирования колена (штриховые линии) поток будет отжиматься к наружной стенке, а у внутренней — могут возникнуть рециркуляционные токи, что приведет к дополнительным потерям. Для обеспечения правильного подсоединения радиальных вентиляторов к сети предусмотрены вентиляторы с поворотными корпусами, допускающими их установку в любое положение согласно рис. 10.4, *а* и *б*.

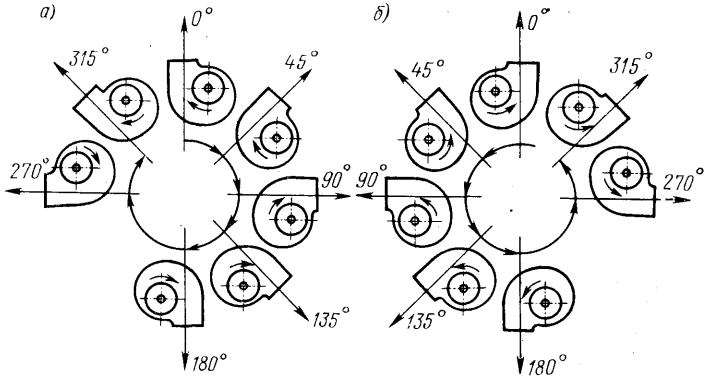


Рис. 10.4. Возможные варианты расположения радиальных вентиляторов: *а* — правого вращения; *б* — левого вращения

Подвод воздуха к осевому вентилятору осуществляется при помощи закругленного коллектора с диаметром D, имеющего после себя длину прямого участка порядка $D/2$. Нагнетание воздуха в этом случае лучше осуществлять при помощи диффузора. Для обеспечения плавного входа воздуха и уменьшения потерь давления на выходе предусмотрено несколько схем осевых вентиляторов (рис. 10.5) с использованием входных направляющих (ВНА) и спрямляющих аппаратов (СА), устанавливаемых до и после рабочего колеса (К).

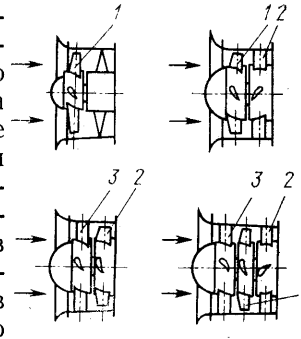


Рис. 10.5. Возможные схемы осевых вентиляторов:
1 — рабочее колесо; *2* — спрямляющий аппарат; *3* — входной направляющий аппарат

10.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ И ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ НА СЕТЬ

Необходимость установки нескольких совместно работающих вентиляторов возникает в случаях, когда: один вентилятор не обеспечивает требуемой производительности и давления, а замена его другим невозможна; по характеру работы всей системы в целом требуется резкое продолжительное изменение производительности и давления (регулирование отключением одного из вентиляторов); необходимо обеспечить надежность работы всей системы в целом, чего добиваются путем создания резерва; система воздуховодов сложна и разветвлена и установка нескольких вентиляторов неизбежна по компоновочно-планировочным требованиям.

За исключением рассмотренных случаев следует избегать совместной установки нескольких вентиляторов, так как это невыгодно. На практике к большим ошибкам приводит мнение о том, что при последовательной работе вентиляторов давления, развиваемые вентиляторами, просто складываются так же, как их производительности при параллельном включении. Эти положения обоснованы лишь в идеализированном случае соединения совершенно идентичных вентиляторов при строго оговариваемых условиях их соединения и эксплуатации. На практике такое соединение вызывает снижение экономичности и надежности эксплуатации. Последовательное соединение вентиляторов используется в случае, когда надо увеличить давление при практически неизменной производительности.

При последовательном соединении вентиляторов (рис. 10.6, *а*) суммируют ординаты характеристик вентиляторов. Характеристика сети $p_c = f(L)$, включающая соединительный участок вентиляторов, пересекает суммарную характеристику в рабочей точке с координатами $p_р$ и $L_р$. При параллельном включении вентиляторов (рис. 10.6, *б*) суммируются абсциссы их характеристик. Рабочая точка представляет собой пересечение суммарной характеристики вентиляторов с характеристикой сети $p_c = f(L)$, включающей в себя сопротивления соединительных участков.

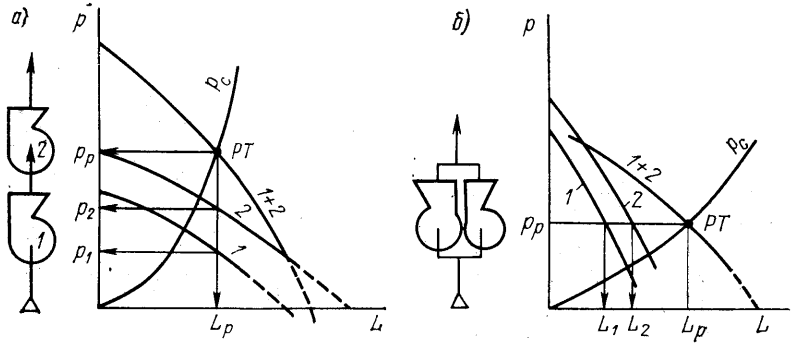


Рис. 10.6. Суммарные характеристики совместно включенных вентиляторов: *а* — последовательно; *б* — параллельно

Эти идеализированные случаи включения трудно осуществимы на практике. Сбычно вентиляторы бывают удалены друг от друга. В этом случае используют так называемые «характеристики эквивалентных вентиляторов», приведенные к точке соединения линий. Эти характеристики учитывают потери давления в соединительных участках, т. е. исключается из рассмотрения часть давления, создаваемая вентилятором и расходуемая на преодоление внутрикоммуникационных потерь давления. Иногда используются «приведенные характеристики сети», в случае, если один из вентиляторов рассматривается как элемент сети, подключенный к другому вентилятору.

Эти искусственные приемы позволяют вернуться к рассмотрению идеальных случаев соединения (рис. 10.6). Как видно из графика, при последовательно работающих вентиляторах на сеть их производительность будет равна производительности каждого вентилятора при автономной их работе, но больше чем при работе на сеть каждого вентилятора в отдельности. То же самое можно сказать и о давлении при параллельной работе вентиляторов на сеть.

Общая мощность совместно работающих вентиляторов N равняется сумме мощностей каждого вентилятора, КПД же вентиляторной установки из двух вентиляторов должен быть рассчитан по значениям $L_р$, $p_р$ и N.

Рассмотрим последовательную работу двух вентиляторов в системе кондиционирования воздуха, в которой используется первая рециркуляция воздуха. В схеме (рис. 10.7) для воздействия на характеристики участков *I*, *II* и *III* предусмотрена установка регулирующих клапанов. Наружный воздух $L_н$ поступает в систему через заборное устройство *1*; в узловой точке $У_1$ к нему подмешивается часть вытяжного воздуха $L_р$, тогда общий воздухообмен составит $L = L_н + L_р$. На выброс через устройство *3* пойдет $L — L_р$ воздуха. При любом соотношении $L_н$ и $L_р$ производительность вентиляторов *4* и *8* должна быть одинаковой и равной L. Давление вентиляторов расходуется на преодоление различных потерь, как это показано на эпюрах давлений.

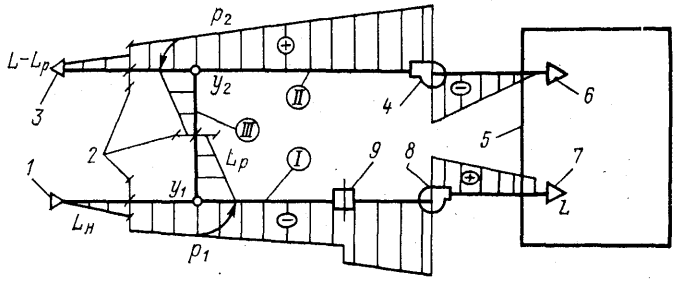


Рис. 10.7. Работа двух вентиляторов с первой рециркуляцией:

1 — воздухозаборное устройство; *2* — клапаны регулирующие; *3* — воздуховыбросное устройство; *4* — вытяжной вентилятор; *5* — помещение; *6* — вытяжка; *7* — воздухораспределительное устройство; *8* — приточный вентилятор; *9* — кондиционер

Регулирование системы осуществляется поворотом лопастей клапанов *2* на необходимую максимальную величину, которая согласуется с сопротивлениями участков *I*, *II* и *III* так, чтобы обеспечивалось равенство давлений в узловых точках $У_1$ и $У_2$, т. е. $p_1 = p_2$. Это равенство должно выполняться при любых расходах воздуха.

10.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Как было рассмотрено выше, вентилятор, работающий на сеть, должен обеспечивать расчетные режимы работы ($L_р$, $p_р$). В практике эксплуатации таких систем часто возникает необходимость в изменении давления или производительности, т. е. в управлении системой вентилятор—сеть. При этом объектом управления может являться как сеть, так и вентилятор. Регулирование можно осуществлять двумя способами: изменением характеристик вентилятора или сети.

Первый способ более экономичен, и его можно осуществить путем изменений частоты вращения колеса вентилятора, его геометрических параметров или используя направляющие аппараты.

Второй способ можно реализовать, изменяя сопротивления сети с помощью регулирующей арматуры. Этот способ прост, однако он неэкономичен и позволяет осуществлять регулировку только в сторону уменьшения производительности.

Для оценки того или иного способа регулирования вентилятора используются обычные характеристики $p = f_1(L)$, $N = f_2(L)$, $\eta = f_3(L)$ (получаемые при испытании на стенде и различных положениях регулирующего органа), которые можно представить в виде регулировочных характеристик:

$$N/N_0 = F_1(L/L_0); \quad N = f_1(L/L_0);$$

$$\eta/\eta_0 = F_2(L/L_0); \quad \eta = f_2(L/L_0),$$

где L_0, N_0, η_0 — параметры вентилятора в исходном режиме, а L, N, η — параметры вентилятора при определенной характеристике сети, но при различных положениях регулирующего органа.

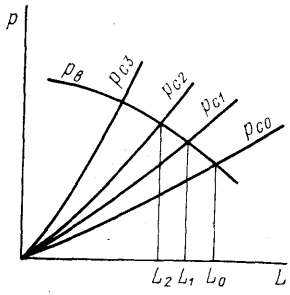


Рис. 10.8. Характеристики вентилятора при регулировании его производительности

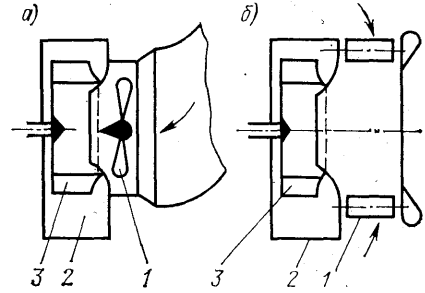


Рис. 10.9. Направляющие аппараты: *а* — осевой; *б* — радиальный:
1 — НА; *2* — корпус; *3* — колесо

Иногда пользуются понятием глубины регулирования, представляющей собой отношение $(L_0 - L)/L_0$, и кривыми изменения мощности $-(N_0 - N)/N_0 = F(L)$. Экономичнее считается тот способ, при котором обеспечивается более быстрое уменьшение потребляемой мощности (более медленное снижение КПД) по мере уменьшения производительности.

Рассмотрим различные способы регулирования радиальных вентиляторов. Первый — наиболее простой можно реализовать на практике дросселированием потока воздуха в сеть с помощью задвижки, шибера или дросселя (дроссель может быть установлен до или после вентилятора). Однако при установке дросселя в непосредственной близости от отверстий вентилятора он косвенно может оказывать влияние на характеристику вентилятора. На рис. 10.8 показаны изменения характеристик вентилятора при этом способе регулирования. Устройства, обеспечивающие дросселирование (задвижка, шибер, дроссель), просты, надежны и дешевы, поэтому этот способ весьма распространен, однако он неэкономичен, так как вызывает резкое снижение КПД вентиляторной установки.

Регулирование вентилятора с помощью направляющего аппарата (НА) осуществляется посредством закручивания потока перед колесом. На этом принципе основана работа всех лопаточных и безлопаточных НА. Для идеализированного колеса радиального вентилятора давление, им создаваемое, равно (см. гл. 8)

$$p = \rho (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1),$$

т. е. регулирование достигается изменением окружной составляющей c_{1u} абсолютной скорости потока на входе в вентилятор.

Как показано в [27], лучшие регулировочные характеристики имеют радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, поэтому несмотря на более низкий КПД таких вентиляторов, соответствующий исходному режиму, при регулировании их среднеэксплуатационный КПД может оказаться выше КПД вентиляторов с загнутыми назад лопатками, имеющими более высокий КПД при исходном режиме.

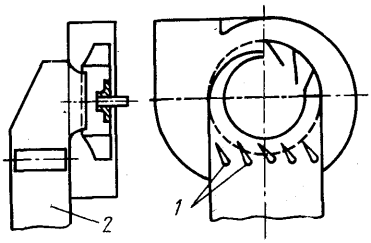


Рис. 10.10. Упрощенный направляющий аппарат:
1 — лопатки аппарата; *2* — входной патрубок

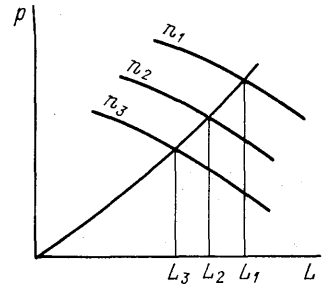


Рис. 10.11. Характеристики вентилятора при регулировании его производительности изменением частоты вращения рабочего колеса

Для радиальных вентиляторов наиболее широко применяются осевые (ОНА) (рис. 10.9, *а*) и радиальные (РНА) (рис. 10.9, *б*) направляющие аппараты. Осевой направляющий аппарат состоит из поворотных лопаток (прямых или круглых), связанных общей втулкой и установленных во входном патрубке перед колесом. При повороте лопаток направляющего аппарата в нейтральное положение они закрывают проходное сечение, слегка перекрывая друг друга. В случае РНА направляющие лопатки устанавливаются вне входного патрубка и воздух подводится к ним не в осевом, а в радиальном направлении, поэтому имеют место одинаковые по всей ширине лопаток условия течения.

Упрощенный направляющий аппарат (УНА) состоит из нескольких лопаток во входной коробке. В отличие от дросселя, он предназначен не для изменения характеристики сети, а для изменения характеристики вентилятора посредством закручивания потока на входе в колесо вентилятора. При этом лопатки УНА должны закручивать поток в сторону вращения колеса и устанавливаться как можно ближе от входного патрубка, чтобы избежать эффекта раскручивания потока (рис. 10.10).

Помимо рассмотренных аппаратов широкое применение нашли и встроенные направляющие аппараты (ВНА), представляющие систему лопаток, устанавливаемых внутри рабочего колеса, параллельно входным кромкам его лопаток так, чтобы исключалось раскручивание потока.

В отличие от рассмотренных НА цилиндрический направляющий аппарат (ЦНА) представляет собой открытый полуцилиндр, расположенный соосно с колесом. В нейтральном положении он не закручивает поток, для снижения производительности его поворачивают вокруг оси в направлении вращения рабочего колеса. Чем больше угол его поворота относительно нейтрального положения, тем ниже производительность.

Довольно широко применяют регулирование производительности вентиляторов за счет изменения частоты вращения колеса (рис. 10.11).

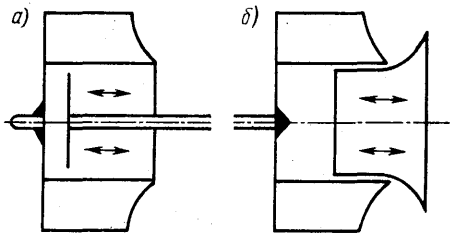


Рис. 10.12. Регулирование изменением ширины рабочего колеса: *а* — передвижным диском; *б* — передвижным патрубком

Математически он может быть выражен (для данного вентилятора) как

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2;$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3.$$

Изменения частоты вращения колеса вентилятора можно достигнуть: применением двигателя с регулируемой частотой вращения и специальным преобразователем частоты, устанавливаемым между вентилятором и двигателем. Для реализации первого способа используются: электродвигатели с реостатом в цепи ротора (электродвигатели с фазовым ротором) и двух- и трехскоростные; приводы от тепловых, паровых и газовых машин; вентильные насадки, выполненные на диодах или тиристорах. Для реализации второго способа используются: гидромуфты, индукторные муфты и вариаторы.

Помимо рассмотренных принципов регулирования применяются также способы, связанные с изменением геометрических параметров рабочего колеса: ширины, угла установки лопаток, поворота закрылок лопаток.

В первом случае регулирование производительности вентилятора достигается изменением кинематики потока в колесе. Различные варианты решения этого способа для радиальных вентиляторов показаны на рис. 10.12. Этот способ применяется также и для диаметральных вентиляторов.

Второй способ чаще применяется для осевых и пропеллерных вентиляторов. При регулировании угла установки лопаток осевых вентиляторов можно обеспечивать технические параметры как выше, так и ниже оптимальных параметров вентилятора. По мере удаления от оптимальной точки работы вентилятора понижается КПД, но он может поддерживаться вблизи максимального при небольшом диапазоне регулирования.

Третий способ, в принципе, может быть применен для всех лопаточных вентиляторов. На рис. 10.13 показаны регулировочные характеристики вида $N/N_0 = f\,(L/L_0)$ для вентилятора с мощностью двигателя 800 кВт с учетом его КПД. Анализируя положения кривых на рис. 10.13, можно сделать следующие выводы:

для регулирования радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, с энергетической точки зрения предподчтительно применение направляющего аппарата;

применение направляющего аппарата (кривые *4* и *5*) экономичнее в сравнении с регулированием производительности вентилятора с помощью дросселя;

при регулировании производительности осевых вентиляторов с помощью изменения угла установки лопаток рабочего колеса обес-

печивается плавная установка требуемых параметров, однако этот способ технически более сложный в сравнении с другими.

При сравнении конкурирующих вариантов регулирования и выборе требуемого решения следует оперировать данными полного технико-экономического анализа, целевого назначения установки и режима ее работы.

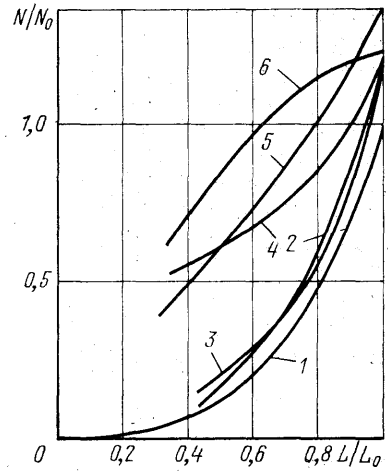


Рис. 10.13. Регулировочные характеристики вентиляторов:

1 — идеального; *2* — радиального с переменной частотой вращения; *3* — осевого с изменением угла установки лопаток; *4* — радиального с лопатками, загнутыми назад, и осевым направляющим аппаратом; *5* — радиального с лопатками, загнутыми вперед, и осевым направляющим аппаратом; *6* — радиального с лопатками, загнутыми назад, и дросселем

10.5. ВЫБОР И УСТАНОВКА ВЕНТИЛЯТОРА

Выбор вентилятора для обслуживания системы (объекта) заключается: в определении оптимальных размеров, типа и конструкции, отвечающей целевому назначению, при условии обеспечения устойчивой работы во всем диапазоне регулирования и приемлемых значениях КПД и уровня шума.

Для расчета конкретного вентилятора необходимо иметь следующую информацию: объем перемещаемого воздуха, сопротивление системы, термодинамическое состояние входящего воздуха и наличие в нем пыли или абразивных частиц, коррозионных паров или воспламеняющихся газов; степень воздействия среды на электродвигатель; барометрическое давление и высоту местности над уровнем моря; возможные изменения характеристики сети; располагаемую площадь для установки вентилятора; допустимые нагрузки на строительные конструкции.

Конкретный вентилятор выбирается из числа серийно выпускаемых вентиляторов одного типа. Типоразмерный ряд состоит из нескольких различных по размерам, но подобных по форме вентиляторов, каждому из которых присваивается свой номер. Номер определяется наружным диаметром рабочего колеса, измеренным в дециметрах.

Одной из характеристик стандартных вентиляторов является критерий быстроходности n_y. Определенной марке вентиляторов соответствует определенный типоразмерный ряд.

Для любого вентилятора в рамках данного типоразмерного ряда, работающего в режиме η_{max}, будет иметь место практически одинаковая быстроходность. Так, для вентиляторов Ц4-70 критерий быстроходности $n_y \approx 70$ при $\eta_{max} = 0{,}8$.

Для осевого вентилятора 0,6-320 № 6,3 быстроходность будет составлять $n_y = 320$. Для расчета быстроходности необходимо

знать частоту вращения вала вентилятора, выбор которой может быть выполнен следующим образом. Если валы вентилятора и электродвигателя связаны непосредственно без трансмиссии, частота вращения укладывается в стандартный ряд (500, 600, 750, 1500 и 3000 об/мин). Обычно ограничиваются расчетом n_y для нескольких частот вращения, так как остальные значения n_y выходят за пределы возможностей того или иного вида вентилятора. Далее по характеристикам, приведенным в каталогах, выбирают наиболее подходящий тип и номер вентилятора. Затем выбирают электродвигатель. В других случаях частота вращения определяется возможностями привода.

Исходя из общих положений метода подобия, если полагать, что для данного типа вентиляторов выполняется условие

$$\mathrm{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\nu} = \mathrm{idem},$$

окажется, что при сходственных режимах значения КПД, $\bar{p}$, $\bar{L}$ и $\bar{N}$ будут одинаковы. Это позволяет, рассчитав быстроходность для исходных параметров, выбрать наиболее оптимальную аэродинамическую схему вентилятора.

Исходя из вышесказанных положений и используя безразмерные характеристики для данной аэродинамической схемы (типа) вентилятора, можно построить методики их подбора. Рассмотрим метод, основанный на использовании такой характеристики вентилятора, как быстроходность n_y. Пусть будут заданы: производительность $L = L_{\min} \div L_{\max}$; основной режим работы при производительности $L_{ср}$; полное давление при основном режиме p; частота вращения n; температура и относительная влажность на входе соответственно $T = T_{\min} \div T_{\max}$, $\varphi = \varphi_{\min} \div \varphi_{\max}$; барометрическое давление $p_Б$; среда — чистый воздух. Заданное давление p приводится к нормальным условиям $p_{20} = p\rho_{20}/\rho$; далее рассчитывается критерий быстроходности

$$n_y = n \frac{L^{1/2}}{p_{20}^{3/4}}.$$

По значению n_y, используя безразмерные характеристики (рис. 10.14, *а* и *б*), выбираются аэродинамические схемы вентиляторов, быстроходность которых при $\eta = \eta_{\max}$ близка к рассчитанному значению n_y. При этом имеем в виду, что рабочим участком характеристики считается тот, в котором КПД меняется в пределах $0{,}9\eta_{\max}$. Находятся соответствующие значения n_y (точка A на рис. 10.14, *а* и *б*), величин $\bar{p}$, $\bar{L}$, $\bar{N}$, η. По полученным значениям рассчитывают диаметр колеса D_2, используя формулы

$$p_{20} = \bar{p}\rho_{20}u_2^2; \quad u_2 = \pi D^2 n/60$$

или

$$L = \bar{L}F_2u_2; \quad F_2 = \pi D_2^2/4.$$

Далее рассчитывается окружная скорость колеса u_2 для оценки прочности колеса.

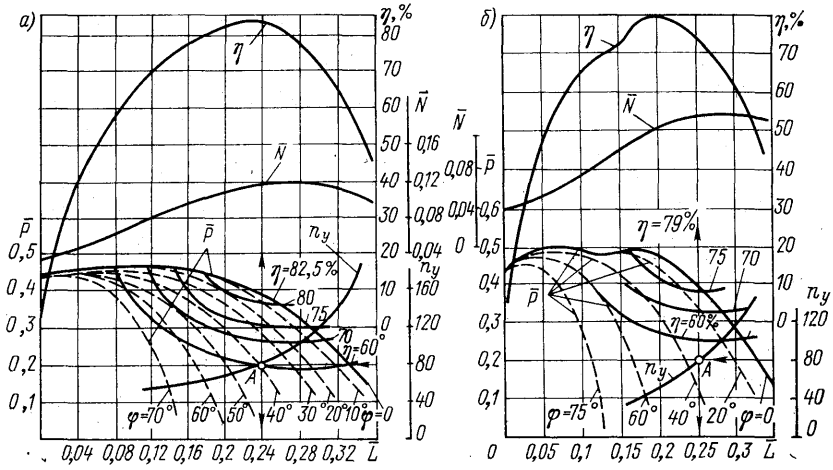


Рис. 10.14. Безразмерные характеристики радиальных вентиляторов: *а* — Ц4-76; *б* — Ц4-70

Требуемую мощность рассчитываем по формуле

$$N = \bar{N}\rho_{20}u_2^3F_2/1000.$$

Приведенный выше расчет повторяется для вентиляторов всех конкурирующих аэродинамических схем. Рассчитанные конкурирующие варианты вентиляторов сравниваются по размерам, КПД, мощности на валу и кривым регулирования. При сравнении можно, например, положить в основу принцип минимизации мощности, массы, габаритов или приведенных затрат. В случае, если производительность вентилятора меняется от $L_{\min}$ до $L_{\max}$, то можно рассчитать среднее значение КПД по формуле

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum_1^n L_i p_i}{\sum_1^n \frac{L_i p_i}{\eta_i}}.$$

В тех случаях, когда заданы давление, производительность и габаритные размеры вентилятора, целесообразно использовать для выбора вентилятора критерий габаритности $D_{\text{у}}$, значение которого рассчитывается по формуле

$$D_{\text{у}} = D_2 L^{-1/2} p.$$

После выбора аэродинамической схемы (типа) вентилятора по его безразмерным характеристикам рассчитываем новое значение

$$D_{\text{у}} = 2\pi^{-1/2}\rho_{20}^{1/4}\bar{L}^{-1/2}\bar{p}^{1/4}.$$

Эти два значения сравниваем: они должны быть близки друг другу по коэффициенту давления или производительности. При

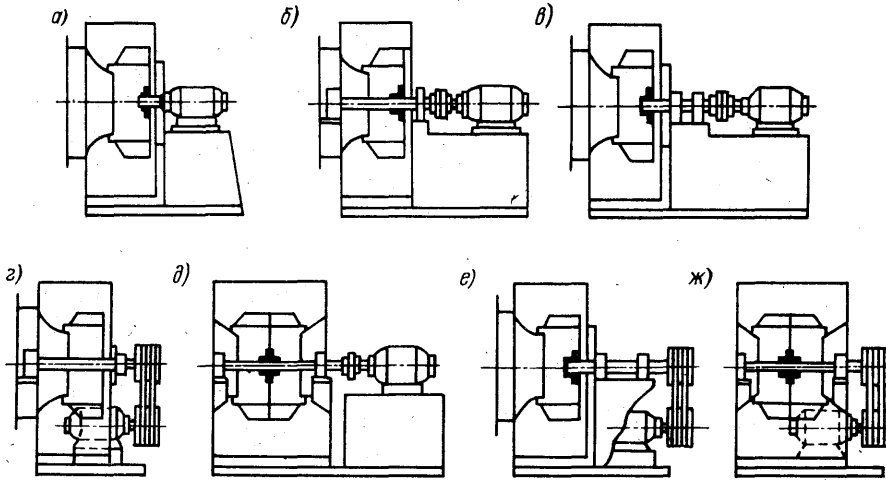


Рис. 10.15. Конструктивные исполнения радиальных вентиляторов общего назначения: *а* — консольное крепление колеса на одном валу с двигателем; *б* — двухопорное крепление колеса (соединение с двигателем через муфту); *в* — консольное крепление колеса (соединение с двигателем через муфту); *г* — двухопорное крепление колеса (соединение с двигателем клиноременной передачей); *д* — двухопорное крепление колеса двустороннего всасывания (соединение с двигателем через муфту); *е* — консольное крепление колеса (соединение с двигателем клиноременной передачей); *ж* —двухопорное крепление колеса двустороннего всасывания (соединение с двигателем клиноременной передачей)

заданном режиме работы вентилятора определяют частоту вращения рабочего колеса по формуле:

$$n = \frac{60}{\pi D_2}\sqrt{\frac{p}{\rho_{20}\bar{p}}} \quad \text{или} \quad n = \frac{24{\cdot}32L}{\bar{L}D_2^3},$$

$$\text{где } \bar{L} = \frac{L}{F_2}\Big/\sqrt{\frac{p}{\rho_{20}\bar{p}}}.$$

Когда осуществлен выбор вентилятора, т. е. определены или заданы следующие величины: p, L, η, N, n, приступают к выбору привода. Мощность, потребляемая вентилятором, может быть определена как

$$N = \frac{Lp}{1000\eta}.$$

В зависимости от способа соединения вентилятора с двигателем должны быть учтены дополнительные потери мощности. Мощность на валу вентилятора с учетом потерь ее на трение в подшипниках равна

$$N_{\text{п}} = \frac{N}{\eta_{\text{п}}},$$

где $\eta_{\text{п}} \approx 0{,}96 \div 0{,}97$ — КПД, который выбирается в зависимости от типа, числа и состояния подшипников.

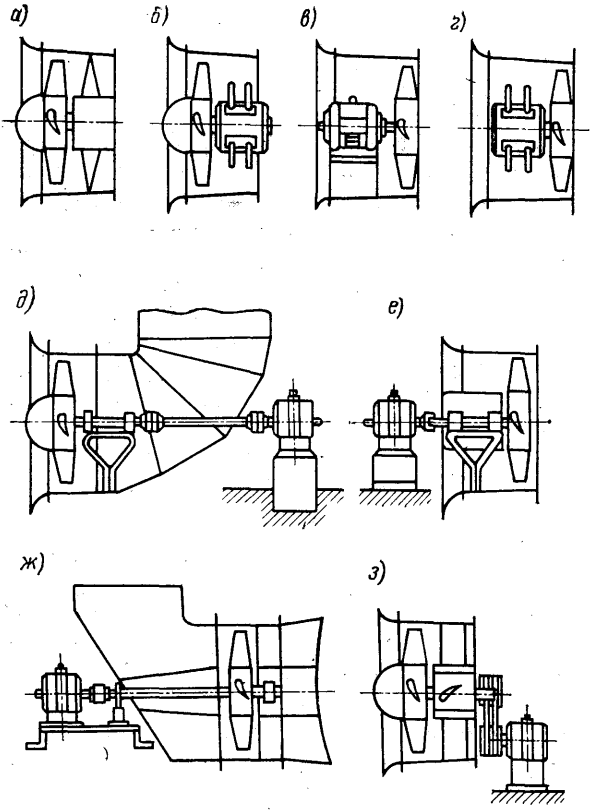


Рис. 10.16. Конструктивные исполнения осевых вентиляторов общего назначения: *а* — на одном валу рабочее колесо, спрямляющий аппарат, двигатель; *б* — на одном валу рабочее колесо и двигатель; *в* — на одном валу двигатель на опоре и рабочее колесо; *г* — на одном валу двигатель и рабочее колесо; *д* — колесо находится в воздуховоде; вал и двигатель вынесены наружу; *е* — двигатель впереди всасывающего патрубка; *ж*— двигатель вынесен за поворотное колено; *з* — двигатель подсоединен с помощью клиноременной передачи

Мощность на валу двигателя, определяемую с учетом потерь в передаче от вентилятора к двигателю, можно рассчитать по формуле

$$N_{\text{р}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{р}}},$$

где для клиноременной передачи $\eta_{\text{р}} = 0{,}9 \div 0{,}95$; для другого типа передачи $\eta_{\text{р}}$ выбирается по справочникам.

Рекомендуется принимать расчетную мощность с запасом:

$$N_{\text{в}} = kN_{\text{р}},$$

где $k = 1{,}05 \div 1{,}15$ — коэффициент запаса.

Мощность, потребляемая электродвигателем из сети, определяется по формуле

$$N_c = N_э/\eta_э,$$

где $\eta_э$ — КПД электродвигателя.

Для выполнения приведенных выше расчетов необходимо иметь информацию о кинематической схеме системы «вал вентилятора—вал двигателя» и передаваемых усилиях и моментах. Для радиальных вентиляторов общего назначения ГОСТом предусмотрено семь конструктивных исполнений (рис. 10.15). На рис. 10.16 показаны принятые конструктивные исполнения осевых вентиляторов общего назначения. Иногда приходится применять и несколько иные исполнения, например с приводом, подсоединяемым через редуктор (для вентиляторов градирен), различные муфты и вариаторы. В каждом конкретном случае эти особенности должны быть учтены при подборе вентиляторных агрегатов и привода.

10.6. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ

При агрегатированной поставке вентиляторных установок в комплект входят: вентилятор, направляющий аппарат, электродвигатель, виброизоляторы, рама и т. п. Так, вентиляторные агрегаты центральных кондиционеров серии КТЦ комплектуются вентиляторами: Ц4-70 № 6,3, Ц4-76 № 8, № 12, № 16, № 20 и Ц4-100 двустороннего всасывания № 16/2 и № 20/2. Вентиляторы имеют раму с пружинными виброизоляторами, привод с клиноременной передачей. Для регулирования производительности все вентиляторы имеют направляющий аппарат с исполнительным механизмом электрического или ручного привода.

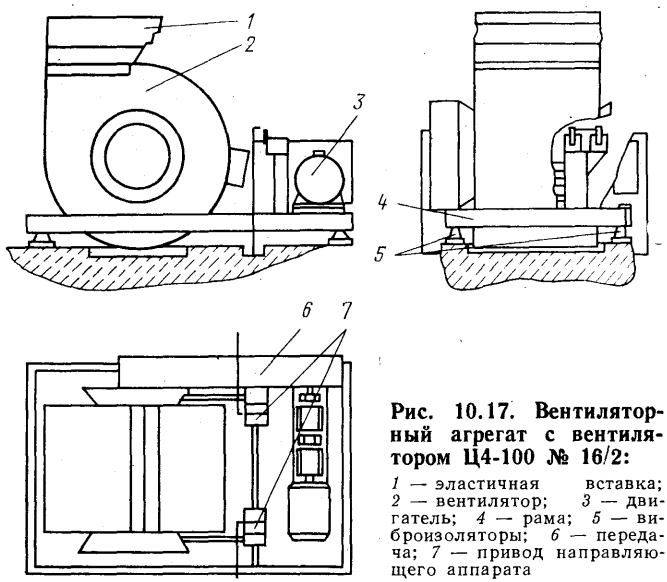


Рис. 10.17. Вентиляторный агрегат с вентилятором Ц4-100 № 16/2:

1 — эластичная вставка; *2* — вентилятор; *3* — двигатель; *4* — рама; *5* — виброизоляторы; *6* — передача; *7* — привод направляющего аппарата

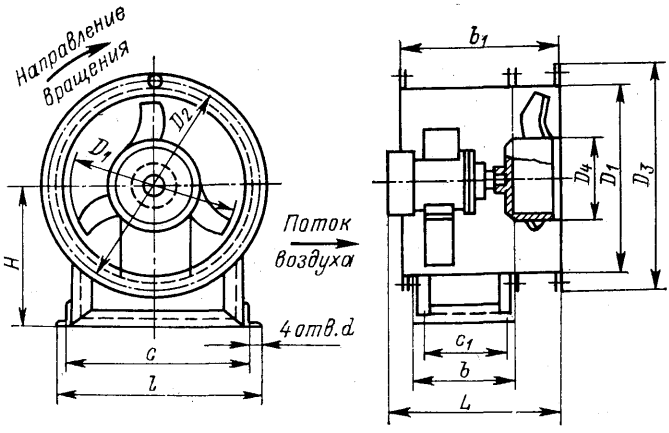


Рис. 10.18. Осевой вентилятор 06-300 № 5

Аэродинамические и шумовые характеристики вентиляторов, комплектующих центральные кондиционеры, приведены в [24].

Вентиляторный агрегат с вентилятором Ц4-100 № 16/2 двустороннего всасывания показан на рис. 10.17.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха нашли применение осевые вентиляторы типа 06-300 (с номерами 4—12,5). На рис. 10.18 показан вентиляторный агрегат на базе вентилятора 06-300 № 5. Для установки на кровле зданий используются крышные радиальные и осевые вентиляторы (рис. 10.19, *а* и *б*), как правило, они снабжаются верхним колпаком для исключения попадания в агрегат осадков.

Пример 10.1. Подобрать вентилятор, работающий на сеть с расчетными параметрами: плотность, приведенная к стандартной $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3; производительность $L = 2{,}5$ м^3/с; сопротивление сети $p_c = 1{,}0$ кПа.

Выбираем частоту вращения вала $\omega = 150$ рад/с и вычисляем критерий быстроходности по формуле (10.7)

$$n_y = 53\,\frac{2{,}5^{1/2}\cdot 150}{1000^{3/4}} = 70{,}7.$$

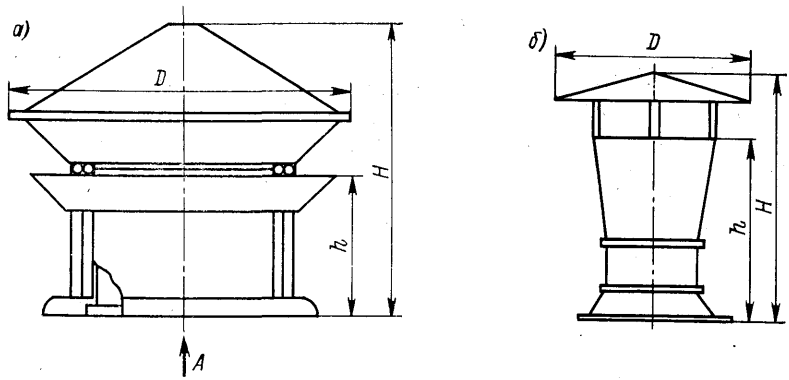


Рис. 10.19. Крышные вентиляторы: *а* — радиальный; *б* — осевой

По графику (рис. 10.14) определяем безразмерные критерии $\bar{p} = 0{,}44$; $\bar{L} = 0{,}2$; $\bar{N} = 0{,}1$. Рассчитываем скорость

$$u_2 = \sqrt{\frac{p_{ст}}{\bar{p}\rho_0}} = \sqrt{\frac{1000}{0{,}44 \cdot 1{,}2}} = 43{,}5 \text{ м/с},$$

диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \sqrt{\frac{2{,}5}{0{,}2}\,\frac{4}{3{,}14 \cdot 43{,}5}} = 0{,}605 \text{ м}$$

и потребляемая вентилятором мощность

$$N = \frac{0{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot 43{,}5^3}{1000} = 9{,}8 \text{ кВт}.$$

Согласно рис. 10.14 выбираем вентилятор Ц4-70 № 6,3 и уточняем его характеристики.

Примечание. В соответствии с ГОСТ 10616—73 введены следующие безразмерные критерии коэффициентов: производительности $\varphi = L \Big/ \left(\frac{\pi D^2}{4} u_2\right)$; мощности $\lambda = 1000N \Big/ \left(\frac{\rho}{2} u_2^3\right)$; давления $\psi = p \Big/ \left(\frac{\rho}{2} u_2^2\right)$, однако в справочной литературе большинство безразмерных характеристик построено с применением старых критериев $\bar{L}$, $\bar{p}$ и $\bar{N}$; формулы для их перевода имеют следующий вид:

$$\bar{L} = \varphi; \quad \bar{p} = \frac{1}{2}\psi; \quad \bar{N} = \frac{1}{2}\lambda.$$

10.7. ОСОБЕННОСТИ СУДОВЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

На судах к вентиляторным агрегатам предъявляют следующие эксплуатационные требования: надежная работа в условиях качки и дифферента при длительных воздействиях динамических наклонений и ударных сотрясений судна, наносимых ему волнами, льдом и др. Поэтому несмотря на общность физических принципов функционирования промышленных и судовых вентиляторных агрегатов, последние обладают рядом конструктивных и схемных отличий.

Рассмотрим основные требования к судовым агрегатам и покажем влияние этих требований на энергетические показатели вентиляторов. В первую очередь следует отметить, что в группе промышленных вентиляторов наилучшим считается тот, который при выполнении своего функционального назначения (подаче заданного количества воздуха к потребителю) обладает максимальным КПД. Для условий эксплуатации на судах КПД не является приоритетной характеристикой, хотя и остается одной из важных.

Требование надежной работы в условиях качки, дифферента и ударных нагрузок приводит к увеличению допустимых зазоров между рабочими колесами и корпусами вентиляторов, но для увеличения КПД, необходимо уменьшать эти зазоры и тем самым снижать перетечки воздуха из областей повышенного давления в зоны с пониженным давлением. Кроме этого, воздействие ударных нагрузок требует повышения механической прочности опорных узлов рабочего колеса и устранения люфтов. Это усложняет подшипниковые узлы и несколько увеличивает мощность привода.

Ограниченные свободные объемы судовых помещений, сложность монтажа вентиляторных агрегатов в загроможденных помещениях

предопределяют использование на судах радиальных вентиляторов с диаметром рабочего колеса до 500 мм. Уменьшение геометрических размеров приводит при прочих равных условиях к снижению числа Рейнольдса, что влечет за собой понижение КПД. Например, для вентиляторов с диаметром рабочего колеса $D = 125 \div 160$ мм допускается снижение КПД на 16 % от минимально допустимых значений. В судовых вентиляторах в подавляющем большинстве в качестве привода используют электродвигатели. Коэффициент полезного действия современных асинхронных электродвигателей составляет 0,6—0,9, причем меньшие значения КПД соответствуют двигателям с меньшими номинальными мощностями. В результате общий КПД всей вентиляторной установки при мощности 1,0 кВт составляет $0{,}35 \div 0{,}5$, а для агрегатов мощностью до 30 кВт — возрастает до 0,5—0,7.

Большое значение имеют эксплуатационные качества вентиляторных установок. Это означает, что системы кондиционирования воздуха, системы общесудовой вентиляции, а также специальные системы должны уверенно и надежно работать и не иметь узлов и деталей, требующих частой замены. Поэтому нужно отказаться от ременных передач и производить установку рабочего колеса на валу электродвигателя. Такое конструктивное решение значительно сужает область работы вентиляторного агрегата в энергетически выгодных режимах. Для обеспечения заданного расхода воздуха L при сопротивлении сети $\Delta p_с$ подбор вентилятора производят из дискретного ряда агрегатов вентилятор—электродвигатель, причем к установке принимается вентилятор с давлением, бóльшим, чем сопротивление сети, т. е. $p_в > \Delta p_с$. Использование клиноременных трансмиссий могло бы позволить снизить типоразмер вентилятора, а за счет изменения диаметров шкивов повысить число оборотов рабочего колеса. Поэтому использование жесткой связи вентилятор—двигатель в отдельных случаях работы приводит к перерасходу мощности электродвигателем.

Для судов на воздушной подушке и подводных крыльях приоритетной характеристикой является масса и габариты. Поэтому для снижения габаритов используют вентиляторы с лопатками сильно загнутыми вперед, хотя такие схемы вентиляторов не позволяют получать высоких значений КПД. Определенные перспективы в снижении массы и габаритов вентиляторных агрегатов связывают с использованием гидропривода. Однако гидропривод в сравнении с электродвигателем оказывается менее экономичным и обладает относительно низкими эксплуатационными качествами.

Акустические требования к судовым вентиляторам не отличаются от требований к промышленным вентиляторным агрегатам. Исключение составляют вентиляторы, встраиваемые в местные автономные кондиционеры, которые устанавливаются в помещении и, кроме эстетических требований, должны отвечать специальным требованиям по акустике. Последнее достигается снижением скорости вращения, специальными мерами по установке вентилятора и точной балансировкой рабочего колеса.

Глава 11. ШУМ И ВИБРАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Шум и вибрация относятся к факторам, оказывающим вредное действие как на окружающую среду, так и на человека. Например, чрезмерный шум может привести к временному смещению порога слышимости, а при длительном воздействии избыточного шума может произойти потеря слуха. Эти явления, как правило, происходят на частотах превышающих частоту обычных источников шума. Поэтому в СССР установлены допустимые уровни звукового давления и звука на рабочих местах в производственных, вспомогательных, жилых и административных зданиях, а также на селитебной территории городов и других населенных пунктов (СНиП).

Так как вентиляторные установки, используемые в помещениях, являются основным источником шума в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, то состав шумовых характеристик и методы их определения для машин, механизмов, средств транспорта и другого оборудования установлены ГОСТ 8.055—73, а значения их шумовых характеристик следует принимать в соответствии с требованиями ГОСТ 1.003—76 и СНиП [28]. Очень часто высокий уровень шума является ограничением для создания и применения вентиляторов с требуемыми параметрами. Поэтому шумовые характеристики вентилятора используются при выборе вентиляторов наряду с его аэродинамическими характеристиками. Акустический расчет вентилятора и всей системы, которую он обслуживает, является неотъемлемой частью конструкторских и проектных расчетов. В связи со спецификой акустических явлений представляется целесообразным рассмотрение основных принципов акустики и практических методов снижения шума, а также анализ конкретных решений для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

11.1. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗВУКА И ЕГО ВОЗДЕЙСТВИЕ НА СЛУХ ЧЕЛОВЕКА

Звуком или *звуковыми волнами* называются механические колебания, распространяющиеся в твердых, жидких и газообразных средах. В зависимости от частоты колебаний f звуки условно подразделяют: на слышимые (от 16 Гц до 20 кГц), способные вызывать звуковые ощущения при воздействии на орган слуха человека; инфразвук (меньше 16 Гц); ультразвук (от 20 кГц до 1 ГГц) и гиперзвук (больше 1 ГГц). При решении практических задач снижения шума используется более узкий диапазон частот от 50 до 10 000 Гц. Так

как волны перемещаются с постоянной скоростью, то чем выше частота, тем меньше интервал. Интервал между волнами характеризуется длиной волны

$$\lambda = \frac{c}{f}, \qquad (11.1)$$

где c — скорость звука, м/с (для слышимых звуков длины волн изменяются от нескольких метров до миллиметров).

Звуковая мощность источника определяет интенсивность звуковых волн и может меняться в широких пределах от 10^{-12} до 10^{6} Вт. Уровень звуковой мощности $L_{\text{р}}$ связан со звуковой мощностью соотношением

$$L_{\text{р}} = 10 \lg \frac{P}{P_0}, \qquad (11.2)$$

где $P_0 = 10^{-12}$ Вт (мощность звука на пороге слышимости).

Логарифмическая зависимость используется для удобства практического применения. Например, если звуковая мощность источника $P = 10^{-6}$ Вт, то уровень звуковой мощности будет равен

$$L_{\text{р}} = 10 \lg \frac{10^{-6}}{10^{-12}} = 10 \lg 10^{6} = 60 \text{ дБ}. \qquad (11.3)$$

Звуковые волны, распространяемые в среде, обусловливают колебания давления среды. *Звуковым давлением* называется переменное давление, избыточное над равновесным, возникающее при прохождении звуковой волны, в жидкой и газообразной среде. Квадратный корень из среднего (за период значения) квадрата звукового давления называется *эффективным* и измеряется в Па. Уровень звукового давления по аналогии с уровнем звуковой мощности рассчитывается по формуле

$$L = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \qquad (11.4)$$

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па (звуковое давление на пороге слышимости); p — звуковое давление.

Уровни звукового давления и мощности не поддаются простой операции арифметического сложения. Например: имеются два источника с уровнем звуковой мощности 100 дБ, при их сложении суммарная звуковая мощность составит $100 = 10 \lg (P/P_0)$; $P/P_0 = 10^{10}$; $\sum P = 2 \cdot 0{,}01 = 0{,}02$ Вт; уровень же этой звуковой мощности равен

$$L_{\Sigma p} = 10 (\lg 2 + \lg 10^{10}) = 10 (0{,}3 + 10) = 103 \text{ дБ}.$$

Суммарный уровень шума $L_{\Sigma p}$ от n одинаковых источников в равноудаленной от них точке равен

$$L_{\Sigma p} = L_i + 10 \lg n, \qquad (11.5)$$

где L_i — уровень шума единичного источника.

До сих пор мы рассматривали звуки, характеризующиеся одной частотой и соответствующие синусоидальной волне, т. е. звуки чистого тона. Шум состоит из смеси чистых тонов и представляет собой их хаотический набор неприятный для слуха человека. Многие звуки слагаются из бесконечной смеси неразделяемых составляющих и образуют довольно сложную неповторяемую форму волны. К такого рода звукам можно отнести вой ветра, шум вентилятора и т. п. Эти звуки можно разделить по полосам частот. В СССР приняты октавные полосы частот со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Например, октавная полоса 1000 Гц соответствует интервалу частот 707—1414. Номинальная частота каждой полосы равна среднегеометрическому значению верхней и нижней частоты октавной полосы.

Разделение шума на октавные полосы облегчает конструирование средств шумоглушения, поскольку позволяет выделить высокие, средние и низкочастотные составляющие спектра.

Ухо человека неодинаково чувствительно ко всем частотам, поэтому один общий уровень звукового давления не может характеризовать громкость звука. Так два звука, имеющие разные частоты и уровни звукового давления, могут восприниматься человеком как звуки одинаковой громкости. Для оценки субъективного восприятия громкости шума введена линейная шкала громкости. Суть ее построения заключается в следующем: каждое увеличение уровня звукового давления на 10 дБ соответствует удвоению воспринимаемой человеком громкости звука. Приведем шкалу изменения громкости:

Снижение уровня шума, дБ . .	3	5	10	15	20	25	30	35
Изменение громкости, раз . . .	1,25	1,5	2	3	4	6	8	10

Утомляющее действие шума не соответствует ощущению громкости, чем выше частота звука, тем меньший уровень звукового давления требуется для создания равного по силе раздражающего действия на человека. Этот факт и положен в основу действующих нормативов по допустимым уровням шума различной частоты, мощности и продолжительности.

11.2. НОРМИРОВАНИЕ ШУМА

В основу нормирования шума положен принцип сохранности слухового восприятия, т. е. «временный сдвиг порога слуховой чувствительности» на частоте $f = 2000$ Гц не должен превышать 10 дБ. При нормировании за основные характеристики шума приняты допустимые уровни звукового давления в восьми октавных полосах частот или уровень звука в децибелах, измеренный по шкале A шумомера — так называемый «уровень шума» дБА. Связь между звуковой мощностью P и звуковым давлением p имеет вид

$$P = \frac{p^2}{z},$$

где z — импеданс окружающей среды.

Поэтому в первом случае суммируются квадраты значений звуковых давлений всех волн в данной октавной полосе и оценивается их уровень по отношению к квадрату порогового значения звукового давления. Во втором случае уровень звука в дБА является энергетической суммой октавных уровней звуковых давлений в нормируемом диапазоне частот с учетом коррекции, отражающей пониженную чувствительность слуха к низкочастотным звукам. Таким образом, разность уровней звука двух шумов в дБА, измеренная шумомером, примерно равна разности уровней громкости этих же шумов, измеренных субъективным методом.

Допустимые уровни звукового давления (эквивалентные уровни звукового давления) в дБА в октавных полосах частот для жилых и административных зданий и их территорий следует принимать в соответствии с нормами СНиП. Ниже приводится пример норм звукового давления для помещений с эквивалентным уровнем звука $L_{\text{А экв}} = 45$ дБА:

Допустимые уровни звукового давления $L_{\text{доп}}$ для классов и аудиторий, дБ	67	57	49	44	40	37	35	33
Среднегеометрические частоты, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000

Допустимые уровни звукового давления на рабочих местах в производственных предприятиях следует принимать в соответствии с ГОСТ 12.1.003—76. В зонах с уровнем звука свыше 85 дБА рабочие должны быть обеспечены средствами индивидуальной защиты. Не следует оставлять уши незащищенными (в независимости от продолжительности воздействия) при уровне шума в 120 дБ, а при уровне, достигающем 135 дБ, — опасно.

Защиту от шума строительно-акустическими методами следует проектировать на основании акустического расчета, предусматривая при этом: звуковую изоляцию ограждающих конструкций; звукопоглощающие конструкции и экраны; глушители шума; звукопоглощающие облицовки и воздушные каналы. Акустический расчет заключается в определении октавных уровней звукового давления в так называемых «расчетных точках».

11.3. РАСПРОСТРАНЕНИЕ И СНИЖЕНИЕ ШУМА В ПОМЕЩЕНИИ

Рассмотрим идеальный источник шума, имеющий сферический фронт волн с равномерным их распространением во всех направлениях. В качестве модели такого источника можно представить себе воздушный шарик, подсоединенный к поршневому насосу. При возвратно-поступательном движении поршня оболочка шарика будет раздуваться или сокращаться и, таким образом, генерировать колебания окружающего воздуха. Интенсивность звука I на некотором расстоянии r от точечного источника будет равна

$$I = \frac{P}{4\pi r^2}, \tag{11.6}$$

где P — мощность источника, Вт.

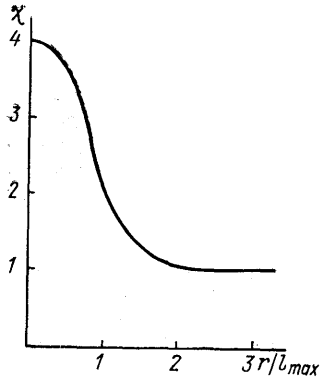


Рис. 11.1. К определению коэффициента χ в зависимости от расстояния r и максимального линейного размера источника шума l_{max}

Следовательно, интенсивность звука при увеличении расстояния между слушáтелем и источником звука будет падать обратно пропорционально расстоянию (I/r^2). Уровень звукового давления будет равен

$$L = L_p - 20 \lg r - 10 \lg 4\pi = \\ = L_p - 20 \lg r - 11 \text{ дБ}, \quad (11.7)$$

т. е. при увеличении расстояния r вдвое уровень звукового давления понижается на 6 дБ.

В реальных условиях звук редко распространяется свободно, так как фронт волны может встречать различные препятствия. По аналогии с тепловым излучением, согласно закону сохранения энергии, можно записать

$$E_i = E_t + E_a + E_r, \quad (11.8)$$

где E_i — падающая энергия звука; E_t, E_a, E_r — соответственно передаваемая, поглощаемая и отраженная части потока энергии, генерируемой источником; E_t — энергия, порождающая новое поле звука за преградой; E_a — часть энергии звука, трансформируемой в другой вид энергии (чаще в теплоту).

Отношение поглощенной энергии звука к падающей называют *коэффициентом звукопоглощения*

$$a = (E_i - E_r)/E_i. \quad (11.9)$$

Коэффициент звукопоглощения зависит от степени демпфирования системы. Многократно отраженные (ревибрирующие) звуки и звук непосредственно от источника (прямой звук) определяют результирующий уровень звукового давления в защищаемом объекте (помещении). В зависимости от расстояния до источника будет преобладать прямой звук или ревибрирующий шум. Уровень звукового давления ревибрирующего шума будет практически постоянным вне зависимости от расстояния. Октавные уровни звукового давления (дБ) в расчетных точках помещения (на рабочих местах), в котором имеется один источник шума, СНиП определяются по формулам: в зоне прямого и отраженного звука

$$L = L_p + 10 \lg \left(\frac{\chi \Phi}{F} + \frac{4\psi}{B} \right); \quad (11.10)$$

в зоне прямого звука

$$L = L_p + 10 \lg \frac{\chi \Phi}{F}, \quad (11.11)$$

в зоне отраженного звука

$$L = L_p - 10 \lg B + 10 \lg \psi + 6, \quad (11.12)$$

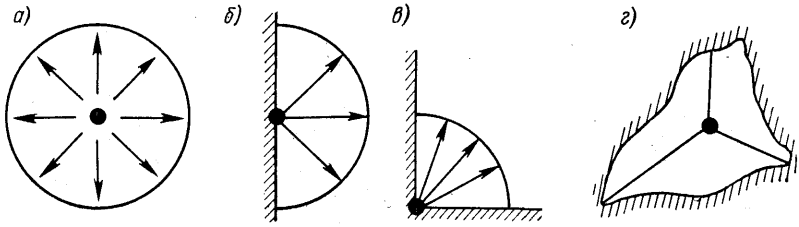


Рис. 11.2. К выбору фактора направленности: *а* — в свободном пространстве ($\Phi = 1$, $F = 4\pi r^2$); *б* — на плоской поверхности, на полу ($\Phi = 2$, $F = 2\pi r^2$); *в* — на стыке двух плоскостей (пол—стена) ($\Phi = 4$, $F = \pi r^2$); *г* — на стыке трех плоскостей (пол—две стены) ($\Phi = 8$, $F = \pi r^2/2$)

где χ — коэффициент, учитывающий влияние ближнего акустического поля, определяемый по графику рис. 11.1; Φ — фактор направленности источника шума, определяемый опытным путем (рис. 11.2); F — площадь воображаемой поверхности правильной формы, окружающей источник и определяемой в соответствии со схемами рис 11.2, в м²; $B = F\bar{a}/(1 - \bar{a})$ — постоянная помещения, определяемая в соответствии с нормами СНиП; ψ — коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении, определяемый по рис. 11.3, построенному по опытным данным.

Более сложные случаи определения октавного уровня звукового давления приведены в [15]. Требуемое снижение октавных уровней звукового давления $\Delta L_{тр}$ определяется отдельно для каждого источника шума, если в расчетную точку поступает шум от нескольких источников. Для единичного источника должно выполняться условие

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп}; \qquad (11.13)$$

для n источников

$$\Delta L_{тр\,i} = L_i - L_{доп} + 10 \lg n, \qquad (11.14)$$

где L и L_i — октавные уровни звукового давления в дБ, создаваемые соответственно одним или отдельно взятым из нескольких источников в расчетной точке; $L_{доп}$ — допустимый октавный уровень звукового давления, дБ.

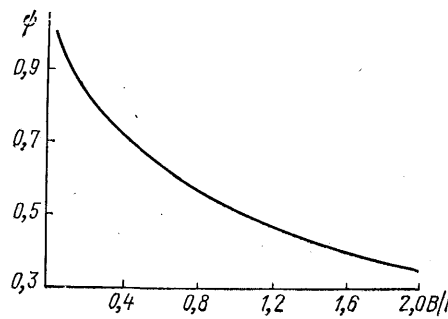


Рис. 11.3. К определению коэффициента ψ

11.4. ВИБРАЦИЯ И ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

В отличие от шума, передаваемого воздухом, под вибрацией понимают колебания, распространяемые в твердых телах (земля, стены ограждений и т. д.). Физические основы вибрации близки к фи-

Таблица 11.1

Рекомендуемые значения T и η для некоторых типов вентиляторов

Тип вентилятора (установки)	Мощность двигателя, кВт	Коэффициент передачи T, %		Эффективность виброизоляции η, %	
		для перекрытия	для полов	для перекрытия	для полов
Радиальный	Более 18	2	10	98	90
	3,6—18	4	20	96	80
	До 3,6	6	20	94	80
Осевой	Более 36	4	20	94	80
	7,2—36	6	25	94	75
	До 7,2	10	30	90	70

зическим основам звука. Вентиляторный агрегат может сам порождать вибрацию, тогда его следует изолировать от строительных конструкций. В некоторых случаях, наоборот, машину надо оградить от воздействия внешней вибрации. И в том и в другом случае между машиной и опорой необходимо устанавливать какой-либо упругий элемент. В настоящем разделе будут рассмотрены методы выбора упругих элементов. Критерием оценки виброизолятора может являться коэффициент передачи, представляющий собой в первом случае отношение передаваемой силы F_t к возмущаемой силе F_0:

$$T = F_t/F_0; \tag{11.15}$$

во втором — отношение динамического перемещения машины к динамическому перемещению опоры:

$$T = X/X_0, \tag{11.16}$$

где X — динамическое перемещение машины; X_0 — динамическое перемещение опоры конструкции.

В практике используется понятие эффективности виброизоляции η:

$$\eta = 1 - T. \tag{11.17}$$

Допустимый коэффициент передачи вибрации рассчитывается по известным значениям прилагаемого к фундаменту усилия и силы вибрации, вызываемой машиной. На основе обобщения опыта практической работы в [15] приведены рекомендуемые значения T и η для бетонных плит перекрытий и полов, а некоторые из них приведены в табл. 11.1.

Рассмотрим работу идеализированного пружинного амортизатора, приняв следующие допущения: колебания, вызванные вибрацией, происходят только в одном направлении (условно вертикальном); опорная конструкция жесткая; использованы линейные упругие элементы (пружины), прогиб которых пропорционален приложенной силе.

Сила, передаваемая конструкции пружинами, равна произведению их жесткости на амплитуду перемещения. При постоянной жесткости, если перемещение системы будет большим, то и передаваемая сила будет невелика. Собственная частота f_0 определяется по формуле

$$f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}},$$

где k — жесткость пружины; m — масса машины.

В демпфированной системе за счет установки пружины между опорной конструкцией и массой обеспечивается рассеивание энергии и коэффициент передачи определяется по формуле

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4D^2 (f/f_0)^2}{\left[\left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right]^2 + 4D^2 \left(\frac{f}{f_0}\right)^2}},$$

где D — отношение демпфирования, в котором сравниваются фактическая амортизация C и амортизация C_0, необходимая для обеспечения критической или апериодической амортизации ($D = C/C_0$).

Виброизоляция применяется также для обеспечения требуемых шумовых характеристик.

11.5. ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Колебательные процессы аэродинамического происхождения, создающие аэродинамические и механические шумы (в случае колебания элементов конструкции), возникают при работе вентилятора. Причины, вызывающие возникновение аэродинамического шума, могут быть следующие: возникновение вихрей, отрывные течения; периодические пульсации скоростей и давлений, связанные с неоднородностью потоков; пульсации скоростей и давлений в турбулентном пограничном слое около твердых поверхностей; пульсации, вызванные поперечным переносом вихрей из-за неравномерности скоростных полей и полей давлений; явление помпажа. Причинами возникновения механического шума могут быть: дисбалансировка колеса вентилятора; несоосность сочленения валов; ослабление натяга ремней передачи; износ подшипников деталей привода, редуктора и т. д.

Пропеллерные вентиляторы не имеют кожуха и глушителей и генерируют шум дискретных тонов, определяемых частотой вращения и количеством лопастей. Осевые вентиляторы генерируют шум на средних частотах, который может быть снижен установкой глушителей. При этом основной поток воздуха не меняет своего направления, что благоприятно сказывается на шумовых характеристиках осевого вентилятора.

Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, генерируют шум на низких частотах; на высоких частотах шум значительно спадает. Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, подвержены срывным явлениям, что естественно сказывается на его

Таблица 11.2

Значения критерия шумности некоторых вентиляторов

Тип и серия вентилятора	Критерий шумности $\bar{L}$, дБ		Тип и серия вентилятора	Критерий шумности $\bar{L}$, дБ	
	Сторона нагнетания	Сторона всасывания		Сторона нагнетания	Сторона всасывания
Радиальные:			Крышные:		
Ц4-70, Ц4-76	41	38	КЦ3-90,	52	48
Ц14-46	47	42	КЦ4-84-В		
Ц9-55, Ц9-57, Ц10-28	47,5	43,5	Ц3-04	49	49
			Осевые:		
ЦП7-40	48	43	О6-300	46	46
Ц6-46	43	39	О6-320	44	44
ВВД	48	40			

шумовых характеристиках. Радиальные вентиляторы с прямыми лопатками так же, как и пропеллерные, генерируют шум дискретных токов на довольно низких частотах. При расчете шумовой характеристики вентилятора определяют уровень звуковой мощности вентилятора $L_{\text{р. общ}}$ отдельно всасывания и нагнетания по следующей формуле:

$$L_{\text{р. общ}} = \bar{L} + 25 \lg p + 10 \lg V + \delta + 1,$$

где $\bar{L}$ — критерий шумности вентилятора, дБ; p — полное давление, создаваемое вентилятором, Па; V — объемный расход воздуха, м³/с; δ — поправка на режим работы вентилятора.

В табл. 11.2 приведены данные по критериям шумности.

При работе вентилятора в режиме $\eta = \eta_{max} \div 0{,}9\eta_{max}$ поправка δ не учитывается. При отклонении режима работы вентилятора в пределах $\eta = 0{,}9\eta_{max} \div 0{,}8\eta_{max}$; $\delta = +2$ дБ; при большем отклонении $\delta = +4$ дБ. На шумовых характеристиках сказывается форма подвода воздуха, например, при неплавном подводе следует принимать $\delta = +(8 \div 4)$ дБ.

Октавные уровни звуковой мощности вентилятора $L_{\text{р}}$ в дБ, излучаемой через патрубки, определяются по формуле

$$L_{\text{р}} = L_{\text{р. общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2,$$

где ΔL_1 и ΔL_2 — поправки, определяемые по табл. П.2 и П.3 в приложении.

Размерной шумовой характеристикой вентилятора (рис. 11.4) называют зависимость уровня звуковой мощности $L_{\text{р}}$ аэродинамического шума на сторонах всасывания и нагнетания от производительности вентилятора V, а также спектры уровней звуковой мощности шума, распространяющегося по воздуху, определяемые раздельно на сторонах всасывания и нагнетания при постоянной ча-

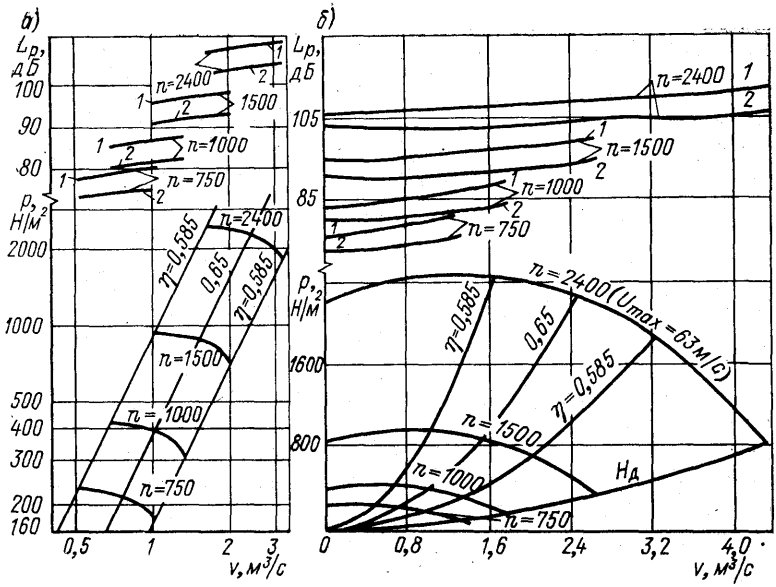


Рис. 11.4. Шумовая характеристика вентилятора Ц4-70 № 5: *а* — логарифмические координаты; *б* — обычные координаты;
1 — нагнетание; *2* — всасывание

стоте вращения. Шумовые характеристики вентиляторов должны быть указаны в паспорте или каталоге. Для некоторых видов вентиляторов, используемых в центральных кондиционерах, шумовые характеристики приведены в табл. П.1 в приложении. Если в помещении одновременно работают несколько вентиляторов, то для каждой октавной полосы необходимо определить суммарный уровень звуковой мощности всех вентиляторов $L_{\Sigma p}$, используя правило сложения уровней.

Глава 12. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основной целью испытаний вентиляторов является получение опытно-расчетным путем их характеристик: статического и полного давления, мощности, КПД. Как правило, опытным путем определяется статическое давление и потребляемая мощность при соответствующей производительности вентилятора, остальные величины получаются расчетным путем и являются вторичными.

В процессе испытаний вентилятора получают следующую информацию: расход воздуха через вентилятор или систему L (Q), м³/с; статическое $p_{ст}$ или полное p давление, Па; потребляемую вентилятором мощность N, Вт (или крутящий момент на валу вентилятора M, Н·м); частоту вращения вала вентилятора ω, (рад/с) (или число его оборотов n, об/мин); температуры воздуха и окружающей среды, К; относительную влажность воздуха и его состав, %.

12.1. ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА И ОСНАСТКА

В соответствии с ГОСТ 12.3.018—79 для аэродинамических испытаний должна применяться следующая аппаратура: комбинированный приемник давления, предназначенный для измерения динамических давлений потока (при скоростях движения воздуха более 5 м/с) и статических давлений, установившихся в потоке; приемник полного давления, предназначенный для измерения полных давлений потока при скоростях движения воздуха более 5 м/с; дифференциальные манометры класса точности от 0,5 до 1,0 в соответствии с ГОСТ 11161—71, ГОСТ 18140—77 и тягомеры в соответствии с ГОСТ 2648—78 для регистрации перепадов давлений; сопла Вентури; измерительные диафрагмы; коллекторы измерительные; анемометры в соответствии с ГОСТ 6376—74 и термоанемометры для измерения скоростей воздуха менее 5 м/с; барометры класса точности не ниже 1,0, предназначенные для измерения давления в окружающей среде; ртутные термометры класса точности не ниже 1,0 в соответствии с ГОСТ 13646—68 и термопары — для измерения температуры воздуха; психрометры класса точности не ниже 1,0 в соответствии с ГОСТ 6353—52 и психрометрические термометры в соответствии с ГОСТ 15055—69 для измерения влажности воздуха.

Комбинированный приемник давления показан на рис. 12.1. Датчик представляет собой напорную трубку, впервые примененную Анри де Пито (1695—1771). Трубка Пито воспринимает полное давление, равное сумме статического и динамического давлений потока (в дополнение к ней необходимо иметь еще трубку, воспринимающую

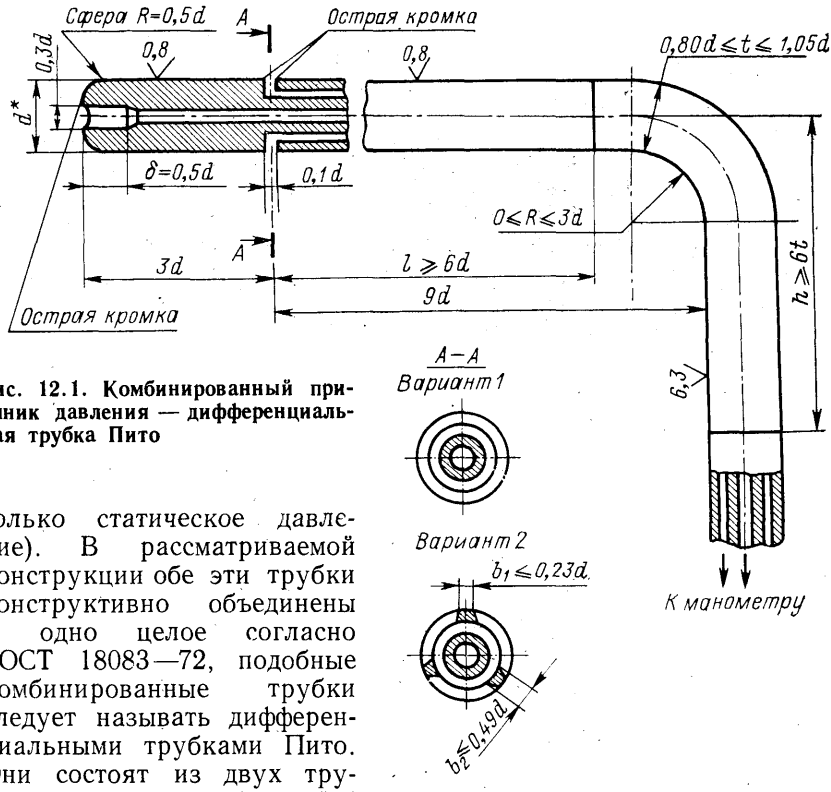


Рис. 12.1. Комбинированный приемник давления — дифференциальная трубка Пито

только статическое давление). В рассматриваемой конструкции обе эти трубки конструктивно объединены в одно целое согласно ГОСТ 18083—72, подобные комбинированные трубки следует называть дифференциальными трубками Пито. Они состоят из двух трубок, близких к Г-образной форме, которые имеют разные диаметры и одна из них располагается концентрически внутри другой. Открытый конец внутренней трубки ориентируется навстречу потоку и воспринимает полное давление. Наружная трубка на боковой поверхности имеет несколько отверстий, через которые воспринимается статическое давление. Если конец внутренней трубки, имеющей отверстие в головке, присоединить к микроманометру, можно определить полное давление в замеряемой точке $p_{\text{полн}}$. При присоединении к манометру трубки с боковыми отверстиями определяется статическое давление $p_{\text{ст}}$. Присоединение концов обеих трубок к двум концам манометра позволяет измерить разность между полным и статическим давлением, т. е. динамическое давление $p_{\text{дин}} = \Delta p$, тогда скорость в данной точке может быть определена как

$$v = k_{\text{т}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где $k_{\text{т}}$ — коэффициент равномерности поля.

С помощью приемника полного давления измеряется полное давление в потоке, воспринимаемое входным профильным отверстием (рис. 12.2).

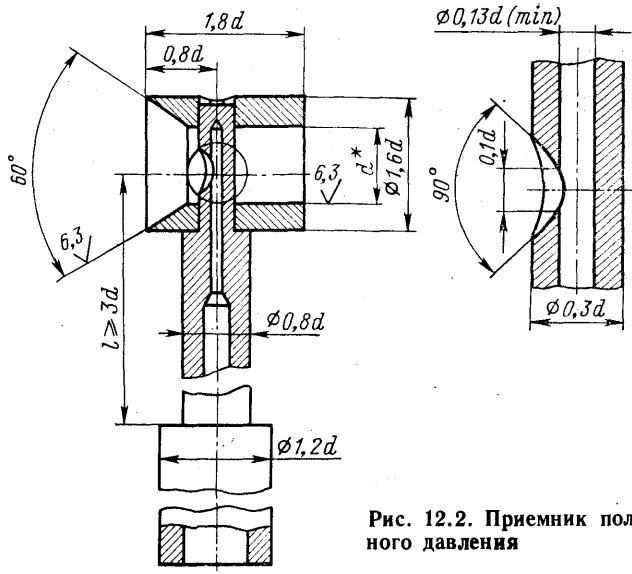


Рис. 12.2. Приемник полного давления

Для измерения расхода применяют диафрагмы (рис. 12.3), однако потери давления в диафрагме относительно велики. При использовании сопел получаются гораздо меньшие перепады, поэтому широкое применение в качестве расходомеров воздуха получили сопла Вентури (рис. 12.4). Длина их конической части l_0 может быть различна и выбирается исходя из требуемых перепадов давлений. Одной из разновидностей сопел является измерительный коллектор. Входные части коллектора изготавливаются двух видов: по лемнискате (рис. 12.5, *а*) и по дуге (рис. 12.5, *б*) окружности, коэффициент расхода коллектора обычно составляет $\alpha = 0{,}985 \pm 0{,}005$.

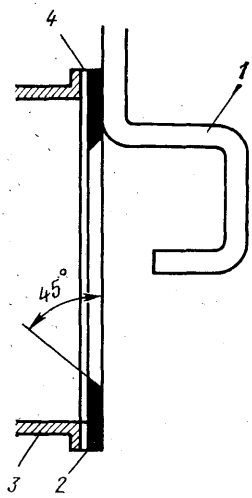


Рис. 12.3. Измерительная диафрагма со встроенным приемником полного давления:

1 — приемник полного давления; *2* — диафрагма; *3* — выходной патрубок вентилятора; *4* — резиновая прокладка

Крыльчатый анемометр АСО-3 типа Д предназначен для измерения скорости движения воздуха от 2 до 5 м/с. Он состоит из трех частей: крыльчатки, помещенной в металлической обойме, счетного механизма и рукоятки. При вращении крыльчатки трубчатая ось с помощью червячной передачи передает вращение зубчатому редуктору счетного механизма. При измерении скорости воздуха ось анемометра должна быть установлена параллельно воздушному потоку. Основными недостатками крыльчатых анемометров являются их большие габариты и малые пределы измерения. Чашечные анемометры используются

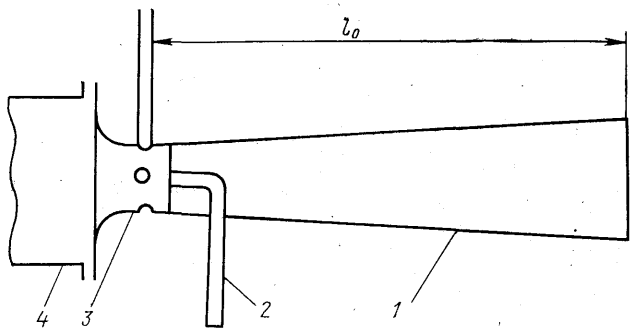


Рис. 12.4. Сопло Вентури со встроенным приемником полного давления:

1 — диффузор; *2* — приемник полного давления; *3* — сопло; *4* — воздуховод

для измерения скоростей от 1 до 20 м/с, основным их элементом является четырехчашечная вертушка, закрепленная на конце вала счетного механизма.

Для лабораторных испытаний проточной части вентилятора и при измерении скоростей менее 5 м/с применяют термоанемометры. Так, термоанемометр ТА-9, разработанный ВНИИОТ, предназначен для измерения подвижности воздушного потока и температуры окружающей среды, позволяет измерять скорости в пределах от 0,1 до 5 м/с. В головке термоанемометра размещен термистр, через который проходит электроток, нагревая головку до определенной температуры. Мгновенное количество расходуемой мощности равно мгновенному количеству теплоты, отводимой от термистора. Тепловые потери термистора будут пропорциональны скорости омывающего потока, таким образом, по градуировочной шкале может быть определена мгновенная скорость воздушного потока.

При определении расхода воздуха, как правило, тем или иным способом измеряется скорость потока. В большинстве случаев датчик позволяет определить скорость в точке замера. Поэтому метод выбора точек замера для получения средней скорости в сечении, необходимой для определения расхода, должен оговариваться особо. Согласно ГОСТ 12.3.018—79, для измерения давлений и скоростей движения воздуха в воздуховодах (каналах) должны быть выбраны участки с расположением мерного сечения на расстояниях не менее шести диаметров за местом возмущения потока и не менее двух диаметров перед ним. При отсутствии прямолинейных участков необхс-

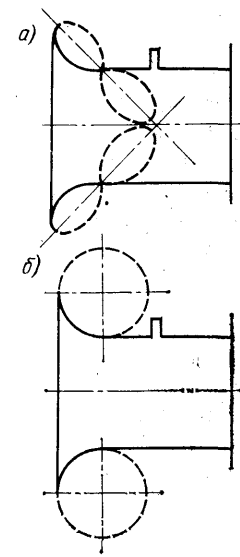


Рис. 12.5. Виды изготовления коллекторов: ***а*** **— по лемнискате;** ***б*** **— по дуге окружности**

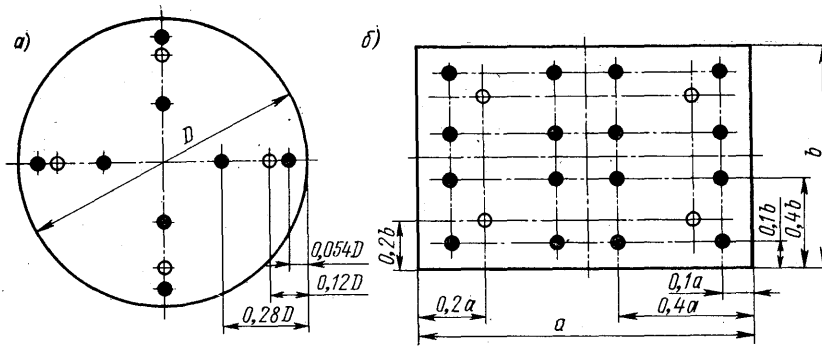


Рис. 12.6. Координаты точек измерения давлений и скоростей в воздуховодах: *а* — круглом (○ — при $100 < D < 200$ мм; ● — при $D > 200$ мм); *б* — прямоугольном (○ — при $100 < b < 200$ мм; ● — при $b > 200$ мм)

димой длины допускается располагать мерное сечение в месте, делящем выбранный для измерения участок в отношении 3 : 1 (в направлении движения воздуха). Координаты точек измерения давлений и скоростей, а также количество точек определяются формой и размерами мерного сечения. Максимальное отклонение координат точек измерений от указанных на рис. 12.6 не должно превышать ±10 %. Количество измерений в каждой точке должно быть не менее трех. При измерении величин с помощью анемометров время измерения в каждой точке должно быть не менее 10 с.

Частоту вращения электродвигателей и вентиляторов измеряют счетчиками оборотов или тахометрами. Тахометр представляет собой прибор, указывающий непосредственно частоту вращения в мин. Для измерения частоты вращения вентиляторов обычно применяются центробежные тахометры ИО-10, которыми можно определять частоту вращения в пяти диапазонах от 25 до 10 000 об/мин с погрешностью ±2 % максимального предела в каждом диапазоне измерения.

Счетчик оборотов состоит из системы шестеренок по 10 зубцов в каждой. Одна из них поворачивается при каждом обороте вала на один зубец. При полном обороте этой шестеренки зацепляется следующая шестерня и поворачивается на один зуб. Прибор снабжен круговой шкалой, цифры которой последовательно появляются в окошке, фиксируя 1, 10, 100 или 1000 оборотов шпинделя. После 9999 оборотов прибор переходит на нуль и начинается новый счет.

Определяя мощность на валу двигателя, используют приборы определения электрической мощности. Если требуется определить мощность непосредственно на валу вентилятора, то применяются так называемые «балансирные станки» (мотор-весы, электродинамометр). Станок представляет собой обычный двигатель (предпочтительно постоянного тока), статор которого находится в опорах и к нему присоединены коромысла весов так, что он может свободно качаться. При вращении колеса вентилятора статор вместе с коромыслами воспринимает момент вращения и отклоняется. Момент

вращения измеряется уравновешивающей плечо коромысла нагрузкой. Одновременно измеряется число оборотов вала в мин и вычисляется угловая скорость.

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

после чего вычисляется мощность, кВт,

$$N = M\omega/1000,$$

где M — момент вращения, Н·м.

12.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В СССР действует стандарт на методы аэродинамических испытаний вентиляторов радиальных и осевых (ГОСТ 10921—74), который разработан в соответствии с рекомендациями СЭВ РС 3650—72. Основным методом лабораторных испытаний вентиляторов следует считать испытания на всасывание (рис. 12.7). Основным преимуществом этого метода является то, что приборы устанавливаются в невозмущенном объеме. Замеры в камере, где скорости достаточно малы, позволяют считать, что замеренное статическое разрежение равняется полезному напору вентилятора. Для обеспечения затухания вихрей в камере устанавливаются выпрямляющие устройства. Отбор статических давлений осуществляется через круглые отверстия диаметром 2—5 мм, равномерно расположенные по периметру камеры. Производительность вентилятора измеряют с помощью расходомера, чаще всего сопла Вентури с коэффициентом расхода $\alpha = 0{,}98 \div 0{,}99$. Для регулирования расхода воздуха устанавливают дроссельное устройство, а для измерения крутящего момента применяют балансирный станок с минимальным моментом M_{min}, не превышающим при холостом ходе 0,5 % крутящего момента M, соответствующего максимальному КПД вентилятора. Чтобы построить аэродинамическую характеристику, необходимо знать: производительность вентилятора L (Q); полное, статическое и динами-

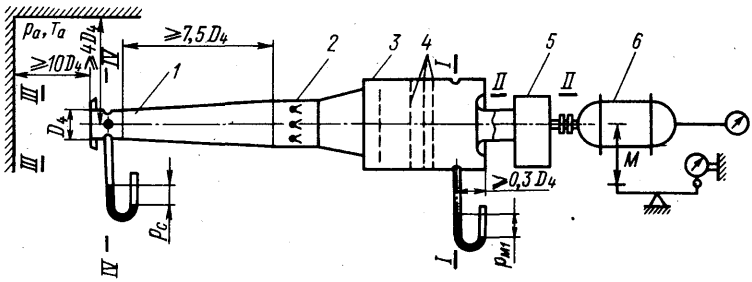


Рис. 12.7. Схема стенда для аэродинамических испытаний вентилятора на всасывание:

1 — сопло Вентури; *2* — дросселирующее устройство; *3* — корпус камеры всасывания; *4* — выпрямляющие устройства; *5* — вентилятор; *6* — балансирный станок с тахометром

ческое давление p, $p_{ст}$, $p_{дин}$; потребляемую мощность N; полный η и статический $\eta_{ст}$ КПД вентилятора; плотность перемещаемого воздуха ρ; частоту вращения рабочего колеса n.

При построении характеристик вентилятора за нормальные атмосферные условия принимаются $p_0 = 101{,}5$ кПа, $T_0 = 293$ К, $\varphi_0 = 50$ %, $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3, $R = 288$ Дж/(кг·К). Плотность воздуха ρ_x в любом сечении испытательного стенда определяется по формуле

$$\rho_x = \frac{p_a \pm p_{mx}}{R_a T_a} \text{ или } \rho_x = \rho_0 \frac{p_a \pm p_{mx}}{p_0} \frac{T_0}{T_x} \frac{R_0}{R_a},$$

где T_x — измеренная температура воздуха в сечении x—x (любое из приведенных сечений); p_{mx} — измеренное избыточное статическое давление в данном сечении; p_a, T_a, R_a — давление, температура и газовая постоянная атмосферного воздуха.

Производительность вентилятора L_{I} определяют измеренным объемным расходом воздуха L_{III}, отнесенным к условиям входа в вентилятор (ρ_{I}, p_{I}, T_{I}), по формуле

$$L_{\text{I}} = L_{\text{III}} \frac{\rho_{\text{III}}}{\rho_{\text{I}}}.$$

Объемный расход L_{III}, измеренный расходомером, определяют по формуле

$$L_{\text{III}} = \alpha \varepsilon F_{\text{IV}} \left(\frac{2}{\rho_{\text{III}}} p_c \right),$$

где α — коэффициент расходомера ($\alpha = 0{,}985$); $\varepsilon = 1 - 0{,}55 \times \times (p_c/p_a)$ — поправочный множитель на расширение измеряемой среды; F_{IV} — площадь суженного сечения расходомера, м^2; p_c — перепад давлений в расходомере, Па.

Статическое давление вентилятора

$$p_{ст} = p_{м\text{I}} - p_{дин\,\text{I}},$$

где

$$p_{дин\,\text{I}} = \frac{\rho_{\text{I}}}{2} (L_{\text{I}}/F_{\text{I}})^2; \quad \rho_{\text{I}} = \rho_a (p_a - p_{м\text{I}}/p_a).$$

Динамическое давление вентилятора

$$p_{дин} = p'_{дин} \xi.$$

Здесь

$$p'_{дин} = \frac{\rho_{\text{I}}}{2} \left(\frac{L_{\text{I}}}{F_{\text{II}}} \right)^2; \quad \xi = \frac{1 - 0{,}72 \dfrac{p_{м\text{I}}}{p_a - p_{м\text{I}}}}{1 - 0{,}36 p'_{дин}/p_a},$$

где F_{II} — площадь выходного патрубка.

Полное давление вентилятора

$$p = p_{ст} + p_{дин}.$$

Потребляемая мощность определяется как

$$N = (M - M_0)\, 2\pi n,$$

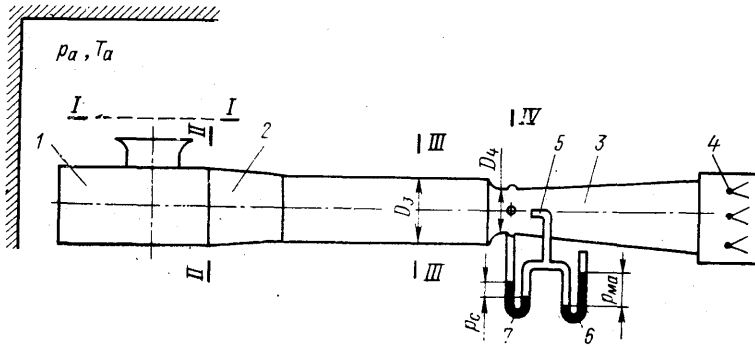


Рис. 12.8. Схема стенда для аэродинамических испытаний вентилятора на нагнетание:

1 — вентилятор; *2* — переходной участок; *3* — сопло Вентури; *4* — дросселирующее устройство; *5* — дифференциальная трубка Пито; *6* — дифманометр полного давления; *7* — дифманометр перепада давлений в расходомере

где M — измеренный момент, Н·м; M_0 — нулевой крутящий момент балансирного устройства, Н·м; n — частота вращения рабочего колеса, об/с.

Полный η и статический $\eta_{ст}$ КПД определяется как

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N} = \frac{pL_I\left(1 - 0{,}36\,\dfrac{p}{p_a - p_{мI}}\right)}{N};$$

$$\eta_{ст} = \frac{N_{ст}}{N} = \frac{p_{ст}L_I\left(1 - 0{,}36\,\dfrac{p_{мI}}{p_a - p_{мI}}\right)}{N}.$$

Если по условиям входа, выхода и привода вентилятор не может быть присоединен к камере всасывания, условиями эксплуатации предусматривается его работа в сети нагнетания. В этом случае проводятся испытания с нагнетательным воздуховодом и расходомером в виде сопла Вентури, сопла или диафрагмы со встроенным приемником полного давления (рис. 12.8). Объемный расход, измеренный (при $\alpha = 0{,}985$ и $\varepsilon = 1 - 0{,}55\dfrac{p_c}{p_a}$) в нагнетательном воздуховоде (сечение III—III), рассчитывается как

$$L_{III} = L'_{III}\left(\frac{\rho'_{III}}{\rho_{III}}\right)^{1/2}.$$

Здесь

$$L'_{III} = \alpha\varepsilon F_{IV}\left(\frac{2}{\rho'_{III}}p_c\right)^{1/2};\quad \rho'_{III} = \rho_a\frac{p_a + p_{мII}}{p_a};\quad \rho_{III} = \frac{T_a}{T_{III}}\rho'_{III},$$

где F_{IV} — площадь сечения IV—IV; T_a — температура атмосферного воздуха; $T_{III} = T_{II} = T_a + \delta T$ при

$$\delta T \approx \frac{0{,}001N}{\rho'_{III}L'_{III}}.$$

Производительность вентилятора, приведенная к условиям всасывания, рассчитывается как

$$L_{\text{I}} = L_{\text{III}}\rho/\rho_a.$$

Полное давление вентилятора

$$p = p_{м\text{II}} + \xi p_{\text{дин III}}.$$

Здесь

$$p_{\text{дин III}} = \frac{\rho_{\text{III}}}{2}\left(\frac{L_{\text{III}}}{F_{\text{III}}}\right)^2 = \alpha p_c \left(\frac{F_{\text{IV}}}{F_{\text{III}}}\right)^2,$$

где ξ — поправочный коэффициент, учитывающий степень выравнивания потока.

Динамическое давление вентилятора

$$p_{\text{дин}} = p'_{\text{дин}}\xi,$$

где

$$p'_{\text{дин}} = \frac{\rho_{\text{I}}}{2}\left(\frac{L_{\text{I}}}{F_{\text{II}}}\right)^2;$$

$$\xi = \frac{1 - 0{,}72\,(p_{м\text{II}} - p'_{\text{дин}}/p_a)}{1 - 0{,}36\,\dfrac{p'_{\text{дин}}}{p_a + p_{м\text{II}} - p'_{\text{дин}}}}.$$

Статическое давление вентилятора определяется как

$$p_{\text{ст}} = p - p_{\text{дин}}.$$

В случае электрических измерений потребляемая мощность определяется как

$$N = N_{\text{э}}\eta_{\text{э}} - N_{\text{пот}},$$

где $N_{\text{пот}}$ — потери мощности в передаче и подшипниках; $\eta_{\text{э}}$ — КПД электродвигателя (рассчитывается как и в предыдущем случае); $N_{\text{э}}$ — измеренная электрическая мощность.

При испытании некоторых вентиляторов, не предусмотренных ГОСТ 10921—74, для которых режим холостого хода играет значительную роль, применяются так называемые камеры с наддувом (рис. 12.9). Сопротивление камеры *2* компенсируется вспомогательным радиальным вентилято-

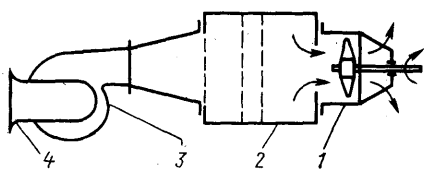


Рис. 12.9. Стенд, укомплектованный камерой с наддувом:

1 — вентилятор испытываемый; *2* — камера; *3* — вспомогательный вентилятор; *4* — расходомер

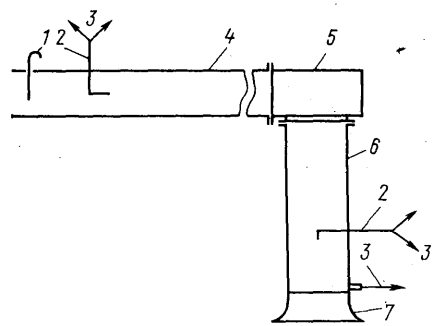


Рис. 12.10. Стенд испытания вентилятора в трубе:

1 — регулирующий орган; *2* — дифференциальная трубка Пито; *3* — импульсные трубки; *4* — нагнетательный воздуховод; *5* — вентилятор; *6* — всасывающий воздуховод; *7* — коллектор

ром *3*, а испытываемый вентилятор *1* работает только лишь на создание части давления без учета сопротивления камеры. Схема позволяет создать в камере любое разрежение, контролируемое приборами. Для точного регулирования разрежения в камере на нагнетательном патрубке вспомогательного вентилятора устанавливается автоматический дроссель — диафрагма. Испытуемый вентилятор приводится в действие с помощью балансирного станка, измеряющего мощность на валу колеса вентилятора и число оборотов вала.

Промышленные испытания вентилятора могут быть проведены в трубе или непосредственно в сети, имеющей всасывающий и нагнетательный участки (рис. 12.10). В этом случае следует учитывать возможную неравномерность параметров воздуха в сечениях воздуховодов, поэтому измерения необходимо проводить, как было указано ранее, в отдельных точках сечения с введением коэффициента поля и рассчитывая суммарный расход и осредненное поле давлений. При измерении производительности следует руководствоваться соответствующими правилами особенно при выборе сечения для измерений.

12.3. АКУСТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Акустические испытания проводятся в соответствии с ГОСТ 15529—70. Целью таких испытаний является получение шумовых характеристик агрегатов. Существуют следующие методы получения характеристик: в свободном звуковом поле; в трубе; в помещении с отражающими звук ограждениями; при помощи эталонного источника звука.

В первом случае испытания проводят на открытом воздухе или в заглушенной камере, при этом микрофон располагают в различных точках вокруг излучателя, в качестве которого принимаются всасывающее или нагнетательное отверстия и корпус в соответствии с ГОСТ 8055—73. При испытании на открытом воздухе существенное влияние могут оказывать внешние помехи (уличный шум, шум ветра и т. п.), учет или ликвидация этих помех делает этот способ громоздким и недостоверным, хотя он прост и дешев. Использование заглушенных камер исключает внешние помехи, но при этом метод существенно удорожается.

Шумовую характеристику вентилятора можно получить в воздуховоде, подсоединенном к вентилятору. В этом случае уровень звуковой мощности рассчитывается по формуле

$$L_p = L + 10 \lg F - \Delta L_{\text{тр}} - \Delta L_{\text{ст. в}},$$

где L — уровень звукового давления в заданной частотной полосе, измеренный в поперечном сечении воздуховода; F — площадь поперечного сечения воздуховода; $\Delta L_{\text{тр}}$ — повышение уровня звукового давления, обусловленное отражением звуковых волн от открытого конца трубопровода; $\Delta L_{\text{ст. в}}$ — повышение уровня звукового давления, обусловленное наличием стоячих волн.

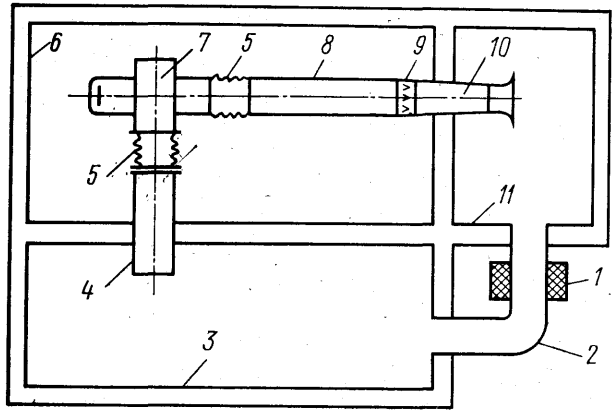


Рис. 12.11. Схемы установки для акустических испытаний вентиляторов:

1 — шумоглушитель; *2* — байпас; *3* — вентилируемое помещение; *4* — нагнетательный воздуховод; *5* — гибкая вставка; *6*, *11* — помещения; *7* — вентилятор с двигателем; *8* — всасывающий воздуховод; *9* — дроссель, *10* — коллектор

При реализации этого метода надо располагать информацией о $\Delta L_{\text{тр}}$ и $\Delta L_{\text{ст. в}}$, так как возможны помехи, связанные с обдувом микрофона потоком воздуха.

Схема установки для измерения в помещении с отражающими звук ограждениями показана на рис. 12.11. В этом случае оборудуются три помещения, в которых измеряется общий уровень и спектр звуковой мощности вокруг вентилятора и на сторонах всасывания и нагнетания. В качестве помещений используются ревибрационные камеры, представляющие собой звуко- и виброизолированные объемы, в которых гарантировано создание отраженного звукового поля. Воздухообмен между помещениями *8*, *9* осуществляется по байпасному каналу *11*, включающему шумоглушитель *10*. Производительность вентиляторов регулируется с помощью дросселя *2*. Измерение уровней следует проводить в режиме максимальных КПД. Целесообразно совмещать аэродинамические и акустические испытания.

Звуковая мощность в каждой i-й октавной полосе рассчитывается по формуле

$$L_{pi} = \bar{L}_i + 10\frac{F_{\text{экв}}}{F_0} - 6.$$

Здесь $\bar{L}_i$ — среднеарифметический октавный уровень звукового давления; F_0 принимается равной 1 м^2; $F_{\text{экв}} = 0{,}16\ (V/\tau)$ — эквивалентная площадь звукового поглощения помещения, где V — объем помещения; τ — время ревибрации, в течение которого уровень звукового давления после прекращения действия источника звука уменьшается на 60 дБ.

Тогда суммарный уровень звуковой мощности подсчитывается путем «логарифмического сложения»

$$L_p = 10 \lg \sum 10^{0,1 L_{pi}}.$$

Этот метод можно считать основным, а метод измерения при помощи эталонного источника шума — относительным. В обычном помещении располагают эталон на месте действительного источника шума (отверстие трубопровода, вентилятор и т. п.) и измеряют значения уровня его шума, а затем сравнивают с шумом исследуемого объекта.

Помимо аэродинамических и акустических испытаний вентиляторы подвергают механическим испытаниям и испытаниям на надежность и ресурс. При механических испытаниях вентиляторы проверяют: на механическую прочность рабочего колеса; на работоспособность при действии ударных нагрузок; на вибропрочность ГОСТ 13731—68; на работоспособность при различных углах наклона.

Испытания на надежность и ресурс гарантируют надежную работу вентилятора в течение определенного срока непрерывной работы или полного гарантированного ресурса. Продолжительность испытаний, как правило, оговаривается специальными условиями.

Вентиляторы общего назначения ГОСТ 5976—73 имеют гарантийный срок 18 месяцев со дня ввода вентилятора в эксплуатацию при гарантийной наработке 8000 ч.

Глава 13. МОНТАЖ, НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

После поставки вентилятора заказчику проводятся монтажные работы, имеющие свои особенности в зависимости от его типа, привода и передачи. После проведения монтажных работ осуществляется наладка вентиляторной установки. Когда будут осуществлены все вспомогательные работы по организации правильной и безопасной работы, установку сдают в эксплуатацию.

13.1. МОНТАЖ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Как правило, радиальные вентиляторы малых размеров поставляются заводом-изготовителем в собранном виде, более крупные вентиляторы могут поступать в разобранном виде.

До производства монтажных работ необходимо: провести осмотр вентилятора и привода и сверить их характеристики с данными проекта; проверить сопротивление обмотки электродвигателя и комплектацию; выверить фундамент (площадку) для установки вентилятора и установочные и присоединительные размеры.

Монтаж вентиляторных установок производится в следующей последовательности: 1) устанавливается рама виброосновання на дистанционные бруски; 2) размещаются виброизоляторы под рамой; 3) крепятся лебедки и блоки; 4) стропится вентилятор или отдельный его узел; 5) устанавливается вентилятор на раму; 6) делается временное крепление вентилятора; 7) производится монтаж электродвигателя на салазках и его крепление к раме; 8) освобождается от дистанционных брусков и устанавливается вентилятор с двигателем и рамой на виброизоляторы; 9) регулируются виброизоляторы и окончательно крепятся вентиляторы, двигатели и виброизоляторы к раме; 10) соединяются вентиляторы и двигатели передачей и окончательно крепится двигатель на салазках; 11) устанавливается защитное ограждение передачи; 12) проверяется работоспособность вентилятора.

При агрегатировании необходимо иметь в виду, что виброизоляторы должны размещаться симметрично относительно центра тяжести всей установки.

Правильность сборки и установки вентилятора перед окончательным закреплением контролируется и при этом проверяются следующие моменты: зазор между задней стенкой корпуса радиального вентилятора и рабочим колесом (не более $0{,}04D_2$), рабочим колесом и диффузором (не более $0{,}01D_2$); установка шкивов, их параллельность и соосность.

Монтаж осевых вентиляторов осуществляют по следующей технологии: устанавливают опоры (с проверкой по уровню и заделывают их цементным раствором) и собранный вентилятор (в положение, предусмотренное проектом); контролируют радиальный зазор между корпусом и рабочим колесом; крепят опорные болты; проверяют правильность направления вращения рабочего колеса.

Перед монтажом крышных вентиляторов проводятся специальные строительные работы (рис. 13.1), состоящие в установке усиленной плиты перекрытия, станины и поддона с креплением его к стакану. Во избежание попадания влаги, стакан сверху покрывается козырьком. Между вентилятором и стаканом устанавливают резиновую прокладку. После проверки вентилятора и монтажных проемов перекрытия осуществляется монтаж в следующей последовательности: устанавливаются вентилятор (на стакан с резиновой прокладкой) и козырек; крепится вентилятор гайками к анкерным болтам.

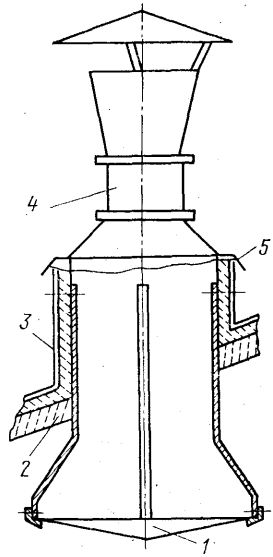


Рис. 13.1. Схема крепления крышного вентилятора:

1 — поддон; *2* — плита перекрытия; *3* — железобетонный стакан; *4* — вентилятор; *5* — козырек с креплением

Для производства монтажных работ в зависимости от типа вентилятора используются различные материалы, крепеж и уплотнения [19].

13.2. ПРОВЕРКА И НАЛАДКА РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ

Для проверки работы вентилятора в сети необходимо определить фактический режим работы. Под этим следует понимать определение производительности, полного давления и частоты вращения вала вентилятора. Полученные данные сопоставляются с проектными и каталожными данными. При сопоставлении с каталожными данными замеренное полное давление необходимо привести к стандартным условиям $p_0 = 760$ мм рт. ст., $T_0 = 293$ К, $\varphi_0 = 50$ %. На рис. 13.2 приведены аэродинамические характеристики вентилятора и сети, которые пересекаются в рабочей точке (РТ). Пусть рабочей точке РТ соответствуют проектные значения $n^{(п)}$, $p^{(п)}$ и $L^{(п)}$, полученные путем пересечения каталожной характеристики вентилятора (кривая *B*) и расчетной характеристики сети (кривая *C*). Одним из рассмотренных методов измеряются действительные значения $n^{(д)}$, $p^{(д)}$, $L^{(д)}$. В идеальном случае проектные и измеренные значения параметров должны совпадать, допускается отклонение по значениям η и p в пределах ± 5 %. Если имеет место большее отклонение, то причину следует искать в неисправности

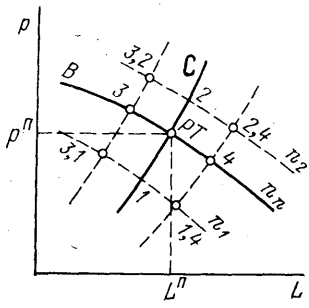


Рис. 13.2. К анализу работы вентиляторной установки в сети

вентилятора и сети или в неправильном расчете. Необходимо также проверить оборудование, правильность сборки вентилятора и его вращение, засоренность сети и соответствие ее проекту.

Пусть имеет место отклонение действительной точки *1* или *2* от положения РТ. В этом случае сеть в порядке, неисправности нужно искать в вентиляторе, которыми могут быть: несоответствие числа оборотов $n^{(д)}$ паспортному значению; отклонение характеристики вентилятора от каталожной; побочное влияние сети на характеристику вентилятора (неправильное подключение вентилятора). Если имеются отклонения в точках *3* и *4*, то неисправна сеть, а вентилятор в порядке и здесь возможны следующие причины отклонения: утечка или подсос воздуха через неплотности сети; фактическое значение сопротивления сети не соответствует расчетному (больше или меньше); влияние гидростатических факторов подпора и тяги; прикрыты заслонки. В случае отклонения от РТ — *3,1*; *3,2*; *2,4* и *1,4* — диагноз однозначно поставить затруднительно, так как могут влиять различные факторы. В случае отклонений РТ необходимо проверить частоту вращения вала колеса вентилятора (тахометром), зазоры между корпусом и колесом; сеть на плотность, положение заслонок; нет ли загроможденности каналов воздуховодов посторонними предметами, качество изготовления и правильность монтажа запорно-регулирующей арматуры и проанализировать правильность подключения вентилятора, установки направляющего аппарата и фасонных частей. В случае, если уровень шума вентиляторной установки превышает допустимые нормы, следует выявить источники шума. Среди них можно назвать: вибрацию вентилятора или электродвигателя, подшипников привода и других неотрегулированных элементов установки; шум обусловливается всасыванием и выхлопом.

Для снижения уровня шума можно рекомендовать следующие мероприятия: отбалансировать рабочее колесо вентилятора и ротор двигателя; устранить биение шкивов или соединительных муфт и перекосы передач; установить вентилятор и электродвигатель на виброизолирующее основание; соединить фланцы отверстий вентилятора и воздуховодов мягкими проставками; сделать разрывы между фундаментами и несущими конструкциями здания; установить звукоизолирующие кожухи; установить шумоглушители. Каждая установка должна быть снабжена инструкцией по эксплуатации и технике безопасности.

13.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

От правильности организации эксплуатации установки зависит надежность и качество ее работы. Организация эксплуатации включает: повседневное наблюдение за техническим состоянием уста-

новки; своевременное проведение всех видов ремонтных работ; выполнение правил техники безопасности и пожарной профилактики; экономию текущих расходов.

Из основных возможных неисправностей, влияющих на эффективность вентиляторной установки, рассмотрим следующие: колесо радиального вентилятора вращается против разворота улитки, либо колесо осевого вентилятора вращается выпуклостью вперед, в этом случае надо поменять местами клеммы у двух фаз; велик зазор между колесом и корпусом (в случае осевого вентилятора можно уменьшить диаметр корпуса); ремень привода пробуксовывает, следует передвинуть двигатель на салазках; греется двигатель, необходимо устранить причины; при пуске возникают вибрации и стук, следует осуществить подтяжку крепежа; засорен воздуховод, следует обнаружить место засорения и устранить его; появились неплотности в соединении элементов сети, следует проверить и при необходимости осуществить подтяжку фланцев или заменить деталь.

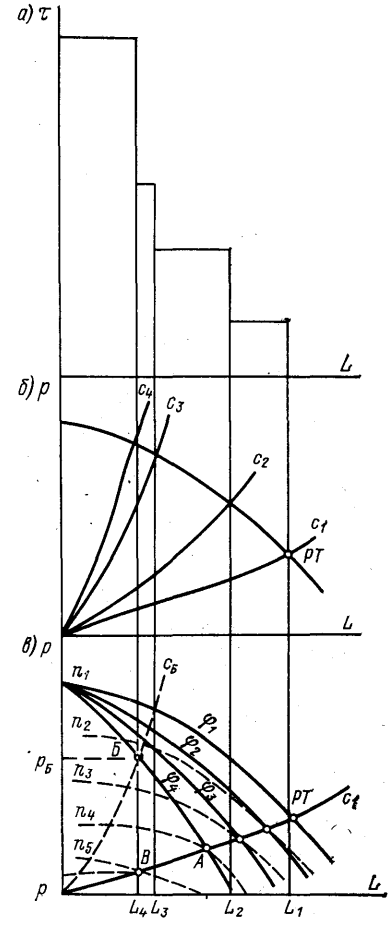


Рис. 13.3. К обоснованию способа регулирования эксплуатируемой вентиляторной установки

Основной статьей расхода при эксплуатации вентиляторных установок является стоимость потребляемой энергии. Поэтому очень важно обеспечить работу вентилятора и двигателя в наиболее экономичных режимах с учетом изменения нагрузок суточных, сезонных, годовых. Эта задача решается путем автоматического дистанционного централизованного управления. Однако выбранный способ регулирования и схемы управления вентиляторной установки должны быть не только экономичными, но и обеспечивать требуемые режимы эксплуатации вентилятора.

В процессе эксплуатации вентиляторной установки в зависимости от ее целевого назначения требуется изменять производительность установки. Например, пусть вентиляторная установка работает на систему кондиционирования воздуха, закон изменения нагрузки на вентиляторную установку задан базовым графиком вида: время эксплуатации τ — производительность вентилятора L (рис. 13.3, *а*). Как видно, требуемая глубина регулирования от L_1 до L_4 может быть

обеспечена самым неэкономичным способом — дросселированием (рис. 13.3, *б*). Использование более экономичного способа с применением направляющего аппарата не обеспечивает требуемую глубину регулирования; слева от вертикальной линии, проходящей через точку *А*, имеет место зона необеспеченности для заданного способа (рис. 13.3, *в*). Для обеспечения всех режимов работы требуется комбинированный способ — направляющий аппарат плюс дросселирование (точка *Б*) или применение способа изменения частоты вращения вала от n_1 до n_5 (точка *В*). Однако в последнем случае вентилятор будет создавать малое давление $p_В \ll p_Б$ и не обеспечит преодоление сопротивления сети. Как ни парадоксально, но в рассматриваемом случае придется применять не экономичный способ регулирования.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха для предотвращения аварийных ситуаций необходимо иметь информацию о работе вентиляторной установки. Для этой цели применяют различные указывающие приборы, например, флажковое реле потока типа РПВ-2 с двухпозиционным ртутным контактом, укрепленным на оси флажка. Реле потока флажковой частью помещается в поток воздуха и при отклонении флажка контакт замыкает цепь сигнализации. Прибор может быть настроен на определенную скорость воздушного потока. При эксплуатации вентиляторных установок, предназначенных для перемещения горючих газов и смесей, может возникнуть пожарная опасность и распространение пожара по воздуховоду. Источником воспламенения может быть искрообразование при касании подвижных и неподвижных частей вентилятора, неисправность двигателя, пускового устройства и т. п. В этом случае должны применяться вентиляторные установки в искрозащищенном варианте. При эксплуатации вентиляторных установок площадки для их размещения должны быть огорожены, лестницы снабжены перилами и выполнены другие правила по технике безопасности.

Правильная организация планового предупредительного ремонта повышает долговечность установки, предупреждает их неожиданный выход из строя. Он включает в себя мероприятия по текущему обслуживанию и ремонту, проводимые по заранее составленному плану с целью безотказной работы вентиляторной установки. Текущий ремонт носит профилактический характер и включает в себя регулярный осмотр, устранение мелких неисправностей, смазку, чистку и т. д.

Капитальный ремонт подразумевает полное восстановление ресурса с заменой любых частей установки. При солидном износе вентиляторной установки капитальный ремонт не производят, а проводят замену оборудования. По текущему ремонту рекомендована следующая периодичность операций в месяцах: очистка через 3—6; окраска 12—36; смазка 6—12. Сроки капитального ремонта зависят от условий эксплуатации и колеблются от 1 до 10 лет.

На каждую вентиляторную установку должен быть заведен технический паспорт (в двух экземплярах), в который включаются

следующие сведения: наименование предприятия; местонахождение установки; назначение установки; кем выполнены проект, монтаж, наладка; срок пуска в эксплуатацию; сведения о ремонте; технические данные вентилятора и двигателя.

Помимо паспорта для каждой установки составляют инструкцию, в которой указывают порядок включения, выключения и действий по обслуживанию.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Для определения требуемого снижения уровня звукового давления необходимо иметь шумовые характеристики вентиляторов на стороне всасывания и нагнетания. Паспортные характеристики вентиляторных агрегатов кондиционеров серии КТЦ приведены в табл. П.1.

В тех случаях, когда они отсутствуют, октавные уровни звуковой мощности, излучаемой через всасывающий и нагнетательный патрубки вентилятора, можно получить расчетом. При этом необходимо знать значения поправок ΔL_1 и ΔL_2, которые зависят от типа вентилятора, размеров его патрубков и частоты октавных полос.

Для широко применяемых марок вентиляторов такие поправки приведены в табл. П.2 и П.3.

Таблица П.1

Шумовые характеристики вентиляторных агрегатов. Октавные уровни звуковой мощности нагнетания

Марка кондиционеров	Номер и тип вентилятора	Производительность, м³/ч	Частота вращения, об/мин	Уровень звука, дБА	Среднегеометрическая частота, Гц							
					63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
КТЦ31,5	Ц4-76 № 12 с НА	31 500	640	76	96	87	87	83	82	73	66	62
			750	80	90	91	91	87	86	77	70	66
КТЦ40		40 000	660	77	87	88	88	84	83	74	73	63
			765	81	91	92	92	88	87	78	71	67
КТЦ63	Ц4-76 № 16 с НА	63 000	480	77	97	95	91	85	81	76	71	64
			565	82	102	100	96	90	86	81	76	69
			630	85	105	103	99	93	89	84	79	72
КТЦ80		80 000	510	79	99	97	93	87	83	78	73	66
			575	82	102	100	96	90	86	81	76	69
			650	85	105	103	99	93	89	84	79	72
КТЦ125	Ц4-76 № 20 с НА	125 000	415	83	93	94	94	90	89	80	73	69
			465	84	94	95	95	91	90	81	74	70
			525	85	95	96	96	92	91	82	75	71
КТЦ160	Ц4-100 № 16/2	160 000	530	87	108	105	102	96	92	88	84	76
			600	91	111	108	105	99	95	91	87	79
			660	92	113	110	107	101	97	93	89	81
КТЦ200		200 000	585	90	110	107	104	98	94	90	86	78
			645	93	112	109	106	100	96	92	88	80
			700	94	113	110	107	101	97	93	89	81
КТЦ250	Ц4-100 № 20/2	250 000	430	91	111	108	105	99	95	91	87	79
			490	94	113	110	107	101	97	93	89	81
			525	97	116	113	110	104	100	96	92	84

Таблица П.2

Значения поправки ΔL_1, дБ

Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц	Центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми		Осевые вентиляторы
	вперед (Ц14-46, Ц9-55, Ц9-57, ЦП7-40, ВВД, Ц10-28)	назад (Ц4-70, Ц4-76, КЦЗ-90, ЦЗ-04, КЦ-4-84В)	
(16)	(10)	(19)	(23)
(32)	(6)	(15)	(18)
63	6	11	13
125	6	7	8
250	6	5	9
500	9	6	5
1 000	13	9	7
2 000	17	16	10
4 000	21	21	16
8 000	26	26	23
(16 000)	(31)	(31)	(30)
(32 000)	(36)	(36)	(37)

Примечания: 1. Приведенные в табл. П.2 данные без скобок справедливы, когда частота вращения вентилятора находится в пределах 700—1400 об/мин. 2. При частоте вращения вентилятора 1410—2800 об/мин весь спектр (всю колонку цифр) следует сдвинуть на октаву в сторону высоких частот (на строчку вниз), а при 350—690 об/мин — на октаву в сторону низких частот (на строчку вверх), принимая для крайних частот значения, указанные в скобках для частот 32 и 16 000 Гц. 3. При частоте вращения вентилятора 2810—5600 об/мин весь спектр следует сдвинуть аналогичным образом на две октавы (две строчки) в сторону высоких частот, а при числе оборотов 340—175 об/мин — на две октавы в сторону низких частот.

Таблица П.3

Значения поправок ΔL_2, дБ

Корень квадратный из площади патрубка вентилятора, мм	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц								Корень квадратный из площади патрубка вентилятора, мм	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
25	37	31	25	19	13	8	3	0	400	12	8	3	0	0	0	0	0
50	31	26	20	14	8	4	0	0	450	12	6	2	0	0	0	0	0
80	26	20	14	8	4	1	0	0	500	11	6	2	0	0	0	0	0
100	24	18	13	8	3	0	0	0	560	10	6	2	0	0	0	0	0
125	22	16	11	6	2	0	0	0	630	10	5	1	0	0	0	0	0
140	21	15	10	6	2	0	0	0	710	8	4	1	0	0	0	0	0
160	20	14	10	4	1	0	0	0	800	8	3	1	0	0	0	0	0
180	19	14	8	4	1	0	0	0	900	7	3	0	0	0	0	0	0
200	18	13	8	3	1	0	0	0	1000	6	2	0	0	0	0	0	0
225	17	12	7	2	0	0	0	0	1250	4	1	0	0	0	0	0	0
250	16	11	6	2	0	0	0	0	1400	4	1	0	0	0	0	0	0
280	16	10	6	2	0	0	0	0	1600	3	0	0	0	0	0	0	0
315	14	10	4	1	0	0	0	0	2000	2	0	0	0	0	0	0	0
350	14	8	4	1	0	0	0	0	2500	0	0	0	0	0	0	0	0

1. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.
2. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз, 1960. 715 с.
3. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидродинамика и аэродинамика. М.: Госстройиздат. 1965. 277 с.
4. **Атекарь М. В., Фонберштейн И. М.** Судовые вентиляторы. Л.: Судостроение, 1971. 184 с.
5. **Батурин В. В., Эльтерман В. М.** Аэрация промышленных зданий. М.: Госстройиздат, 1953. 278 с.
6. **Беннет К. О., Майерс Д. Е.** Гидродинамика, теплообмен и массообмен. М.: Недра, 1966. 276 с.
7. **Богословский В. Н.** Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. М.: Стройиздат, 1980. 295 с.
8. **Брусиловский И. В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. М.: Недра, 1978. 198 с.
9. **Вентиляция** и отопление цехов машиностроительных заводов/М. И. Гримитлин, О. Н. Тимофеева, В. М. Эльтерман и др. М.: Машиностроение, 1978. 272 с.
10. **Влияние** начальной интенсивности турбулентности на характеристики приточных насадков/М. И. Гримитлин, Л. А. Задова, Х. А. Углова. — В кн.: Организация воздухообмена в производственных помещениях. Л.: ЛДНТП, 1978, с. 24—30.
11. **Вулис Л. А., Ярин Л. П.** Аэродинамика факела. Л.: Энергия, 1978. 215 с.
12. **Голин Л. Л.** Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. Л.: Машгиз, 1959. 303 с.
13. **Гримитлин М. И., Тимофеева О. Н., Эльтерман В. М.** Вентиляция и отопление цехов судостроительных заводов. Л.: Судостроение, 1978. 239 с.
14. **Золотов С. С.** Аэродинамика судовой вентиляции. Л.: Судостроение, 1967. 173 с.
15. **Контроль** шума в промышленности: Предупреждение, снижение и контроль промышленного шума в Англии/Пер. с англ. Л.: Судостроение, 1981. 312 с.
16. **Кремлевский П. П.** Расходомеры и счетчики количества. Л.: Машиностроение, 1975. 703 с.
17. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1973. 847 с.
18. **Максимова Г. А.** Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. М.: Высшая школа, 1968. 463 с.
19. **Монтаж** вентиляционных схем. Справочник монтажника/Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1978. 591 с.
20. **Подобцев Ю. С., Селезнев К. П.** Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров. Л.: Машгиз, 1957. 392 с.
21. **Преображенский В. П.** Теплотехнические измерения и приборы. М.: Энергия, 1978. 703 с.
22. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1967. 428 с.
23. **Седов Л. И.** Механика сплошных сред. М.: Наука, 1973. 584 с.
24. **Вентиляция** и кондиционирование воздуха. Справочник проектировщика/Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1978. 509 с.
25. **Талиев В. Н.** Аэродинамика вентиляции. М.: Стройиздат, 1979. 295 с.
26. **Тепло-** и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник/Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 510 с.

27. **Центробежные** вентиляторы/Под ред. Т. С. Соломаховой. М.: Машиностроение, 1975. 416 с.
28. **Черкасский В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1977. 424 с.
29. **Черепанов В. М.** Некоторые закономерности турбулентного течения жидкости в прямоугольных и плоскоовальных сечениях. — Изв. вузов. Сер. Строительство и архитектура. 1975, № 5, с. 119—125.
30. **Шепелев И. А.** Аэродинамика воздушных потоков. М.: Стройиздат, 1978. 239 с.
31. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.
32. **Эккерт Б.** Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет. М.: Машгиз, 1959. 679 с.
33. **Эльтерман В. М.** Вентиляция химических производств. М.: Химия, 1980. 288 с.
34. **Эльтерман В. М.** Воздушные завесы. М.: Машиностроение, 1966. 131 с.
35. **Reba J.** Applications of the Coonda effect. Scientific American, June, 1966, p. 84—92.

Предисловие 3
Введение 5
Глава 1. **Основные уравнения аэродинамики** 9
1.1. Уравнение неразрывности . . . . . —
1.2. Уравнение энергии 11
1.3. Уравнение количества движения 15
1.4. Уравнение движения 16
1.5. Уравнение моментов количества движения 19
Глава 2. **Элементы теории пограничного слоя** 20
2.1. Пограничный слой . . . . . —
2.2. Уравнения пограничного слоя для течения вдоль плоской пластины 21
2.3. Примеры решения уравнений ламинарного пограничного слоя 23
2.4. Отрыв пограничного слоя 26
2.5. Турбулентность и турбулентный пограничный слой . . . 27
2.6. Свободная турбулентность 29
Глава 3. **Потенциальные течения несжимаемой жидкости** 31
3.1. Плоскопараллельные потоки 35
3.2. Источник и сток 36
3.3. Плоский вихрь 37
3.4. Вихреисточник (вихресток) 40
3.5. Диполь 41
3.6. Бесциркуляционное обтекание круглого цилиндра прямолинейным потоком 42
3.7. Обтекание круглого цилиндра с циркуляцией 47
3.8. Аэродинамическая сила и аэродинамический момент . . . 49
3.9. Скорость витания и скорость трогания 52
3.10. Подъемная сила 54
3.11. Теорема Жуковского о подъемной силе для решетки профилей 58
Глава 4. **Движение воздуха в каналах** 63
4.1. Ламинарное и турбулентное движение жидкости в каналах —
4.2. Расчет падения давления при движении воздуха в каналах некруглого сечения 66
4.3. Течение в каналах переменного сечения с изменением направления потоков 67
4.4. Аэродинамический расчет разветвленных сетей воздуховодов 71
4.5. Воздуховоды и фасонные части 75
4.6. Особенности расчета сетей пневмотранспорта . . . . . —
Глава 5. **Аэродинамика струй и всасывающих факелов** 78
5.1. Классификация струй 79
5.2. Свободные изотермические струи 81
5.3. Неизотермические струи 97
5.4. Конвективные струи 102
5.5. Всасывающие факелы 106
5.6. Расчет приточных струй и всасывающих факелов для различных случаев истечения и стока 109
Глава 6. **Аэродинамика зданий** 112
6.1. Обтекание здания воздушным потоком. Распределение давлений на поверхности зданий . . . . . —

6.2. Аэродинамические коэффициенты 116
6.3. Расход воздуха, проходящего через отверстия. Определение давлений на наружной поверхности ограждений 118
6.4. Аэрация зданий 124
6.5. Конструктивное оформление аэрационных устройств . . . 129
6.6. Неорганизованный воздухообмен 141
6.7. Воздушные завесы 144
6.8. Обеспечение чистоты атмосферного воздуха 152
6.9. Расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ из низких источников 155

Глава 7. **Классификация вентиляторов** 162
7.1. Типы радиальных вентиляторов 163
7.2. Типы осевых вентиляторов 164
7.3. Типы диаметральных вентиляторов 166
7.4. Сравнение и области применения различных видов вентиляторов 167

Глава 8. **Радиальные вентиляторы** 170
8.1. Конструктивное исполнение радиальных вентиляторов —
8.2. Основы теории радиальных вентиляторов 172
8.3. Влияние геометрических характеристик рабочего колеса на давление, развиваемое вентилятором 177
8.4. Расчет оптимального диаметра D_1 181
8.5. Учет влияния конечного числа лопаток рабочего колеса 183
8.6. Гидравлический КПД рабочего колеса радиального вентилятора 186
8.7. Кожух вентилятора 188
8.8. Мощность, потребляемая вентилятором, и его КПД . . 191
8.9. Подобие радиальных вентиляторов. Коэффициент быстроходности 193
8.10. Аэродинамический расчет радиального вентилятора . . 195
8.11. Характеристики вентиляторов 203

Глава 9. **Осевые вентиляторы** 209
9.1. Основные уравнения теории осевых машин 210
9.2. Влияние вязкости на подъемную силу 213
9.3. Аэродинамические коэффициенты 215
9.4. Нагруженность решетки профиля 217
9.5. Условие работы длинных лопаток осевого вентилятора . . 218
9.6. КПД и мощность осевого вентилятора 220
9.7. Расчет осевых вентиляторов 221
9.8. Характеристики осевых вентиляторов 226

Глава 10. **Вентиляторные установки** 227
10.1. Работа вентилятора на сеть . . . . . —
10.2. Подсоединение вентилятора к сети 229
10.3. Последовательная и параллельная работа вентиляторов на сеть 231
10.4. Регулирование работы вентиляторной установки 233
10.5. Выбор и установка вентилятора 237
10.6. Вентиляторные агрегаты 242
10.7. Особенности судовых вентиляторных агрегатов 244

Глава 11. **Шум и вибрация вентиляторных установок** 246
11.1. Физические основы звука и его воздействие на слух человека . . . . . —
11.2. Нормирование шума 248
11.3. Распространение и снижение шума в помещении 249
11.4. Вибрация и виброизоляция 251
11.5. Шумовые характеристики вентиляторов 253

Глава 12. **Испытание вентиляторов** 256
12.1. Измерительная аппаратура и оснастка . . . . . —
12.2. Аэродинамические испытания вентиляторов 261
12.3. Акустические испытания вентиляторов 265

Глава 13. **Монтаж, наладка и эксплуатация вентиляторных установок** 268
13.1. Монтаж вентиляторных установок . . . . . —
13.2. Проверка и наладка работы вентилятора в сети 269
13.3. Эксплуатация вентиляторных установок 270
Приложение 273
Список литературы 276

УЧЕБНИК

Олег Петрович Иванов
Валерий Олегович Мамченко

АЭРОДИНАМИКА И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Редактор *Н. В. Сергеева*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. М. Жилич*
Корректоры: *Т. Н. Гринчук, И. Г. Иванова*

ИБ 3792

Сдано в набор 13.11.85. Подписано в печать 15.05.86. М-14645.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага кн.-журн. имп.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 17,5. Усл. кр.-отт. 17,5. Уч.-изд. л. 18,05. Тираж 6430 экз.
Заказ 282. Цена 90 коп.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.