В ПОМОЩЬ ПРОЕКТИРОВЩИКУ

to LordN
Радзнакомству
беспредельно. Общаться
через компьютер хорошо,
но нельзя вытянуть глаза
глаза в глаза

Караджи В.Г., Московко Ю.Г.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННО-ОТОПИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

РУКОВОДСТВО

Москва
2005

Караджи В.Г., Московко Ю.Г.

Некоторые особенности эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования. Руководство - М., 2004

Авторы руководства – кандидат технических наук Караджи Вячеслав Георгиевич и Московко Юрий Георгиевич - специалисты, которые более 20 лет работают в области аэродинамики, акустики, вибрации, а также натурных и лабораторных испытаний. Они имеют многолетний опыт теоретических разработок и их внедрения в реальные проекты и готовую продукцию.

Оба автора в течение 14 лет (1978-1992) работали в Центральном аэрогидродинамическом институте (ЦАГИ). В этот период времени Караджи В.Г. специализировался в области разработок и исследований радиальных вентиляторов, акустических измерений, Московко Ю.Г. - в области разработок и исследований осевых машин. Результатами их разработок было создание новых аэродинамических схем вентиляторов, которые далее реализовывались в виде новых типов вентиляторов.

С 1992 по 1997 год авторы работали в ОАО «МОВЕН», где Караджи В.Г. возглавлял научно-технический центр, а Московко Ю.Г. руководил испытательной лабораторией. Под их руководством были разработаны вентиляторы радиальные типа ВР-86-77 и ВР-300-45, осевые типа ВО-14-320 и ВО-25-188, струйные вентиляторы и судовые вентиляторы типа ВОС. В этот же период авторами, по заказу фирмы Carrier (США), был проведен комплекс работ, включающий в себя разработку нового вентилятора и снижение шума выносного блока сплит-систем, выпускаемых этой компанией.

С 1998 года авторы работают в компании ООО «ИННОВЕНТ». Они, первыми из российских специалистов, обратили свое внимание на возможность использования в вентиляторах свободно вращающегося колеса, разработали на его базе целый комплекс оборудования для систем вентиляции, кондиционирования и отопления. А также нашли возможность серьезного изменения в подходах к проектированию вентсистем с точки зрения энергоэффективности и компактности, при условии использования такого типа оборудования. Так авторами, первыми в России, в 1999 году разработаны воздухоприточные камеры (центральные кондиционеры) на базе вентилятора со свободно вращающимся колесом, что явилось новым шагом в развитии систем кондиционирования.

В период работы в ООО «ИННОВЕНТ» авторами были также разработаны осевые вентиляторы для известных российских компаний ОАО «ВЕЗА», ОАО « Крюковский вентиляторный завод», иностранных компаний «ABB Flakt» (Швеция), «Shenyang Blower Works» (Китай), «Patterson Fn Co.» (США).

Кроме разработок в области вентиляторов и систем кондиционирования Караджи В.Г. возглавлял разработку систем автоматического управления для систем ОВК. Им также разработан дифференциальный полупроводниковый манометр с цифровой индикацией МД1-2000, который предназначен для использования при наладке вентиляционных систем, для проверки режимов работы приточных камер и вентиляторного оборудования на месте эксплуатации. Также Караджи В.Г. разработал систему для акустических и вибрационных измерений и анализа.

Данное руководство написано с учетом наиболее часто встречающихся вопросов со стороны проектировщиков. В издании подробно освещаются вопросы, связанные с аэродинамикой, акустикой и эффективностью вентиляторов, вентсистем и систем воздушного отопления. Предлагаются авторские подходы к проектным решениям приточных систем (систем кондиционирования) и рассматриваются современные тенденции проектирования энергоэффективных вентсистем. В отдельном разделе подробно рассматриваются вопросы, связанные с понятием шума, его распространения и измерения. Также рассмотрены принципы работы воздушно-тепловых завес и предложен критерий их выбора.

Руководство написано в развитие ранее выпущенного «Руководства по подбору воздушно-отопительного оборудования ИННОВЕНТ» (издание 2002 г. и 2003 г.). В дополнение к настоящему руководству выпущен технический Каталог продукции ООО «ИННОВЕНТ».

© ООО «ИННОВЕНТ», 2004

Москва, ул. Мартеновская, 38. Тел./факс (095) 730-2176. E-mail:info@innovent.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение …….. 5
1.Общие сведения о вентиляторах …….. 6
1.1. Давление вентилятора ……... 6
1.2.Типы вентиляторов, используемых в системах вентиляции…….. 6
1.2.1.Аэродинамические параметры вентиляторов…….. 9
1.2.2.Безразмерные параметры вентиляторов…….. 10
1.2.3.Изменение параметров вентиляторов при изменении температуры …… 11
1.2.4.Регулирование вентиляторов…… 12
1.3.Аэродинамические характеристики вентиляторов……... 13
1.3.1. Режимы неустойчивой работы радиальных вентиляторов …….. 15
1.3.2. Совместная работа вентиляторов…….. 20
1 .3.3. О реальных аэродинамических характеристиках вентиляторов …… 26
1.4.Сопротивление сети. Подбор вентилятора…… 30
1.4.1.Сопряжение вентилятора с сетью ……... 32
1.4.2.Получение заданной производительности. Наладка вентиляционной системы…… 34
1.5.Акустические характеристики вентиляторов…….. 37
1.5.1.Характеристики шума……... 37
1.5.2.Аэроакустическое подобие вентиляторов…….. 40
1.5.3.Частотные спектры шума вентилятора……... 41
1.5.4.Корректированные уровни звукового давления…… 42
1.5.5.Спектральный состав шума вентиляторов…… 43
1.5.6.Источники шума вентиляторов…… 45
1.5.7.Распространение шума по воздуховодам…….. 46
2.Радиальные вентиляторы со спиральными корпусами…… 49
2.1.Об эффективном использовании радиальных вентиляторов…… …… 51
2.1.1.Сеть на стороне всасывания…… 51
2.1.2.Сеть на входе/выходе вентилятора…….. 54
2.1.3.Сеть на стороне нагнетания…… 55
2.2.Рекомендации по применению диффузоров на выходе вентиляторов…… 55
3.Канальные радиальные вентиляторы…… 58
3.1.Эффективность канальных вентиляторов…… 75
4.Построение систем вентиляции и кондиционирования воздуха на базе канальных радиальных вентиляторов …….. 80
4.1. Канальные радиальные вентиляторы УНИВЕНТ®…… 81
4.1.1.Акустические характеристики вентиляторов УНИВЕНТ® …….. 82

4.1.2.Вентиляторы УНИВЕНТ® с глушителями шума на входе и на выходе ……. 83
4.1.3.Сравнение вентиляторов УНИВЕНТ® с радиальными вентиляторами со спиральным корпусом…… 84
4.2.Воздухоприточные установки ……..……. 87
4.2.1.Современные тенденции развития приточных установок……..…… 87
4.2.2.Приточные установки АПК-ИННОВЕНТ…….……. 90
4.2.2.1.О применении циркуляционных насосов в схемах обвязки водяных калориферов……..……..……..…… 93
4.2.2.2.Приточные установки с утилизацией тепла…….. 94
4.2.3. Приточная миниустановка МПК-1,6…… 99
4.2.3.1.Варианты использования приточных установок МПК-1,6 в многоэтажных зданиях…….. 99
4.2.4.Об использовании приточных установок в условиях низких температур ……. 102
4.2.5.Некоторые соображения по повышению эффективности вентсистем……... 103
4.2.5.1 Приточные установки…….. 104
4.2.5.2.Вытяжные системы…… 109
4.2.5.3.Об использовании гибких воздуховодов…… 111
4.3. Воздушно-тепловые завесы……..…… 113
4.3.1.Энергетические характеристики. Критерий подбора воздушно- тепловых завес… 113
4.3.2.Обзор рынка завес…….. 115
4.3.3.Воздушно-тепловые завесы ТЗК -ИННОВЕНТ…….. 117
4.3.4.Мероприятия по энергосбережению при установке завес…… 118
4.4.Вентиляторы крышные радиальные …… 123
4.5.Отопительные агрегаты «УНИТЕРМ»……..…… 127
5. Измерительная техника…… 129
5.1.Измерение давления и расхода воздуха в вентиляционных системах …….. 129
5.1.1.Измерение давлений……..…….. 130
5.1.2.Измерение скорости потока……..…….. 131
5.1.3.Измерение расхода воздуха в канале……..…… 131
5.2. Система для акустических и вибрационных измерений и анализа……..... 134
6.Типовые решения вентсистем……...…….. 136
6.1.Вентиляционная система для коттеджей с утилизацией тепла удаляемого воздуха….. 136
6.2.Воздухоприточная установка для покрасочно/сушильных камер…….. 138

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время появился ряд публикаций в профессиональных изданиях, в которых были затронуты вопросы, связанные с процессами обработки воздуха в вентиляционных системах. Однако, наиболее важные аспекты - аэродинамика, акустика, эффективность вентиляторов и самих вентсистем, с нашей точки зрения освещены в них в недостаточной мере.

Настоящее руководство частично восполняет эти пробелы. Кроме этого здесь собран материал, позволяющий проектанту или потребителю более эффективно использовать вентиляционное оборудование нового поколения, созданного с использованием вентиляторов со свободно вращающимися колесами. В руководстве также приведены материалы, в которых предложены новые подходы к проектированию приточных систем с большей аэродинамической эффективностью, чем традиционные.

В главе 1 даны общие сведения о типах вентиляторов используемых в системах вентиляции и их особенности, об аэродинамических характеристиках, о подборе вентиляторов. Большой раздел посвящен характеристикам шума, его измерению и распространению.

В главе 2 приведены варианты эффективного использования радиальных вентиляторов в спиральном корпусе. Эта глава призвана дополнить знания специалистов в области аэродинамики радиальных вентиляторов. Необходимость появления этой главы, выявились в ходе работы с проектными организациями, а также в дискуссиях на семинарах, проводимых специалистами ООО «ИННОВЕНТ».

В главе 3 приведена классификация канальных вентиляторов, рассмотрены их конструктивные отличия и особенности аэродинамических характеристик, даны сравнительные данные по их эффективности.

В главе 4 приведено описание нового канального радиального вентилятора УНИВЕНТ® и ряда изделий созданных на его базе. В разделе, посвященном воздухоприточным установкам (центральным кондиционерам), дан обзор современных тенденций в развитии воздухоприточных установок и приведено сравнение установок АПК-ИННОВЕНТ с их аналогами. Предложены способы увеличения аэродинамической эффективности вентсистем и, в частности, замена высоконапорных приточных установок на слабонапорные с рядом вентиляторов-доводчиков, устанавливаемых в сети воздуховодов. Приведен критерий для выбора воздушно - тепловых завес, а также дано описание воздушно-тепловых завес ТЗК-ИННОВЕНТ. Большей частью, перечисленное оборудование является оборудованием нового поколения и защищено Российскими патентами.

В главе 5 кроме раздела, посвященного измерению давления и производительности, приведен раздел с описанием новой портативной системы измерения акустических и вибрационных измерений и анализа. Этот раздел наиболее интересен специалистам в области наладки и эксплуатирования вентсистем.

В главе 6 приведены некоторые типовые решения для вентиляционных систем, предлагаемые специалистами ООО «ИННОВЕНТ».

В дополнение к главе 4 настоящего руководства, ООО «ИННОВЕНТ» выпустило технический каталог продукции, где приведена вся информация, необходимая при проектировании.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯТОРАХ

Вентиляция - это регулируемый воздухообмен, осуществляемый с целью создания в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий воздушной среды, благоприятной для здоровья и трудовой деятельности человека, а также для технологических целей.

Вентиляционные системы - совокупность технических устройств, обеспечивающих воздухообмен. Побудителем движения воздуха в таких системах является вентилятор. Вентилятор - сложное техническое устройство, преобразующее кинетическую энергию вращающегося колеса в кинетическую и потенциальную энергии перемещаемого объема воздуха. Существует большое многообразие типов вентиляторов, однако в вентсистемах используется всего несколько из них. От выбора типа вентилятора и соответствия поставленной задаче зависят его габариты, потребляемая мощность, технические характеристики, а также шум и некоторые другие свойства вентсистемы.

1.1. ДАВЛЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Связь между кинематикой струйки тока и подводимой мощностью (на единицу производительности) устанавливает уравнение Эйлера [1]:

$$P_{tv} = \rho C_{2u} u_2 - \rho C_{1u} u_1 \qquad (1)$$

Здесь ρ -плотность воздуха; C_{1u} ,C_{2u}- окружная составляющая скорости на входе и выходе из колеса; u_1, u_2 - окружная скорость на входе и выходе из колеса. Положительное значение окружной составляющей скорости C_{1u} или C_{2u} принимается в направлении, совпадающем с направлением вращения колеса.

Величина P_{tv} =N/Q– мощность приходящаяся на единицу секундного обьема Q, имеет размерность давления и называется теоретическим давлением. Если бы вентилятор не имел потерь, то вся подводимая к колесу мощность шла бы на увеличение полного давления, и вентилятор имел бы давление равное теоретическому - P_{tv} (при данном значении производительности). В действительности, из-за различного рода потерь, давление вентилятора P_v меньше теоретического, причем степень аэродинамической эффективности передачи энергии колесу характеризует коэффициент полезного действия вентилятора (КПД) равный $\eta = P_v / P_{tv}$ или $\eta = P_v * Q / N$.

1.2. ТИПЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляторы – лопаточные машины, предназначенные для перемещения воздуха или других газов. Вентиляторы условно делятся по развиваемому давлению на вентиляторы:

-низкого давления – до 1000Па;

-среднего давления от 1000Па до 3000Па;

-высокого давления - свыше 3000Па.

Как правило, давление, развиваемое вентиляторами, работающими в вентиляционных системах, не превышает 2000Па.

В системах вентиляции и кондиционирования используются следующие типы вентиляторов:

-осевые;

-радиальные;

-диаметральные.

Схемы осевых вентиляторов приведены на рис.1.1. В осевых вентиляторах поток воздуха входит и выходит по оси вращения колеса. Осевые вентиляторы могут состоять из одного колеса (рис. 1.1а), колеса и спрямляющего аппарата (рис.1.1б), входного направляющего аппарата и колеса (рис.1.1в), входного направляющего аппарата, колеса и спрямляющего аппарата (рис.1.1г).

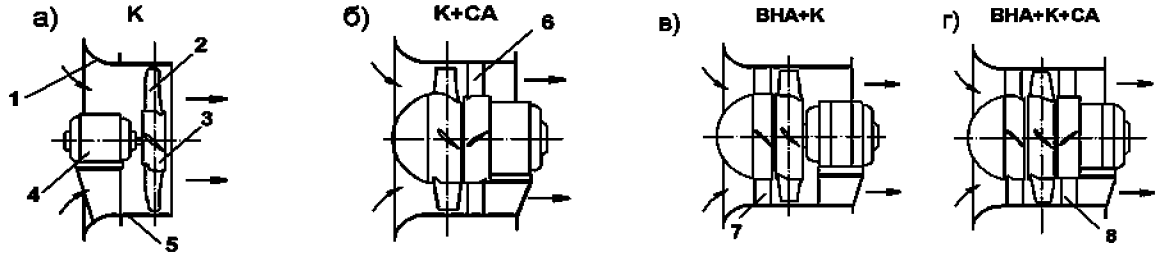


Рис.1.1 Схемы осевых вентиляторов:
а) К-колесо; б) К+СА -колесо и спрямляющий аппарат; в) ВНА+К –входной направляющий аппарат и колесо, г) ВНА+К+СА -входной направляющий аппарат, колесо и спрямляющий аппарат;
1-входной коллектор, 2-лопатки колеса, 3-втулка колеса, 4-электродвигатель, 5-корпус,
6,8-спрямляющий аппарат, 7-входной направляющий аппарат

Электродвигатель может быть расположен как перед колесом (рис.1.1а), так и за колесом (рис.1.1б), причем аэродинамические характеристики вентиляторов, имеющих одинаковые колеса, будут при этом приблизительно одинаковыми.

Как правило, на расчетных режимах течение в осевых вентиляторах происходит по цилиндрическим поверхностям, при этом окружные скорости равны, то есть $u_2 = u_1 = u$. Теоретическое давление осевого вентилятора (1) равно:

$$P_{tv} = \rho u (C_{2u} - C_{1u})$$

Треугольники скоростей на текущем радиусе осевого вентилятора схемы ВНА+К приведены на рис.1.2. В данном случае входной направляющий аппарат создает подкрутку потока на входе в колесо против направления вращения, причем величина C_{1u} <0. Если же входной аппарат отсутствует, величина C_{1u}=0, то теоретическое давление равно $P_{tv} = \rho u C_{2u}$. Необходимо иметь в виду, что всегда за колесом имеется закрутка потока (за исключением турбинного режима), то есть величина C_{2u} не равна нулю. Остаточная закрутка потока является источником потерь, кроме того может быть причиной дополнительных потерь в элементах, сопрягающих вентилятор с сетью на выходе. Для уменьшения закрутки за колесом используется спрямляющий аппарат.

При равных частотах вращения и диаметрах колес, осевые вентиляторы создают в 2-3 раза меньшее давление, но имеют большую производительность, чем

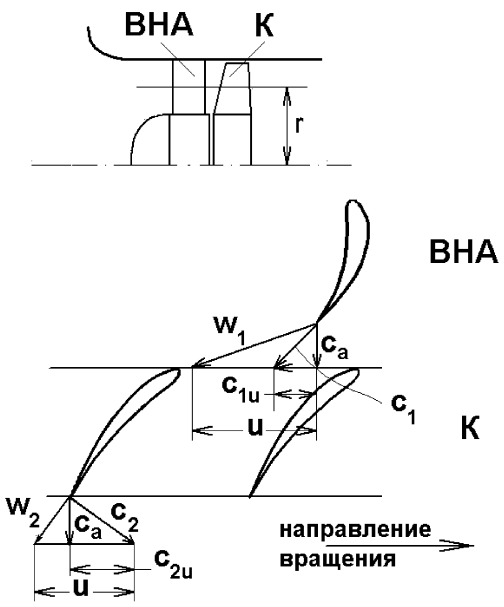


Рис. 1.2. Треугольники скоростей в осевом вентиляторе схемы ВНА+К

радиальные вентиляторы, поэтому в вентиляционных системах они используются в основном для перемещения больших объемов воздуха – на вытяжке, для создания противодымного подпора и т. д.

Осевые вентиляторы могут быть одноступенчатыми, двухступенчатыми и многоступенчатыми. В многоступенчатом вентиляторе, созданном на базе нескольких одноступенчатых, происходит увеличение давления примерно пропорционально числу ступеней при прежней производительности. Существуют также схемы со встречным вращением и вентиляторы с меридиональным ускорением потока [2].

Схемы радиальных вентиляторов приведены на рис. 1.4. В радиальных колесах поток входит по оси вращения колеса, а выходит в радиальной плоскости. Спиральный корпус служит для преобразования потока на выходе из колеса и дополнительного повышения давления вентилятора. Наиболее широко применяются два типа радиальных колес: колеса с лопатками загнутыми назад (рис.1.4а) и с лопатками загнутыми вперед (рис.1.4б). Более подробно об отличиях и особенностях аэродинамических характеристик этих вентиляторов - в главе 2.

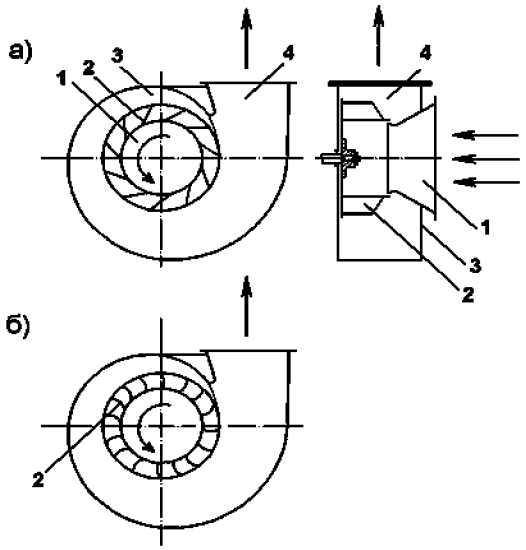


Рис. 1.4. Схемы радиальных вентиляторов: а) назад и б) вперед загнутые лопатки; 1-входной коллектор, 2-лопатки колеса, 3-корпус, 4-выходное сечение

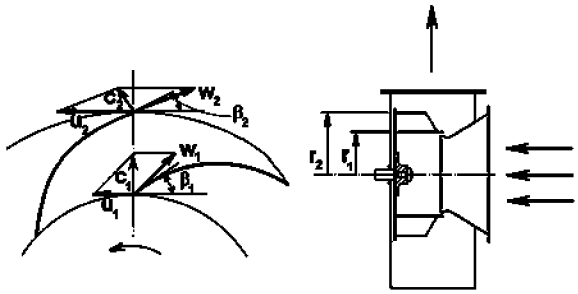


Рис. 1.5. Треугольники скоростей в колесе радиального вентилятора

Треугольники скорости в колесе радиального вентилятора приведены на рис.1.5. Теоретическое давление радиального вентилятора:

$$P_{tv} = \rho C_{2u} u_2 - \rho C_{1u} u_1$$

Радиальные вентиляторы развивают большее давление, по сравнению с осевыми вентиляторами, так как единице объема перемещаемого воздуха сообщается энергия при переходе от радиуса входа к радиусу выхода колеса. Колесам с назад загнутыми лопатками соответствуют углы примерно $ß_1$=10..20°, $ß_2$=20..50°, а с вперед загнутыми лопатками - $ß_1$ =90°, $ß_2$=145..175°.

В канальном прямоточном вентиляторе поток имеет осевое направление (рис. 1.6). Существует много различных конструктивных исполнений канальных вентиляторов, более

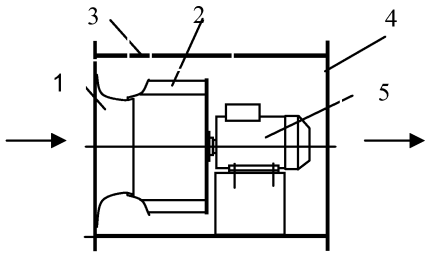


Рис. 1.6. Схема канального радиального вентилятора в квадратном корпусе: 1-входной коллектор, 2-лопатки колеса, 3-корпус, 4-выходное сечение, 5-двигатель

подробно об этом можно прочитать в главе 3.

Схема радиального вентилятора двустороннего всасывания приведена на рис.1.7. Вентилятор имеет два входных отверстия и общее выходное и представляет как бы объединение двух зеркальных вентиляторов в спиральных корпусах. Такого типа вентиляторы имеют приблизительно удвоенную производительность (при том же давлении, что и единичный вентилятор). Многоступенчатые радиальные вентиляторы в системах вентиляции встречаются крайне редко. Среди рассматриваемых типов вентиляторов радиальные – наиболее используемые в вентиляционных системах. Более подробно о радиальных вентиляторах можно прочитать в [1].

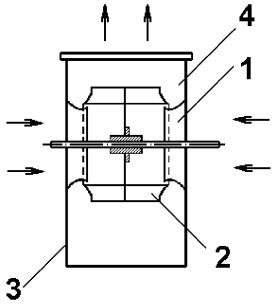


Рис. 1.7. Схема радиального вентилятора двустороннего всасывания: 1-входной коллектор, 2-лопатки колеса, 3-корпус, 4-выходное сечение

Схема диаметрального вентилятора приведена на рис. 1.8. Поток входит в колесо в диаметральном направлении (перпендикулярно оси вращения колеса), и выходит также в диаметральном направлении. Угол между входом и выходом потока может быть разным (на рис.1.8 угол составляет 90^{o}), существуют также вентиляторы с различными углами выхода потока, вплоть до 180°. В диаметральных вентиляторах используются радиальные колеса с вперед загнутыми лопатками, близкие к тем, что используются в радиальных вентиляторах. Отличительной особенностью диаметральных вентиляторов является возможность увеличения длины колеса (осевой протяженности), что дает возможность увеличивать производительность вентилятора (при соответствующем увеличении мощности привода). Несмотря на очевидные компоновочные преимущества, диаметральные вентиляторы не нашли широкого применения в вентсистемах. Это связано с относительно малой аэродинамической эффективностью этих вентиляторов. В основном они используются в маломощных завесах, хотя известны попытки применения диаметральных вентиляторов в воздухоприточных установках.

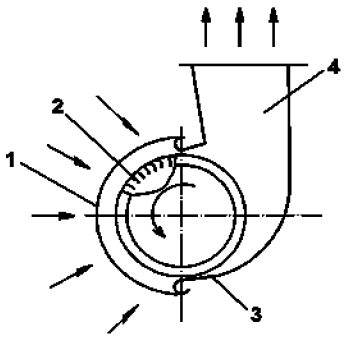


Рис. 1.8. Схема диаметрального вентилятора: 1-входной коллектор, 2-лопатки колеса, 3-корпус, 4-выход потока

1.2.1.АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основные свойства вентилятора, как устройства предназначенного для перемещения воздуха, принято оценивать по его аэродинамическим параметрам: давлению, производительности и потребляемой мощности при нормальных атмосферных условиях, а также коэффициенту полезного действия (КПД).
Единицы измерения:
-давления вентилятора: статическое, полное, динамическое измеряются в Па (1 Па ~0,1 мм. вод. ст);
-производительность вентилятора измеряется в $м^3$/час, $м^3$/с;
-потребляемая мощность вентилятора измеряется в Вт, кВт.

Полное давление вентилятора равно разности полных давлений потока за вентилятором и перед ним:

$P_v = P_{02}-P_{01;}$

Здесь: P_{01} - осредненное по входному сечению, P_{02} -осредненное по выходному сечению полное давление потока.

Статическое давление вентилятора P_{sv} равно разности полного давления P_v и динамического давления вентилятора P_{dv}:

$P_{sv}= P_v - P_{dv}$:

Динамическое давление вентилятора P_{dv} определяется по среднерасходной скорости $V_{вых\text{-}вент}$ выхода потока из вентилятора:

$P_{dv}=\rho V^2_{вых\text{-}вент}/2$

Скорость выхода потока из вентилятора (один из способов осреднения):

$V_{вых\text{-}вент} =Q/F_{вых}$;

где $F_{вых}$ - площадь поперечного сечения выхода потока из вентилятора; Q– производительность вентилятора.

Полный и статический КПД вентилятора:

$\eta= P_v Q/ N$; $\eta_{st}= P_{sv} Q /N$

где N - мощность, потребляемая вентилятором. $N_{эл\ сеть}$ – мощность, потребляемая вентилятором из электрической сети: $N_{эл\ сеть}= N/ (\eta \cdot \eta_{эл\ двиг})$,

где $\eta_{эл\ двиг}$ – КПД электродвигателя.

1.2.2. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Геометрически подобные вентиляторы описываются безразмерными характеристиками (при автомодельности по числу Re), которая называется типовой. Типовая характеристика не зависит ни от диаметра вентилятора, ни от частоты вращения, ни от плотности воздуха (температуры).

Типовая характеристика - это зависимость безразмерных величин коэффициентов давления ψ и мощности λ от коэффициента производительности φ или φ_a (для осевых вентиляторов):

-коэффициент производительности: $\varphi=Q/Fu$;

-коэффициент осевой скорости: $\varphi_a=\varphi(1-\nu^2)$;

-коэффициент полного давления: $\psi=2P_v/\rho u^2$;

-коэффициент мощности: $\lambda=2N/\rho Fu^3$;

где $F=\pi D^2/4$- площадь, ометаемая колесом вентилятора (для осевых и радиальных вентиляторов), $м^2$; D –диаметр колеса вентилятора, м; $u=\pi Dn/60$- окружная скорость конца лопаток, м/с; n - частота вращения колеса вентилятора, об/мин; $\nu=d_{вт}/D$ –относительный диаметр втулки (только для осевых вентиляторов); ρ -плотность перемещаемого воздуха, $кг/м^3$.

Переходя к безразмерным параметрам вентилятора:

-коэффициент полного давления:

$\psi = \psi_s+\psi_{dv}$;

-коэффициент динамического давления:

$\psi_{dv}=\varphi^2 (F / F_{вых})^2$;

$\psi_{dv}=\varphi^2_a$ (для осевых вентиляторов);

-полный и статический КПД:

$\eta=\varphi\psi/\lambda$; $\eta_s=\varphi\psi_s/\lambda$

Безразмерные характеристики вентиляторов позволяют сравнивать вентиляторы различных типов по нагруженности лопаточных аппаратов, получать размерные характеристики обратным пересчетом для любых значений частоты вращения, диаметров колес, температуры перемещаемого воздуха.

Вентиляторы имеют широкие диапазоны параметров: полное давление от десятков до нескольких тысяч Паскалей, производительность от нескольких

кубических метров до тысяч кубических метров в секунду, мощность от одного Ватта до нескольких тысяч киловатт, а диаметры колес - от нескольких сантиметров до нескольких метров. Окружные скорости концов лопаток, как правило, не превышают 150м/с. Несмотря на огромный диапазон размерных параметров, безразмерные параметры вентиляторов всех типов и размеров укладываются в область, ограниченную коэффициентом производительности φ=0…3 и коэффициентом полного давления ψ =0…8 (рис.1.9). Здесь же, для сравнения, приведены максимально возможные значения КПД вентиляторов. Как видно, осевые вентиляторы являются самыми слабонапорными, но имеют наибольшие полные КПД среди рассматриваемых типов вентиляторов. Радиальные вентиляторы занимают промежуточную область по давлению и КПД. Диаметральные вентиляторы имеют самые большие коэффициенты давления ψ, достигающие значений 6…8, так как потоку сообщается энергия дважды, при входе в колесо и при выходе из него, однако имеют самые малые значения полного КПД.

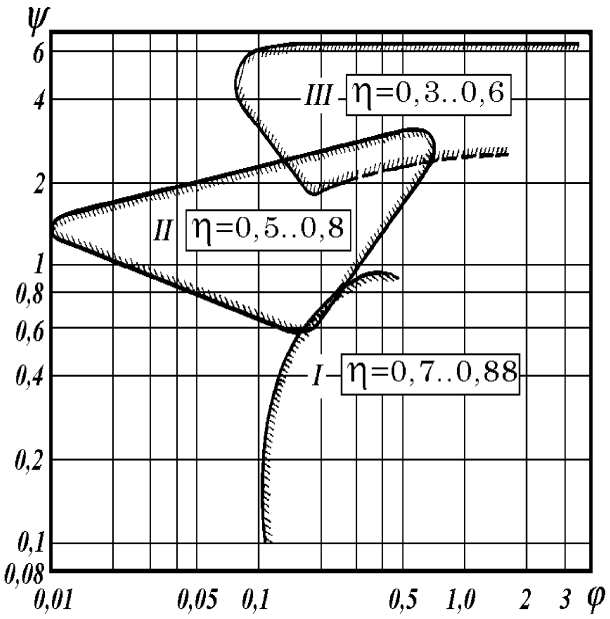


Рис. 1.9. Поле безразмерных параметров вентиляторов различных типов:I- осевые; II- радиальные; III- диаметральные

1.2.3. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ

Так как при изменении внешних условий сохраняются безразмерные характеристики вентилятора, то его размерные параметры при изменении температуры **(при постоянной частоте вращения)** определяются по следующим формулам:

-давление $P_i=P^*\rho_i/\rho$;

-мощность $N_i=N^*\rho_i/\rho$;

где: $\rho_i=\rho^*293/(273+t_i)$, ρ=1,2 кг/м^3;

индекс i соответствует произвольной температуре воздуха.

Таким образом, необходимо помнить, что при изменении температуры **производительность вентилятора не меняется**, а остальные параметры изменяются прямо пропорционально отношению плотностей.

Однако, возможны ситуации, когда параметры вентиляторов не соответствуют полученным прямым пересчетом. Например, при работе при низких температурах, если двигатель не имеет достаточного запаса по мощности, то он снижает обороты (см. раздел 1.3.3) и, следовательно, формулы прямого пересчета в этом случае не действуют.

1.2.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В ряде случаев в процессе работы необходимо изменять аэродинамические характеристики вентилятора. Регулирование вентиляторов (изменение аэродинамических параметров вентилятора) осуществляется следующими способами:

-лопаточным аппаратом;

-изменением частоты вращения колеса.

При регулировании лопаточным аппаратом изменяется безразмерная характеристика, а следовательно, и размерная характеристика вентилятора. При частотном регулировании безразмерная характеристика вентилятора и положение рабочего режима на ней не меняются, поэтому сохраняется и КПД вентилятора при новой частоте вращения. В ряде случаев, это может приводить к неэффективной работе вентилятора в данной сети.

Регулирование лопаточным аппаратом. Регулирование аэродинамических характеристик осевых вентиляторов осуществляется поворотом лопаток (закрылков) входного направляющего аппарата (подкрутка по и против вращения колеса), поворотом лопаток колеса (во время вращения или при остановленном вентиляторе). Регулирование лопаточным аппаратом может приводить как к увеличению (в пределах располагаемой мощности вентилятора), так и к уменьшению давления.

Радиальные вентиляторы регулируются входным направляющим аппаратом только в сторону снижения давления. Схема радиального вентилятора в спиральном корпусе с входным направляющим аппаратом приведена на рис. 1.10.

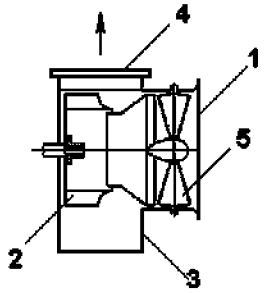


Рис. 1.10. Схема радиального вентилятора с входным направляющим аппаратом: 1- входной патрубок; 2- рабочее колесо; 3- спиральный корпус; 4- выходное отверстие; 5- входной направляющий аппарат

Регулирование диаметрального вентилятора осуществляется изменением углов входа потока в вентилятор, внутренним направляющим аппаратом (ВНА) или различного рода вихреобразователями.

Регулирование изменением частоты вращения. Регулирование изменением частоты вращения обычно осуществляется преобразователями напряжения или частотными приводами. В вентиляторах, имеющих шкиво-ременную передачу, регулирование осуществляется подбором шкивов. Регулирование изменением частоты вращения обычно осуществляется в сторону снижения давления вентилятора, так как электродвигатель обычно подбирается на мощность, соответствующую максимальным давлению и производительности.

Изменения параметров вентилятора при изменении частоты вращения определяются по следующим формулам:

-производительность $Q_i = Q^* n_i / n$;

-давление $P_i = P^* (n_i / n)^2$;

-мощность $N_i = N^* (n_i / n)^3$,

индекс i соответствует произвольному режиму по частоте вращения.

Литература.

1. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. М., Машиностроение, 1975, 416с.
2. И.В.Брусиловский. Аэродинамика осевых вентиляторов. М. Машиностроение.1984, 238с.

1.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Аэродинамические характеристики вентилятора обычно включают в себя:
-кривую полного давления $P_v(Q)$;
-кривую мощности N (Q) или полного КПД вентилятора η (Q);
-кривую (либо шкалу) динамического давления вентилятора $P_{dv}(Q)$ или кривую статического давления вентилятора $P_{sv}(Q)$.

Если приведена кривая полного давления $P_v(Q)$, а статического не приведена, то статическое давление вентилятора определяется по формуле: $P_{sv}=P_v-P_{dv}$. В ряде случаев приводится только кривая статического давления вентилятора, например, для канальных вентиляторов в квадратных или прямоугольных корпусах, крышных радиальных вентиляторов. В этом случае полное давление близко к статическому давлению и за полное можно принимать статическое давление.

При подборе вентилятора необходимо руководствоваться следующим: зона рабочих режимов вентилятора должна находиться в зоне максимальной эффективности вентилятора и быть за пределами срывного режима вентилятора.

Существуют три основных вида аэродинамических характеристик вентиляторов (рис.1.11):
-ниспадающая кривая полного давления (рис.1.11а);
-кривая полного давления с обратным склоном (рис.1.11б);
-кривая полного давления с разрывом характеристики (рис.1.11в).

В соответствии с ГОСТ10616-90 рабочая зона аэродинамической характеристики вентилятора должна быть ограничена диапазоном производительностей, в котором полный КПД вентилятора составляет 0,9 от максимального КПД (рис. 1.11а). Именно в таком виде приведены аэродинамические характеристики вентиляторов в каталогах большинства производителей вентиляторов. Однако, в этом случае теряются режимы максимальной производительности, при которых возможна работа вентилятора, хотя и с меньшей эффективностью.

В каталогах некоторых западных, а в последнее время в каталогах отечественных, производителей приводится кривая полного давления $P_v(Q)$ от режима Q=0, до режима максимальной производительности Q_{max} ($P_{sv}=0$). Если не приведены ни кривая

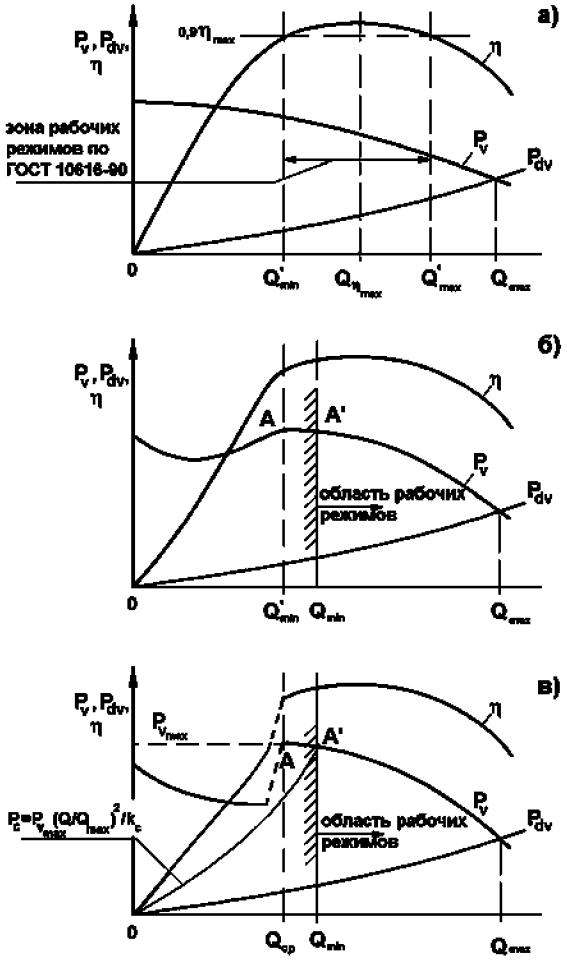


Рис.1.11. Аэродинамические характеристики вентиляторов

мощности N(Q), ни полного (статического) КПД η(Q), то выбрать рабочую зону крайне затруднительно. В этом случае, для оценки, можно принимать, что режим максимального полного КПД имеет место примерно на 2/3 максимальной производительности вентилятора Q_{max}. Следует избегать выбора рабочего режима на возрастающем участке кривой полного давления левее точки А (рис.1.8б) и левее срывного режима точка А (рис.1.8в), так как при определенных условиях могут возникнуть срывные режимы вентилятора, помпаж, вибрации и даже постепенное разрушение конструкции. С целью обеспечения некоторого запаса до срыва, область рабочих режимов в обоих случаях должна быть ограничена слева точкой **А',** которая образуется пересечением параболы сети $P_c = P_{vmax}(Q/Qmax)^2/к_c$ с характеристикой вентилятора. Коэффициент запаса $к_c$ можно принимать $к_c$ =1,25…1,5 (большие значения, если срыв оказывает большее силовое воздействие на конструкцию вентилятора).

При подборе вентиляторов (радиальных, осевых) по аэродинамическим характеристикам, приведенным в каталогах, необходимо обращать внимание на следующее:

а) является ли указанная в характеристиках мощность, потребляемой вентилятором, или же это мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора из сети;

б) имеет ли электродвигатель, комплектующий вентилятор, запас мощности на пусковые токи, низкие температуры перемещаемой среды.

Эти параметры определяют эффективность вентилятора, его аэродинамические характеристики и работоспособность электродвигателя при низких температурах перемещаемого воздуха. Например, если электродвигатель не имеет запаса мощности (канальные вентиляторы с внешним ротором), прямой пересчет давления на пониженную температуру может не дать правильных результатов, так как из-за увеличения потребляемой мощности электродвигатель может «сбросить» обороты.

При анализе аэродинамических характеристик осевых вентиляторов необходимо иметь в виду следующее обстоятельство. В отечественной практике в ряде случаев, например, когда электродвигатель расположен перед колесом, а втулка колеса выходит за пределы корпуса, динамическое давление подсчитывается по скорости выхода потока, определенной по ометаемой лопатками площади (полная площадь, определенная по диаметру колеса, за исключением площади, занимаемой втулкой колеса). В западных каталогах динамическое давление осевых вентиляторов определяется по полной площади, то есть по площади, ометаемой колесом. Разница в статических давлениях, определенных по этим двум методам, начинает заметно сказываться при относительном диаметре втулки более $\nu \geq 0{,}4$ (отношение диаметра втулки к диаметру вентилятора). Если не учитывать этого обстоятельства, то подобранный вентилятор может не дать ожидаемого расхода в данной сети.

Особый интерес представляют аэродинамические характеристики, приведенные в технических условиях на радиальные вентиляторы в спиральном корпусе и, соответственно, в каталогах большинства их производителей. Оказалось, что у проектантов не всегда существует понимание в их трактовке. Рассмотрим это на примере характеристики вентиляторов типа ВЦ-14-46 (рис.1.12). Масштаб графиков - логарифмический, кривые полного давления вентилятора $P_v(Q)$ обозначены жирными линиями. Здесь же приведена серия ниспадающих кривых, пересекающих кривые $P_v(Q)$. Эти кривые, зачастую ошибочно, называют кривыми мощности (иногда их называют кривыми равной мощности). На каждой такой кривой приведена установочная мощность электродвигателя с запасом на пусковые токи и отрицательную температуру. На

самом деле, это кривые полного давления $P_v'(Q)$, которое имел бы этот вентилятор, если бы он работал с переменной частотой вращения, но при постоянной мощности: в левой части от точки пересечения с реальной кривой $P_v(Q)$- с повышенной частотой относительно номинала, а правее точки пересечения - с пониженной частотой. Из всего вышесказанного следует понимать только одно: в левой части, до пересечения мнимой кривой с реальной, электродвигатель работает с запасом по мощности, а в правой части перегружен и при длительной работе может выйти из строя.

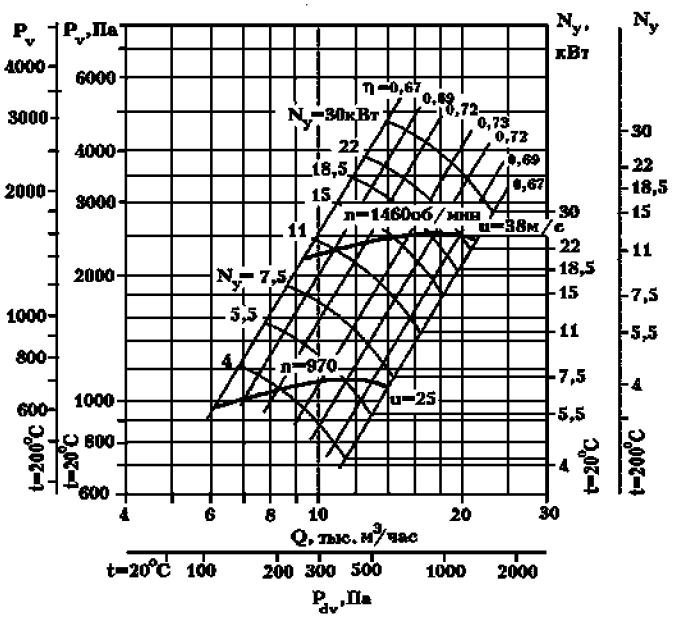


Рис.1.12 . Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-14-46 [Мовен]

1.3.1. РЕЖИМЫ НЕУСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

На практике встречаются ситуации, когда установленный в вентсистему вентилятор создает повышенный шум и вибрации, а в ряде случаев наступает помпаж, при котором производительность и давление меняются довольно значительными скачками во времени. Причина может заключаться либо в том, что вентилятор подобран неправильно, либо в том, что реальная сеть не соответствует предварительному расчету, исходя из которого был подобран вентилятор. В этом случае вентилятор работает в режиме неустойчивой работы. Что это за режимы и в чем причины их возникновения?

Типовые аэродинамические характеристики радиальных вентиляторов со спиральным корпусом с вперед и назад загнутыми лопатками приведены на рис.1.13. В каталогах производителей вентиляторов часто приводят только рабочую область характеристики, которая на рисунке выделена жирной линией, а в ряде случаев показывают всю характеристику, на которой выделяют рабочую область. Под рабочей областью понимается та часть аэродинамической характеристики, в пределах которой полный КПД вентилятора не менее 0,9 от его максимального значения (см. главу 1.2). Что же характерно для рабочей области и чем отличается от неё остальная часть аэродинамической характеристики вентилятора,

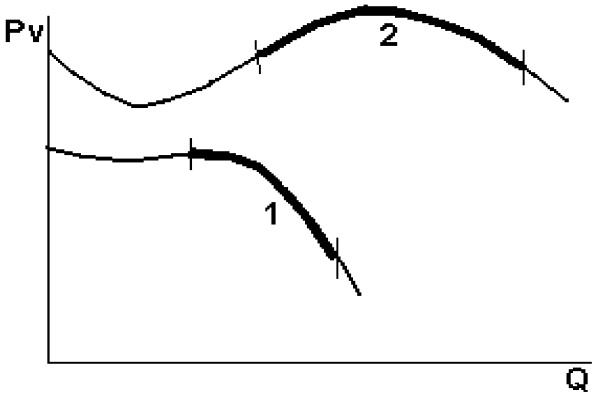


Рис. 1.13. Типовые аэродинамические характеристики радиальных вентиляторов: 1- назад загнутые лопатки; 2- вперед загнутые лопатки

расположенная в зоне больших и малых производительностей?

Рассмотрим связь аэродинамической характеристики вентилятора с режимами течения на примере вентилятора ВР80-75 со спиральным корпусом и с назад загнутыми лопатками рабочего колеса. Рабочей области характеристики соответствуют такие условия течения, при которых лопатки обтекаются потоком, практически, безотрывно (рис.1.14а). В этом случае углы атаки на лопатках рабочего колеса **α**, определенные по скорости **V** в относительном движении (в системе координат, связанной с вращающимся рабочим колесом) по модулю невелики. В этой области производительностей вентилятор работает устойчиво, имеет наибольшие значения КПД и минимальные уровни шума. Это относится не только к вентиляторам со спиральным корпусом, но также и к канальным и крышным вентиляторам с аналогичными рабочими колесами.

Рис. 1.14. Схемы течения в вентиляторе: а) безотрывное обтекание лопаток рабочего колеса; б) отрывное обтекание лопаток в зоне малых коэффициентов производительности; в) отрывное обтекание лопаток в зоне повышенных коэффициентов производительности; г) безотрывное течение возле переднего диска рабочего колеса; д) отрывное течение возле переднего диска колеса; е) безотрывное течение в спиральном корпусе; ж) отрывное течение в спиральном корпусе при малых коэффициентах производительности; з) отрывное течение в спиральном корпусе при повышенных коэффициентах производительности;
V- скорость натекания воздуха на лопатку колеса в относительном движении; **α**- угол атаки на лопатке; ω- частота вращения колеса

При увеличении производительности, за пределами рабочей области, появляется и постепенно усиливается, по мере дальнейшего повышения производительности, отрывное течение вблизи передней поверхности лопатки рабочего колеса (рис. 1.14в). В этой области аэродинамическая характеристика как правило круто падает (рис. 1.13, кривая 1), КПД вентилятора начинает быстро снижаться с увеличением производительности. Появляется дополнительный шум вентилятора, связанный со случайным во времени процессом вихреобразования

на передних поверхностях лопаток колеса, который также усиливается с повышением производительности.

При уменьшении производительности, за пределами рабочей области, появляется и постепенно усиливается (по мере дальнейшего снижения производительности) отрывное течение возле задней поверхности лопатки рабочего колеса (рис.1.14б). В этой области аэродинамическая характеристика выходит обычно на «плато» (рис.1.13, кривая 1), КПД вентилятора начинает достаточно быстро снижаться вместе с уменьшением производительности. Появляется дополнительный шум вентилятора, связанный со случайным во времени процессом вихреобразования на задних поверхностях лопаток колеса, который также усиливается со снижением производительности.

Рассмотрим картину течения в меридиональной плоскости колеса (рис. 1.14г). При небольшой ширине рабочего колеса (относительно диаметра колеса) каналы получаются довольно узкие, и течение следует вдоль поверхности переднего диска рабочего колеса на большей части режимов аэродинамической характеристики. Однако, если чрезмерно увеличивать относительную ширину рабочего колеса с целью получения как можно большей производительности, то, начиная с определенной ширины колеса, течение вдоль поверхности переднего диска окажется отрывным (рис.1.14д) даже в рабочей области аэродинамической характеристики. Это приведет к уменьшению КПД и создаваемого вентилятором давления без ожидаемого эффекта повышения производительности вентилятора. Вихревое течение вдоль переднего диска приводит к появлению дополнительного шума. На рис. 1.15 приведен пример аэродинамической характеристики вентилятора с загнутыми назад лопатками, у которого при снижении производительности, в определенный момент (область 2 на рис. 1.15) происходит отрыв от переднего диска колеса, что приводит к снижению давления вентилятора, по сравнению с потенциально возможным.

А что же происходит при этом в спиральном корпусе вентилятора? Спиральный корпус является разновидностью диффузора и предназначен для повышения статического давления вентилятора. Как и диффузор, он рассчитывается на оптимальную работу в определенном диапазоне производительностей, который должен быть согласован с характеристикой рабочего колеса. Поэтому на номинальном и близких к нему режимах по производительности (другими словами, в рабочей области вентилятора) течение в спиральном корпусе безотрывное (рис. 1.14е), КПД вентилятора имеет наибольшие значения, а излучаемый вентилятором шум – минимальный. При уменьшении производительности (за пределами рабочей области) появляется и постепенно усиливается, по мере дальнейшего снижения, отрывное течение возле внутренней поверхности языка спирального корпуса (рис. 1.14ж) и вдоль передней стенки спирального корпуса (около переднего диска рабочего колеса). При малых производительностях это отрывное течение может распространяться вдоль всей внутренней поверхности спирали корпуса. Такое отрывное течение также является случайным во времени процессом вихреобразования и приводит к дополнительному снижению давления, КПД вентилятора и к дополнительному низкочастотному шуму вентилятора. При повышении производительности относительно номинальной, за пределами рабочей области, течение в спиральном корпусе также оказывается несогласованным с течением на выходе из рабочего колеса. На поверхности языка, обращенной к выходному отверстию, образуется зона отрывного вихревого течения во времени течения (рис.1.14з). Корпус «зажимает» течение на выходе из рабочего колеса и происходит дополнительное снижение давления вентилятора, КПД вентилятора снижается, шум – возрастает.

Рассмотренные процессы отрывных течений в рабочем колесе и спиральном корпусе взаимосвязаны: начало отрывного вихревого течения в одном из элементов влечет за собой возникновение отрывного течения и в

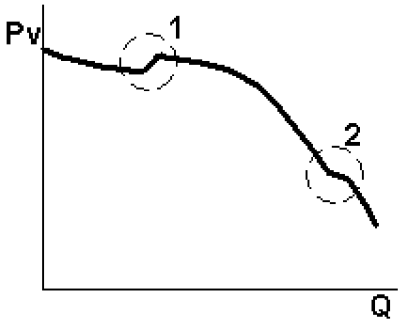


Рис. 1.15. Аэродинамическая характеристика вентилятора с загнутыми назад лопатками: 1- область развитого отрыва в колесе и начала вращающегося срыва; 2- область отрыва потока от переднего диска

Рис. 1.16. Схема течения в рабочем колесе при отрывных режимах: а) начало отрывного течения; б) вращающийся срыв

другом. Однако влияние отрывного течения в рабочем колесе на аэродинамическую характеристику вентилятора наиболее существенно, поскольку энергия к потоку воздуха подводится именно в колесе.

Выше были изложены процессы, происходящие на правой ветви характеристики. На левой ветви, в области малых производительностей картина течения несколько иная. Как уже было отмечено, в области производительностей левее рабочей области, на задних поверхностях лопаток рабочего колеса развиваются отрывные зоны (рис. 1.14; рис. 1.16а). Это приводит к тому, что, в каждом межлопаточном канале есть область активного течения и область, занятая отрывом. Если продолжить повышать сопротивление сети и снижать производительность вентилятора, появляется окружная неравномерность потока, течение становится неустойчивым и происходят следующие явления. Часть межлопаточных каналов рабочего колеса блокируется отрывными зонами полностью и через них отсутствует течение. Остальная часть межлопаточных каналов содержит как отрывные зоны, так и зоны активного течения (рис.1.16б). Такой режим характеризуется периодическим по окружности чередованием разных зон. Это явление называется вращающимся срывом.

На аэродинамической характеристике вращающийся срыв проявляется некоторым провалом давления (область 1 на рис. 1. 15), значительным снижением КПД и сопровождается повышенным низкочастотным шумом.

При дальнейшем снижении производительности вентилятора, меняются количество зон по окружности и скорость их вращения. При этом будет несколько меняться и частотный состав шума. И, наконец, в сетях определенной конфигурации, при ещё большем снижении производительности, возможно возникновение режима очень интенсивных колебаний производительности и давления вентилятора во времени с низкой частотой. Это явление носит называние помпаж – резонансный процесс низкочастотных продольных (поршневых) колебаний столба воздуха во всей сети целиком, включая

вентилятор. В вентиляторах низкого и среднего давления он не носит разрушительного характера, а сопровождается ещё большим, по сравнению с вращающимся срывом, усилением низкочастотного шума и некоторым повышением вибраций. В вентиляторах высокого давления помпаж может создавать значительные механические колебания вентилятора и сильный низкочастотный шум, он может даже приводить к поломкам вентилятора. В компрессорах помпаж опасен – он способен разрушить установку в течение нескольких циклов колебаний.

Вентиляторов с рабочими колесами, имеющими загнутые назад лопатки, много разновидностей, отличающихся углами входа и выхода, кривизной, формой и количеством лопаток, шириной колеса и формой переднего диска. Однако, картина течения, описанная выше, является характерной для всех радиальных вентиляторов этого типа.

Рассмотрим теперь вентиляторы со спиральным корпусом и рабочим колесом с загнутыми вперед лопатками. Такие рабочие колеса используются только со спиральным корпусом, так как без него эффективность вентилятора резко падает. Наиболее типичным представителем является вентилятор Ц14-46, который имеет много отечественных разновидностей и зарубежных аналогов. Аэродинамическая характеристика такого вентилятора условно показана на рис. 1.13 (кривая 2). Если рассмотреть какой-либо конкретный вентилятор и считать, что поток на входе в колесо имеет равномерную структуру, то при известных производительности, частоте вращения и геометрии колеса можно оценить средние углы входа потока в колесо. Как правило, они на любом режиме работы вентилятора составляют не более 40..45^{o}, в то время как углы установки лопаток на входе в колесо обычно 80..90^{o}. Следовательно, на задней поверхности лопатки на входе в колесо всегда существует локальная зона отрыва потока (рис. 1.17а). Поэтому КПД таких вентиляторов ниже, чем вентиляторов с загнутыми назад лопатками. Для получения высоких динамических давлений на выходе из колеса, углы установки лопаток на выходе из колеса обычно составляют 150..175^{o} (лопатки сильно загнуты вперед). Поэтому межлопаточные каналы сужаются от входа к выходу, то есть являются конфузорными, что несколько стабилизируют течение и локализует отрывные зоны в рабочей части характеристики.

Что же происходит на правой ветви аэродинамической характеристики, за

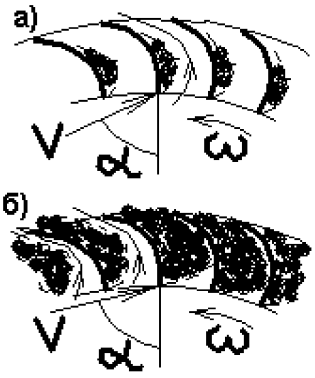


Рис. 1.17. Формы течения в рабочем колесе с загнутыми вперед лопатками: а) локальные отрывы на лопатках в рабочей области и на правой ветви характеристики; б) режим вращающегося срыва

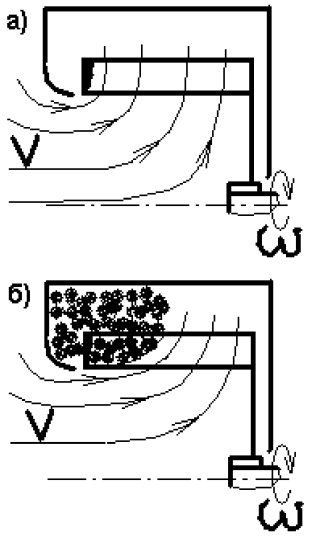


Рис. 1.18. Осевое сечение вентилятора с рабочим колесом с загнутыми вперед лопатками: а) структура потока в рабочей области и на правой ветви характеристики; б) течение с отрывом от переднего диска на левой ветви

пределами рабочей области, отмеченной на рис. 1.13 жирной линией? С увеличением производительности улучшается течение в рабочем колесе - углы входа потока в колесо увеличиваются, зоны отрыва на задних поверхностях лопаток уменьшаются. Спиральный корпус, как правило, настроен на рабочую область производительностей. Поэтому, при увеличении производительности, за пределом рабочей области, на «языке» на выходе из спирального корпуса должно возникнуть отрывное течение, аналогичное описанному ранее (смотри рис. 1.14з), давление и КПД вентилятора в этой области будут снижаться. Возможно небольшое дополнительное повышение шума. Рассматривая течение в меридиональной плоскости (рис. 1.18а), можно отметить, что активным потоком на правой ветви аэродинамической характеристики занята, практически, вся ширина рабочего колеса, за исключением, может быть малой области вблизи плоского переднего диска.

При уменьшении производительности, углы входа потока в колесо уменьшаются, интенсивность отрывных зон на задней стороне лопаток увеличивается. Это приводит к снижению полного давления и КПД вентилятора, возрастает его шум. Дальнейшее снижение производительности приводит к сильному увеличению размеров отрывных зон на лопатках, так что они начинают перекрывать межлопаточные каналы и, соответственно, возникают условия для возникновения вращающегося срыва, аналогичного описанному выше (рис. 1.17б). Кроме того, поток уже не может занимать всю ширину рабочего колеса, он отрывается от переднего диска (рис. 1.18б) и отрывная зона занимает существенную часть ширины колеса, увеличивающуюся по мере уменьшения производительности. Течение в спиральном корпусе также становится нерасчетным, - возникает отрыв потока от внутренней поверхности языка вдоль спирали (аналогично рис. 1.14 ж) и вдоль передней стенки спирального корпуса, около переднего диска рабочего колеса. Всё это приводит к провалу давления на аэродинамической характеристике, резко падает КПД, возрастает низкочастотный шум. При дальнейшем снижении производительности, можно достичь режима автоколебательного процесса в сети, включая вентилятор. Будут наблюдаться значительные колебания производительности и давления, сопровождаемые повышенными вибрациями и низкочастотным шумом – работа в помпажном режиме.

1.3.2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

В практике построения вентсистем зачастую используют совместную работу двух или нескольких вентиляторов, которые объединяют последовательно или параллельно. Ниже приведены основные принципы построения совместных характеристик и приведены некоторые особенности совместной работы вентиляторов. Более подробно о совместной работе вентиляторов можно прочитать в [1,2].

Последовательное соединение вентиляторов. В ряде случаев, для увеличения производительности в сети с большим сопротивлением, вместо замены вентилятора на больший типоразмер, целесообразно установить дополнительный вентилятор. В этом случае вентилятора работают последовательно на единую сеть. Обычно последовательно включают в работу осевые вентиляторы, имеющие относительно небольшие давления. В этом случае это многоступенчатый вентилятор с одинаковыми рабочими колесами, между которыми установлены спрямляющие аппараты для раскручивания потока до осевого направления перед последующим колесом. Известны случаи последовательной работы канальных вентиляторов [3]. Исключительно редко

используют последовательную работу радиальных вентиляторов со спиральным корпусом из-за сложности компоновки.

При последовательной работе двух вентиляторов, они имеют одинаковую производительность. Чтобы получить суммарную характеристику системы из двух вентиляторов, необходимо сложить их давления (ординаты) при фиксированной производительности. Для упрощения анализа совместной работы вентиляторов, в дальнейшем не учитываем увеличения сопротивления сети при установке второго вентилятора. Аэродинамическая характеристика суммарной работы двух одинаковых вентиляторов приведена на рис.1.19. Оба вентилятора имеют производительность $Q_р$, рабочим режимом каждого из вентиляторов является точка А, а системы из двух вентиляторов - точка В, давление в которой равно сумме давлений двух вентиляторов.

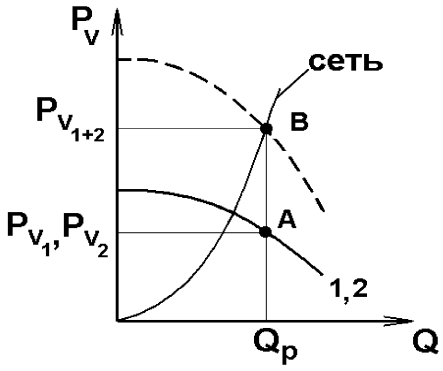


Рис. 1.19. Последовательная работа двух одинаковых вентиляторов: 1,2-характеристики «дополнительного» и «основного» вентиляторов, 3-характеристика совместной работы двух вентиляторов

Рассмотрим совместную работу двух вентиляторов, которые имеют различные аэродинамические характеристики (рис.1.20а). Вентилятор 2 является «основным», а вентилятор 1 - «дополнительным», служащим для увеличения производительности «основного» вентилятора. Режимом совместной работы вентиляторов является точка С. Рабочим режимом «основного» вентилятора является точка В, а «дополнительного» - точка А, при этом каждый из вентиляторов имеет производительность $Q_р$. Если бы «основной» вентилятор работал один, то его рабочим режимом была бы точка Д, а производительность вентилятора -Qд. За счет установки «дополнительного» вентилятора производительность была увеличена на величину Qр-Qд. Как видно, если производительность «основного» вентилятора при работе в данной сети Qд меньше максимальной производительности «дополнительного» вентилятора $Q_{1макс}$, то установка «дополнительного» вентилятора приводит к увеличению производительности.

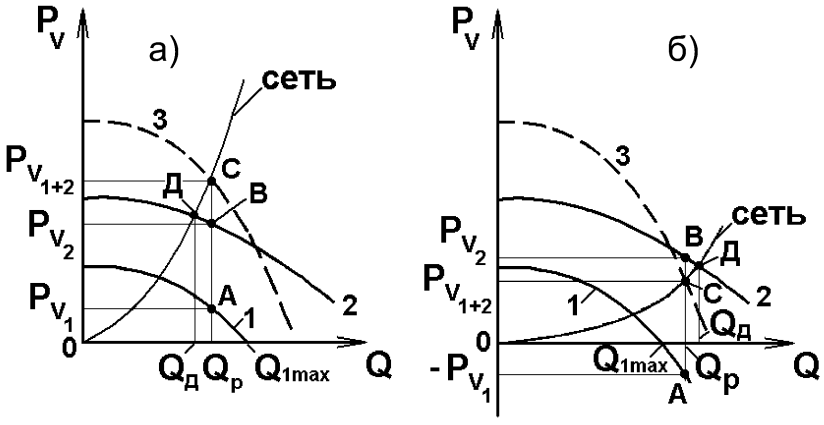


Рис. 1.20. Последовательная работа двух вентиляторов с различными характеристиками; 1,2-характеристики «дополнительного» и «основного» вентиляторов, 3-характеристика совместной работы двух вентиляторов

Рассмотрим случай неудачного выбора «дополнительного» вентилятора, максимальная производительность которого $Q_{1макс}$ меньше производительности «основного» вентилятора Qд при его одиночной работе (рис.1.20в). Режимом совместной работы вентиляторов является точка С. Рабочим режимом

«основного» вентилятора является точка В, а «дополнительного» - точка А, каждый из вентиляторов имеет производительность Q_p. Если бы «основной» вентилятор работал один, то его рабочим режимом была бы точка Д, а производительность вентилятора -Qд. «Дополнительный» вентилятор в этом случае работает в «турбинном» («флюгерном») режиме и является аэродинамическим сопротивлением для основного вентилятора. Это приводит к тому, что производительность основного вентилятора при установке дополнительного уменьшилась на величину Qд-Qр. Но при этом необходимо помнить, что кроме уменьшения производительности основного вентилятора, «дополнительный» вентилятор **потребляет соответствующую мощность!**

Последовательная работа вентиляторов с разной производительностью (основной вентилятор и вентиляторы - доводчики). Если сеть имеет длинные ответвления или тупиковую ветвь с небольшой производительностью, то, в ряде случаев, «основной» вентилятор целесообразно подбирать на заданную суммарную производительность, но меньшее давление (без учета сопротивления ответвлений), а в ответвления последовательно устанавливать вентиляторы-доводчики (см. раздел 4.2.5). Особенностью работы вентиляторов доводчиков является то, что они имеют существенно меньшую производительность, чем «основной» вентилятор. Перед вентилятором -доводчиком рекомендуется иметь некоторый избыток давления 50….100Па, чтобы избежать обратных токов в предыдущих воздуховыпускных устройствах. На рис. 1.21 показан пример сети с вентиляторами - доводчиками. «Основной» вентилятор 1 имеет производительность Q1 и полное давление P_{v1}, равное сопротивлению первого участка $\Sigma\Delta P_1$ плюс избыточное давление (полное) перед первым вентилятором доводчиком P_2*. Первый вентилятор доводчик имеет производительность $Q_2 = Q_1 - Q_{в1}$ (здесь $Q_{в1}$ – расход через первые воздуховыпускные решетки). Полное давление первого вентилятора - доводчика равно $P_{v2} = \Sigma\Delta P_2 + (P^*_3 - P^*_2)$, то есть равно потерям в сети 2 плюс разница полных давлений за и перед вентилятором - доводчиком (в потери входит динамическое давление потока на выходе из выпускных решеток). Если вентилятор - доводчик один в системе $P^*_3 = 0$, то его давление равно $P_{v2} = \Sigma\Delta P_2 - P^*_2$. Если подпор перед вентиляторами – доводчиками принимается одинаковым, то давление вентилятора доводчика равно потерям в сети 2, то есть $P_{v2} = \Sigma\Delta P_2$.

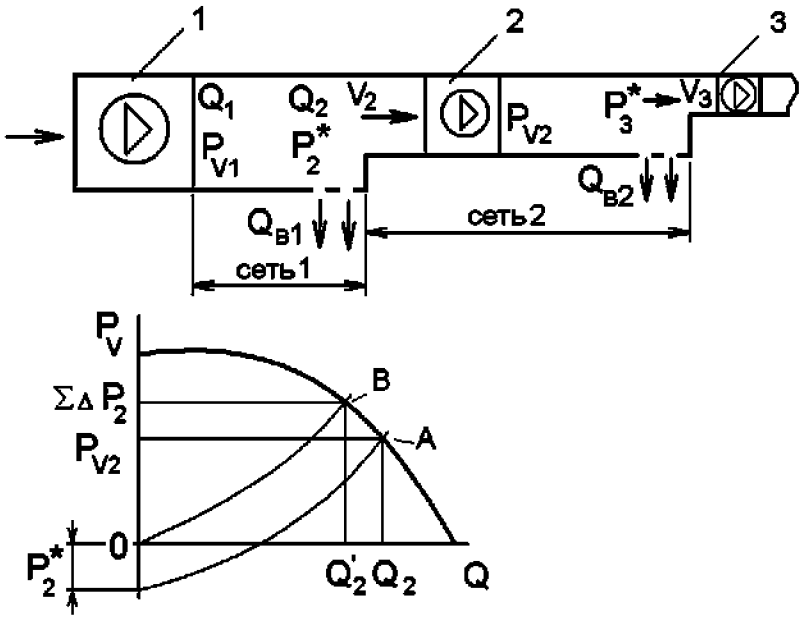


Рис. 1.21. Работа вентилятора- доводчика в сети: 1- основной вентилятор, 2, 3 - вентилятор –доводчик; Q_2 , Q_2' – производительность вентилятора доводчика с учетом подпора и без

Характеристика первого вентилятора – доводчика приведена на рис. 1.21. Если в системе несколько вентиляторов - доводчиков с одинаковым избыточным давлением, то рабочим режимом первого вентилятора – доводчика является точка В. Если вентилятор - доводчик установлен один, то его рабочим режимом является точка А, являющаяся точкой пересечения характеристики вентилятора и сети с учетом избыточного давления перед вентилятором. В ряде случаев, неучет избыточного давления может привести к завышению производительности вентилятора - доводчика, которое может быть компенсировано при настройке вентсистемы.

В заключение анализа последовательной работы вентиляторов необходимо обратить внимание на одно важное обстоятельство: какого бы типа ни были вентиляторы, второй вентилятор не рекомендуется ставить непосредственно за первым, поскольку на выходе вентилятора поток всегда имеет пространственную неоднородность и нестационарность на любых режимах работы. Например, поток на выходе из канального вентилятора с круглым корпусом или осевого вентилятора без спрямляющего аппарата всегда имеет некоторую остаточную закрутку; течение на выходе канального вентилятора с прямоугольным корпусом всегда имеет пространственную неравномерность, поскольку потоком занято не все выходное сечение и т.д. Для исключения влияния предыдущего на последующий вентилятор необходимо, чтобы перед ним был отрезок прямого воздуховода длиной в несколько гидравлических диаметров для сглаживания пространственной и временной неоднородности потока.

Параллельная работа вентиляторов. Параллельную установку вентиляторов используют в случаях когда: необходимо увеличить производительность в сети; необходимо иметь разную производительность, в зависимости от сезона работы; для эффективного регулирования производительности в ветвях вентсистемы и т.д.

Чтобы получить суммарную характеристику системы из двух вентиляторов, необходимо сложить их производительности (ординаты) при фиксированном давлении. При анализе параллельной работы вентиляторов, как и в первом случае не учитываем увеличения сопротивления сети при установке «дополнительного» вентилятора.

Аэродинамическая характеристика двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов приведена на рис.1.22. Рабочим режимом каждого из вентиляторов является точка А, а системы из двух вентиляторов - точка В. Вентиляторы имеют равные производительности Q_1 и Q_2, а суммарная производительность системы равна их удвоенной производительности Q_{1+2}.

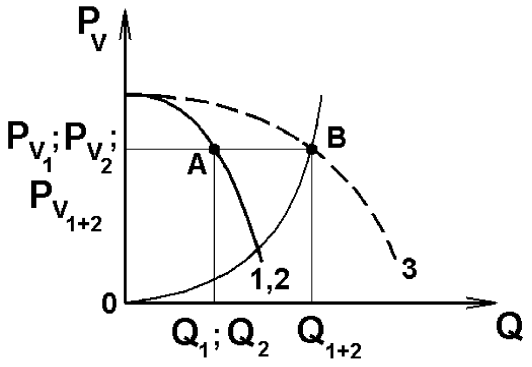


Рис.1.22. Параллельная работа двух одинаковых вентиляторов; 1,2-характеристики «дополнительного» и «основного» вентиляторов, 3-характеристика совместной работы двух вентиляторов

Рассмотрим совместную работу двух различных вентиляторов (рис. 1.23), один из которых является «основным» вентилятором, а другой - «дополнительным» вентилятором, установленным, например, для увеличения производительности «основного». Для построения суммарной аэродинамической характеристики необходимо иметь характеристику «дополнительного» вентилятора в 4 квадранте (режим обратного течения через

вентилятор). Теоретическая кривая совместной работы, полученная сложением производительностей двух вентиляторов, имеет особый начальный участок E-F, на котором максимальное давление «дополнительного» вентилятора меньше чем у основного. Существует два режима совместной параллельной работы вентиляторов, которые определяются сопротивлением сети.

Рассмотрим случай, когда сопротивление сети не превышает максимальное давление «дополнительного» вентилятора (рис.1.23а). Режимом совместной работы вентиляторов является точка С, рабочим режимом «основного»

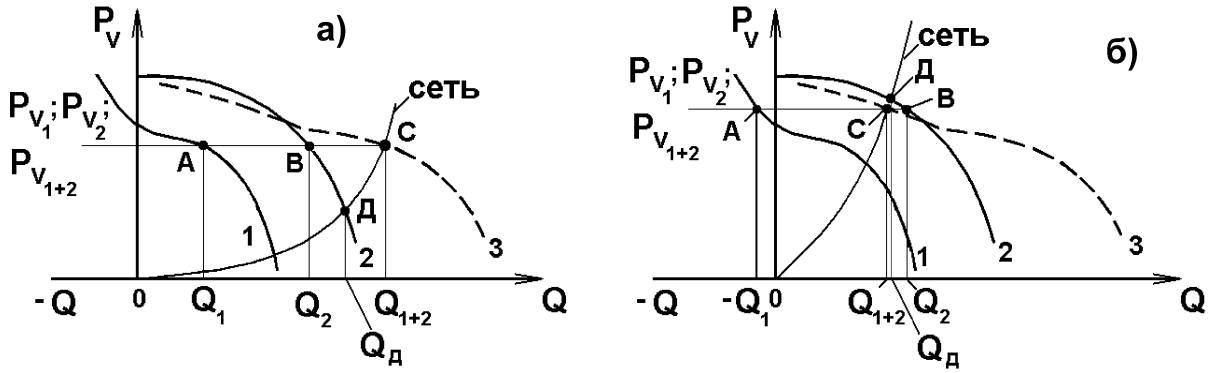


Рис.1.23. Параллельная работа двух различных вентиляторов:
1-«дополнительный» вентилятор; 2-«основной» вентилятор; 3-суммарная характеристика

вентилятора является точка В, а «дополнительного» вентилятора - точка А. Если бы «основной» вентилятор работал один, то его режимом была бы точка Д, а производительность – Qд. За счет установки «дополнительного» вентилятора производительность при совместной работе была увеличена на величину Q_{1+2}-Qд. Такой режим характеризуется устойчивой параллельной работой двух вентиляторов.

Рассмотрим случай неудачного выбора «дополнительного» вентилятора, при котором сопротивление сети превышает его максимальное давление (рис. 1.23б). Теоретически, режимом совместной работы двух вентиляторов является точка С, совместная производительность двух вентиляторов - Q_{1+2}. Рабочим режимом «основного» вентилятора – является точка В, а рабочим режимом «дополнительного» точка А, причем через «дополнительный» вентилятор в режиме противодавления идет отрицательный расход $-Q_1$ (знак минус!) снижающий общую производительность системы из двух вентиляторов. Суммарная производительность системы Q_{1+2} меньше производительности одиночно работающего «основного» вентилятора $Q_д$. В действительности же, и «основной» и «дополнительный» вентиляторы работают в нестационарном режиме. Через «дополнительный» вентилятор имеют место нестационарные во времени (периодические) прорывы воздуха, сопротивление сети периодически изменяется, что приводит также к неустойчивой работе и «основного» вентилятора (особенно ели он работает в области срывных режимов). При этом «дополнительный» вентилятор **потребляет определенную мощность!** Необходимо всячески избегать такие режимы параллельной работы вентиляторов, так как увеличенная нагрузка и ее периодические изменения могут привести к сгоранию электродвигателя «дополнительного» вентилятора. В крайнем случае, вход или выход «дополнительного» вентилятора необходимо перекрывать клапаном.

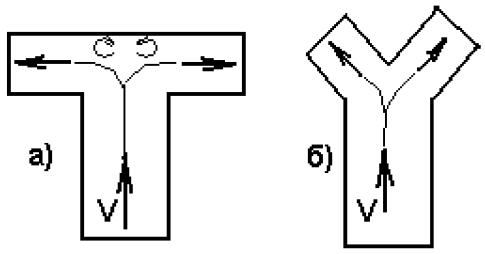


Рис. 1.24. Тройник на входе/выходе параллельного соединения вентиляторов: а) ответвления под прямым углом; б) ответвления под острым углом

При параллельной работе двух вентиляторов имеет значение, как объединены их входы и выходы и как используется скоростной напор в каналах перед и после вентиляторов. От этого может зависеть уровень неустойчивости выбранного режима. Например, если перед вентиляторами установлен тройник с ответвлениями под прямыми углами (рис. 1.24а), то в таком тройнике, кроме потери скоростного напора, наблюдается интенсивное вихреобразование, которое может повлиять на работу вентиляторов и понизить порог устойчивой работы при параллельном соединении. В этом смысле тройник (рис.1.24б) предпочтительнее. То же самое можно сказать и об объединяющем тройнике на выходе вентиляторов. Выше были рассмотрены режимы параллельной работы вентиляторов с монотонно падающими кривыми зависимости давления от производительности. Это характерно, например, для радиальных вентиляторов с загнутыми назад лопатками или для ряда слабонагруженных осевых вентиляторов. Для таких вентиляторов характерны не сильно выраженные зоны неустойчивой работы в области малых производительностей и не очень интенсивные колебания аэродинамических параметров в этих областях. Радиальные вентиляторы с барабанными колесами (с вперед загнутыми лопатками) имеют провал характеристики в зоне малых производительностей, некоторые схемы высоконагруженных осевых вентиляторов имеют разрыв характеристик с сильно развитой неустойчивостью течения. Такие режимы являются нежелательными, их следует избегать, особенно непредсказуемые последствия (по колебаниям давления и неоднозначности положения рабочей точки) могут возникнуть при параллельной работе таких вентиляторов.

Примерами неудачной параллельной работы с объединенным входом является, например, работа нескольких приточных установок различной производительности с общей «зажатой» шахтой; а неудачной работы с объединенным выходом - является работа оконного вентилятора на нагнетание в помещение с организованным притоком, но с несбалансированной вытяжкой и т.д.

Интересно рассмотреть некоторые особенности работы радиального вентилятора двустороннего всасывания, который является примером параллельной работы двух одинаковых вентиляторов с объединенным входом и выходом. Теоретически производительность вентилятора равна удвоенной производительности, каждого входа (см. рис.1.22). В действительности у вентиляторов двухстороннего всасывания, как правило, используется шкиво-ременная передача, подходящая к валу рабочего колеса со стороны одного из всасывающих отверстий. Поэтому оно загромождено концом выходом вала со шкивом и, кроме того, вращение шкива обеспечивает подкрутку потока на входе в вентилятор по вращению и эта сторона вентилятора работает хуже, чем вторая, со свободным входом потока. Таким образом, в ряде случаев, вентилятор с двусторонним входом необходимо рассматривать как параллельную работу двух вентиляторов с разными характеристиками.

1. Каталог фирмы HELIOS.
2. Экк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. Москва, ГОСГОРТЕХИЗДАТ, 1959, 566с.
3. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С.Соломаховой. М., «Машиностроение», 1975, 416 с. с ил.

1.3.3. О РЕАЛЬНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

При пересчете аэродинамических характеристик вентиляторов существует ряд проблем, связанных с изменением частоты вращения электродвигателя при переменной нагрузке. Для примера, на рис. 1.25 в безразмерном виде приведены зависимости коэффициента мощности λ от коэффициента производительности φ радиальных вентиляторов с рабочими колесами с назад Ц 4-70 и вперед загнутыми лопатками Ц 14-46. Из рис. 1.25 видно, что потребляемая мощность увеличивается с увеличением производительности, причем, у колес с вперед загнутыми лопатками отношение максимальной потребляемой мощности к минимальной составляет, приблизительно, 8,5.

Рис.1.25. Зависимость коэффициента мощности λ от коэффициента производительности φ

Рассмотрим, как влияет изменение частоты вращения электродвигателей с внешним ротором и обычных электродвигателей на аэродинамические характеристики вентиляторов.

Канальные вентиляторы, имеющие двигатели с внешним ротором. Электродвигатели с внешним ротором устанавливаются непосредственно в рабочих колесах вентиляторов. Загромождение проточной части приводит к существенным потерям аэродинамических характеристик вентилятора и для их минимизации используют электродвигатели с минимально возможными габаритами и, следовательно, мощностью. Это приводит к тому, что большинство электродвигателей, работающих при номинальной мощности (указанной на этикетке/шильдике) имеют большое скольжение.

Рассмотрим, как изменяется частота вращения электродвигателей с внешним ротором при изменении производительности, на примере канальных вентиляторов в квадратных корпусах с вперед загнутыми колесами. Обычно в качестве номинальных параметров электродвигателей приводится максимальная потребляемая

Рис. 1.26. Зависимость скольжения $\overline{S}$ от изменения мощности $\overline{N}$ (обозначения в табл.1)

мощность, а частота вращения дается без указания режима работы вентилятора. Воспользуемся данными, приведенными в каталоге фирмы КОРФ, где есть максимально полная информация по канальным прямоугольным вентиляторам серии WRW с вперед загнутыми лопатками. Параметры вентиляторов: максимальная потребляемая мощность, частота вращения при максимальном КПД (именно так указано в каталоге), максимальная эффективность - приведены в табл. 1.1, а результаты обработки на рис. 1.26. Здесь по оси ординат приведено скольжение $\overline{S}$ =n/$n_{синхр}$ (частота вращения, отнесенная к синхронной частоте), а оси абсцисс - относительная мощность $\overline{N}$ =$N/N_{s=0,985}$ (мощность потребляемая вентилятором из сети, отнесенная к мощности на режиме, близком к режиму заглушки вентилятора, при скольжении $\overline{S}$ =0,985).

Таблица 1.1

Обозначение	Тип вентилятора	Макс. мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Номинальное скольжение $\overline{S}$ ном	Максимальная эффективность вентилятора
+	40-20/20.4 D	0,317	1390	0,93	0,242
×	50-30/25.6D	0,355	930	0,93	0,209
●	50-30/25.4D	0,938	1461	0,97	0,322
Δ	60-30/28.6D	0,580	955	0,96	0,293
□	60-30/28.4D	1,74	1415	0,94	0,369
*	70-40/35.6D	1,1*	925	0,93	0,378
∇	70-40/35.4D	3,35*	1422	0,95	0,395
▲	80-50/40.8D	1,24	701	0,93	0,343
▼	80-50/40.6D	2,81	945	0,95	0,361
■	80-50/40.4D	4,98*	1415	0,94	0,421

* Электродвигатель не покрывает весь диапазон производительности вентилятора

Выпадающие точки на рис. 1.26 соответствуют вентиляторам с сильно перегруженными электродвигателями и крайне малым значениями КПД вентиляторов (очевидно, из-за загромождения проточной части): WRW40-20/20.4 D и WRW50-30/25.6D. Как видно из рис. 1.26, электродвигатели сильно перегружены, так скольжение достигает 0,8, в то время как номинальное значение (по паспорту вентилятора) составляет всего 0,93……0,97. Поэтому в каталогах приводят, как правило, реальные аэродинамические характеристики канальных вентиляторов с электродвигателями с внешним ротором для нормальных атмосферных условий, т.е. для температуры перекачиваемого воздуха 20°С.

Что же будет с аэродинамической характеристикой такого вентилятора при повышении температуры воздуха или её понижении, учитывая работу электродвигателя в условиях перегрузки на большинстве режимов работы вентилятора? Если температура перекачиваемого воздуха повышается, то пропорционально уменьшается его плотность. При этом, с одной стороны, соответственно, снижается потребляемая мощность вентилятора, необходимая для обеспечения заданной производительности, но, с другой стороны, ухудшается охлаждение двигателя более теплым проточным воздухом. Какой получится результат – непонятно. Например, не будет ли на теплом воздухе вентилятор периодически отключаться из-за перегрева электродвигателя? Если температура перекачиваемого воздуха понижается, то пропорционально возрастает его плотность. При этом, с одной стороны, соответственно повышается потребная мощность вентилятора, необходимая для обеспечения заданной производительности, но, с другой стороны, улучшается охлаждение двигателя более холодным проточным воздухом. Какой получится результат – тоже

непонятно. Например, как будет запускаться вентилятор на холодном воздухе? Общепринятые формулы пересчета аэродинамических характеристик при фиксированной частоте вращения с абсолютной температуры T_1 на T_2 : $P_1/P_2=T_2/T_1$, $N_1/N_2=T_2/T_1$ (P – давление вентилятора, N – потребляемая аэродинамическая мощность) для таких канальных вентиляторов могут не выполняться, поскольку, при изменении температуры, могут непредсказуемым образом измениться обороты двигателя.

В ряде каталогов приводится максимальная температура перемещаемого воздуха - до 80^{O}C. К сожалению, мы не встречали информацию производителей по влиянию температуры перекачиваемого воздуха на аэродинамические характеристики и работоспособность канальных вентиляторов с двигателем с внешним ротором, хотя для отечественных производителей вентиляторов с асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором (например, серии АИР) - это обычная практика.

Вентиляторы с обычными асинхронными трехфазными электродвигателями. Данные электродвигателя - его номинальная мощность и обороты - указаны на этикетке/шильдике. При понижении потребляемой мощности относительно номинальной, частота вращения возрастает и приближается к соответствующей синхронной частоте. Электродвигатели допускают также небольшую перегрузку (до 10% номинала), при этом частота вращения уменьшается относительно номинальной. В отличие от двигателей с внешним ротором, такие двигатели при существенном превышении мощности относительно номинала, не сильно снижают частоту вращения, а при значительной перегрузке по току сгорают, если отсутствует необходимая защита. В соответствии с принятой отечественной практикой, электродвигатель для вентилятора подбирается с некоторым запасом по мощности, который при малых мощностях может доходить до 1,5 и учитывает, в частности, влияние отрицательных температур и ошибки подбора вентилятора. Таким образом, в большинстве случаев, электродвигатель подобранный с запасом, будет работать с недогрузкой по мощности, то есть с частотой большей номинальной. Правильный подбор электродвигателя особенно важен, как следует из рис. 1.25, для вентиляторов с вперед загнутыми лопатками, у которых потребляемая мощность вентилятора меняется очень сильно в пределах рабочей области производительности. Таким образом, правильно подобранный электродвигатель в большинстве случаев, будет работать с недогрузкой по мощности, то есть с частотой вращения выше номинальной. На рис. 1.27 приведены результаты обработки данных по канальным вентиляторам с колесами с назад загнутыми лопатками УНИВЕНТ® и радиальным вентиляторам ВР 300-45 со спиральными корпусами и колесами с вперед загнутыми лопатками. Параметры вентиляторов сведены в табл. 1.2.

Таблица 1. 2

№	Тип вентилятора	Мощн. электродви-гателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Номинальное Скольжение $\overline{S}$ ном
●	УНИВЕНТ® 3,15-4-1	0,37	1320	0,88
⊗	УНИВЕНТ® 4-4-1	0,75	1350	0,9
Δ	ВР 300-45-2	1,5*	2880	0,96
▲	ВР 300-45-2,5	5,5*	2850	0,95
*	ВР 300-45-2,5	0,25*	1360	0,907

* Электродвигатель не покрывает весь диапазон производительности вентилятора

На рис. 1.27 по оси ординат приведена величина скольжения $\overline{S}$, а оси абсцисс – относительная мощность $\overline{N}$ (мощность потребляемая из сети, отнесенная к мощности при скольжении $\overline{S}$=0,985). Как видно из рис. 1.27, во всех случаях, электродвигатели работают с недогрузкой за исключением вентилятора ВР 300-45-2,5 (2850обмин), который при максимальной нагрузке имеет скольжение близкое к номинальному. Интересно отметить, что электродвигатели малой мощ-ности имеют очень сходное изменение скольжения с электродвигателями с внешним ротором (см. рис. 1.26).

Рис. 1.27. Зависимость скольжения $\overline{S}$ от изменения мощности $\overline{N}$ (обозначения в табл.2)

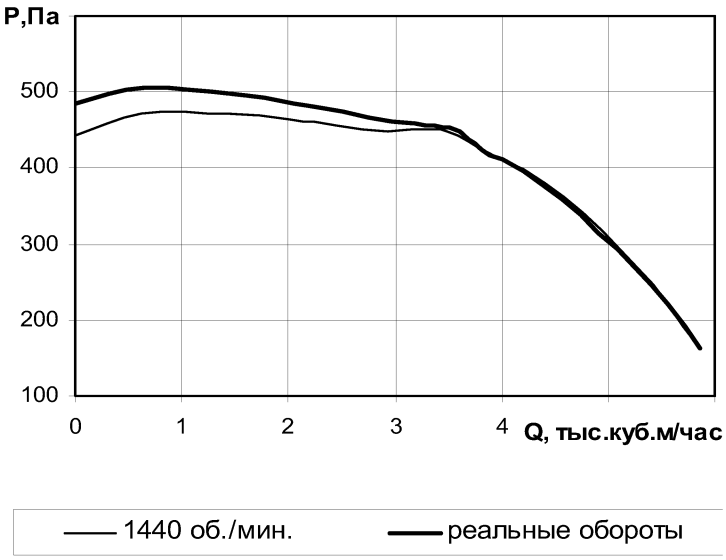


Рис. 1.28. Сравнение реальных аэродинамических характеристик вентилятора ВР 86-85-4 и приведенных к частоте вращения 1440 об/мин

В каталогах российских производителей в большинстве случаев приводятся аэродинамические характеристики вентиляторов, пересчитанные к номинальной (указанной на этикетке) частоте вращения. Насколько велики могут быть отличия в реальных и приведенных к номинальной частоте вращения аэродинамических характеристиках? Например, если номинальная частота составляет 1320 об./мин, а действительная частота вращения на некотором режиме составляет 1430 об/мин, то создаваемое вентилятором давление будет в $(1430/1320)^2$=1,17 выше, а потребляемая мощность – в $(1430/1320)^3$=1,27 раз выше. На рис. 1.28, в качестве примера, приведена реальная характеристика радиального вентилятора в спиральном корпусе ВР-86-85-4 с колесом с назад загнутыми лопатками (установочная мощность электродвигателя 1,1кВт) и приведенная к частоте вращения 1440об/мин. Как видно из рис. 1.28, разница в давлениях может быть заметная, в данном случае - в области малых производительностей. Поэтому, в каталогах желательно приводить аэродинамические характеристики вентиляторов при нормальных условиях и действительной (переменной по расходу) частоте вращения, либо, приведенную частоту брать не с этикетки/шильдика двигателя, а из рабочей зоны характеристики вентилятора. Если в каталоге приведена реальная аэродинамическая характеристика при нормальных атмосферных условиях, то её,

в большинстве случаев, просто пересчитывать на другие температуры, при условии сохранения некоторого запаса мощности при других температурах. Если же запаса нет (например, при очень низких отрицательных температурах), то полученное в результате пересчета давление вентилятора может оказаться несколько выше реального.

1.4. СОПРОТИВЛЕНИЕ СЕТИ. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА

Система воздуховодов, включая местные сопротивления, приемные и раздающие решетки, по которым вентилятор перемещает воздух, называется сетью. Сеть может быть расположена только на стороне всасывания (рис. 1.29а), только на стороне нагнетания вентилятора, а может быть и комбинированная (рис.1.29б).

Потери давления, связанные с перемещением воздуха, составляют сопротивление сети. При заданном расходе воздуха Q вентилятор должен

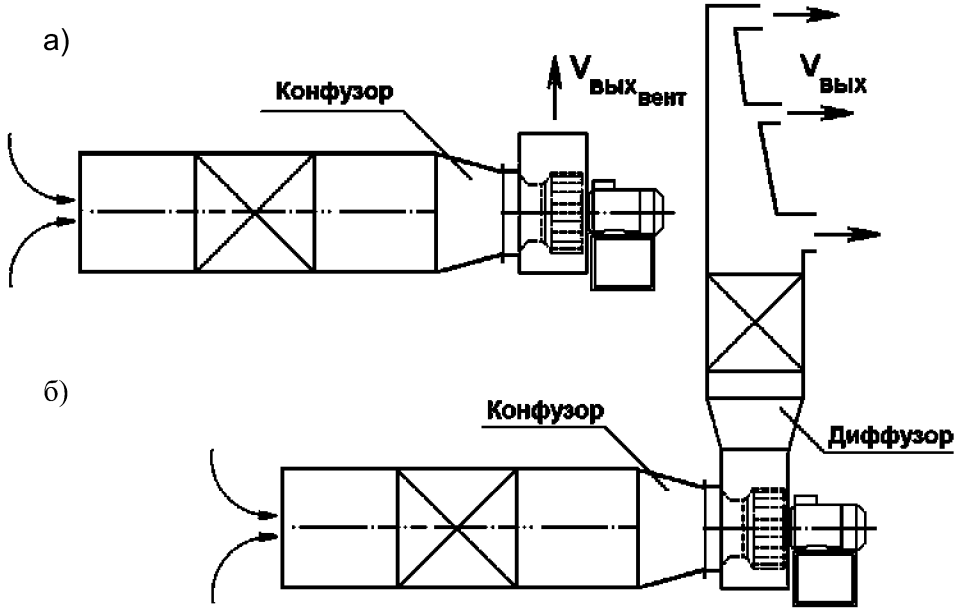


Рис. 1.29. Схема сетей: а) сеть на стороне всасывания; б)сеть на стороне всасывания и нагнетания: конфузор, диффузор - элементы соединяющие вентилятор с сетью

развивать полное давление P_v, обеспечивающее преодоление потерь со стороны всасывания $P_{вс}$ и нагнетания $P_{наг}$. Сумма потерь $\sum\Delta P_{i\ вс,\ наг}$ является расчетной величиной и включает в себя все аэродинамические потери тракта (потери трения, потери при поворотах потока и т.д.), а также потери в элементах, соединяющих вентилятор с сетью. Так как тип вентилятора, его геометрические параметры входа и выхода заранее не известны, то до подбора вентилятора потери в соединительных элементах должны быть оценены в первом приближении.

На рис. 1.30 схематично приведены эпюры давлений в сети и положение рабочих точек на характеристике вентилятора. При работе вентилятора в режиме рециркуляции или же при свободном входе/выходе (рис.1.30а), вентилятор преодолевает потери, связанные с выходом потока в атмосферу со скоростью $V_{вых.вент}$. В этом случае сетью является динамическое давление вентилятора $P_{dv} = \rho V^2_{вых.вент}/2$, то есть точка 1 пересечения кривой динамического давления

вентилятора $P_{dv}(Q)$ с его характеристикой (предполагается что потери входа очень малы). На этом режиме вентилятор имеет максимальный расход, при этом статическое давление вентилятора равно нулю. Большая производительность вентилятора (отрицательное статическое давление) может быть получена только за счет установки диффузора.

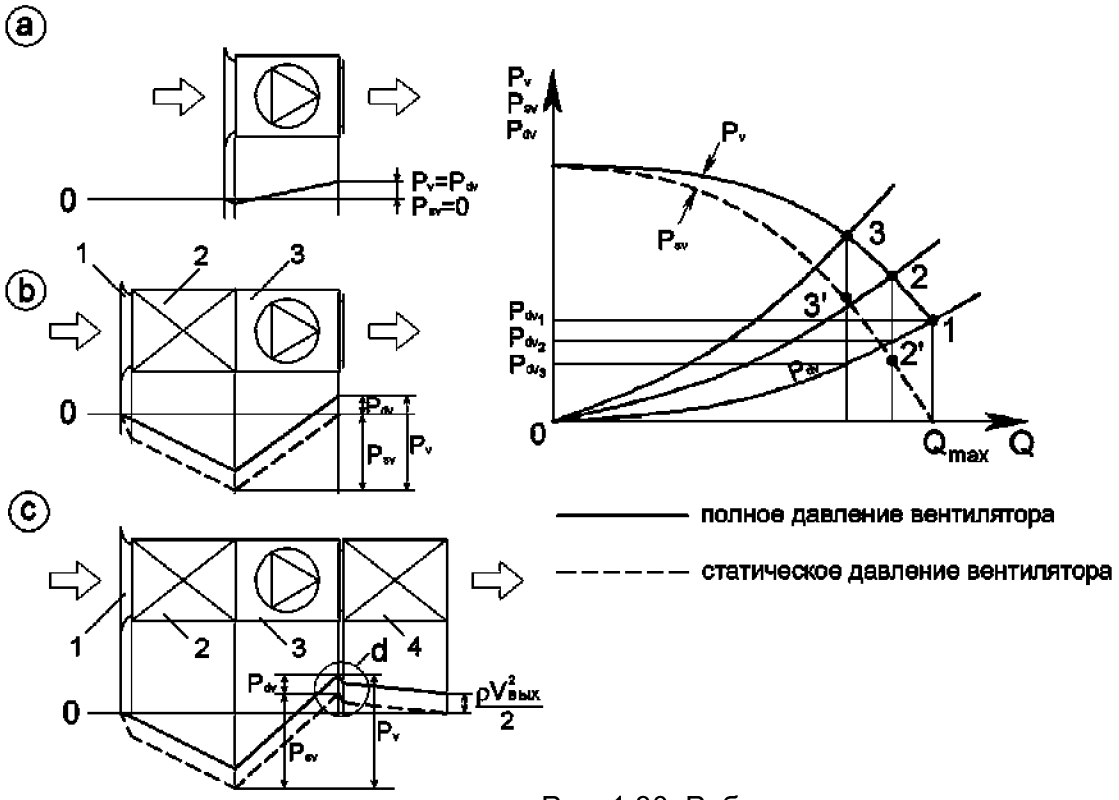


Рис. 1.30. Работа вентилятора в сети

При работе вентилятора на всасывание (сеть расположена только со стороны входа вентилятора, рис.1.30б) рабочей точкой является точка 2 пересечения кривой сети с характеристикой вентилятора. Сопротивление сети P_c равно сумме потерь давления всех элементов сети, плюс динамическое давление, определенное по скорости выхода потока из вентилятора: $P_c=\sum\Delta P_{i\text{всас}} + P_{dv}$, где $P_{dv} = \rho V^2_{\text{вых.вент}}/2$ (на рис.1.30б это P_{dv2}, или $P_2-P_{2'}$). В этом случае динамическое давление вентилятора является полностью потерянным. Более подробно о потерях с выходной скоростью в радиальных вентиляторах, см. в главе 2. Иногда рекомендуется давать сопротивление сети, расположенной на всасывании, по статическим параметрам, то есть без учета динамического давления вентилятора, и вентилятор подбирать также по статическим параметрам. Однако, как показывает наш опыт, в этом случае возможны ошибки при подборе вентиляторов, которые происходят из-за непонимания разницы между полным и статическим давлением. Это усугубляется тем, что во многих случаях в каталогах приводится полное давление вентиляторов, а статическое дано в виде шкалы или вообще отсутствует (пример ошибки подбора вентилятора приведен в разделе 2.11).

Во всех других случаях, например, сеть только на нагнетании или комбинированная (рис.1.30в) рабочей точкой является точка 3 пересечения кривой сети с характеристикой вентилятора. Сопротивление сети складывается из

сопротивления элементов, расположенных на всасывании и нагнетании вентилятора, а также потерь, связанных с выходом потока в атмосферу: $P_c=\sum\Delta P_{i\ всас;\ нагн}+ \rho V_{вых}^2/2$. Вентилятор в этом случае имеет динамическое давление P_{dv3} или $P_3-P_{3'}$. Кружком d – выделен элемент сопряжения вентилятора с сетью. Необходимо помнить, что чем больше динамическое давление вентилятора, тем больше потери в этом элементе.

При работе вентилятора в составе приточной установки, диапазон значений динамического давления потока $\rho V_{вых}^2/2$ может быть довольно широким, от 1.. 2Па до 300Па, причем меньшие значения соответствуют истечению из распределительных решеток, а большие – истечению из сопел при струйной системе вентиляции. Следует отметить, что сопротивление собственно выпускных решеток очень мало, но для обеспечения заданного расхода через решетки необходимо вводить дополнительное сопротивление на решетках (дросселировать поток). Эта величина не должна входить в сопротивление $\sum\Delta P_i$ элементов сети (более подробно в разделе 4.2.5.1).

Зная сопротивление сети P_c, рассчитанное в первом приближении, с учетом рекомендаций представленных выше, подбирается соответствующий вентилятор. Далее, сопротивление сети должно быть откорректировано на величину потерь в элементах, соединяющих вентилятор с сетью, либо, если сеть на всасывании, на величину динамического давления на выходе из вентилятора. Реально, режим работы вентилятора характеризуется точкой А пересечения кривых сопротивления сети и характеристики выбранного вентилятора (рис.1.31). Характеристикой сети обычно является парабола, проходящая через точку заданного режима: $Pc=K\cdot Q^2$, где $K = P_{c\cdot зад} / Q^2_{зад}$. Так как подобрать вентилятор точно не всегда удается, то вентилятор в сети будет иметь производительность Q_c, отличную от заданной $Q_{зад}$ (на рис.1.31 - больше заданной). Для получения заданной производительности $Q_{зад}$ необходимо ввести дополнительное сопротивление, например, дросселировать поток в выходных решетках (если расход больше расчетного), либо уменьшать сопротивление сети любыми известными методами (см. раздел.1.4.2).

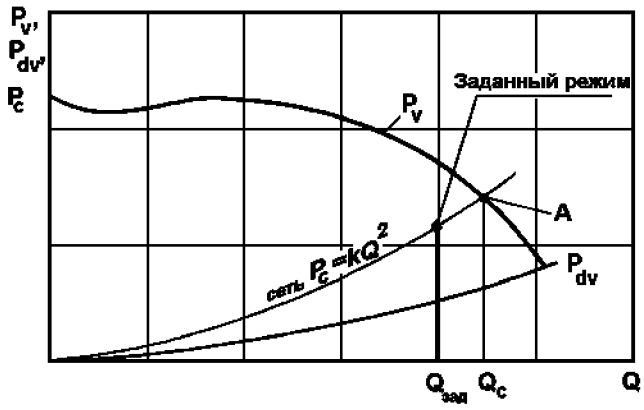


Рис. 1.31. Работа вентилятора в сети

1.4.1. СОПРЯЖЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА С СЕТЬЮ

При расчете сопротивления сети предполагается, что работа вентилятора не влияет на величину потерь в сопряженных с вентилятором элементах сети, так же как и сопряженные с вентилятором элементы сети не влияют на его работу.

Будем считать, что сопротивление сети было рассчитано правильно, вентилятор подобран верно. Будет ли иметь вентилятор требуемую производительность в данной сети? Только в том случае, если не будут искажены условия входа потока в вентилятор и выхода из него. В ряде случаев ошибки в компоновке вентилятора в сети могут привести к следующему:

а) к увеличению, действительных потерь давления над расчетными в сопряженных с вентилятором элементах сети;

б) к искажению условий входа потока в колесо, по сравнению с теми, что имели место на стенде при испытаниях вентилятора.

В первом случае эффекты связаны с выходом потока из вентилятора, например, увеличение сопротивлений теплообменника при обтекании закрученным потоком от осевого вентилятора, диффузора при неравномерном профиле скоростей и т.д. Во втором случае искажается сама аэродинамическая характеристика вентилятора, и она уже не соответствует той, которая приведена в каталоге и по которой был подобран вентилятор. Типичные картины неудачной компоновки вентилятора в сети изображены на рис.1.32, здесь же приведены рекомендуемые схемы компоновки.

При компоновке вентилятора в сети необходимо руководствоваться следующими правилами.

1. Не рекомендуется устраивать поворот потока перед вентилятором любого типа (рис.1.32а), необходимо оставлять прямой участок длиной не менее 2…3 диаметров колеса (рис.1.32б), либо (при отсутствии места) использовать входную коробку (рис.1.32в,г).

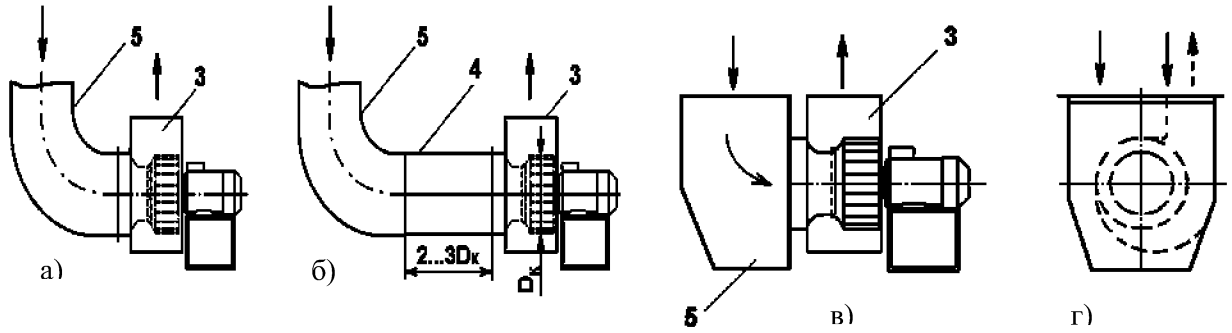


Рис. 1.32. Поворот потока перед входом в вентилятор: а) исходная компоновка; б) установка прямого участка; в),г) входная коробка на входе; 3-вентилятор, 4-прямой участок, 5-поворот

2. При неосесимметричном входе в вентилятор поток может приобрести закрутку перед входом в вентилятор (рис.1.33). Так, при закрутке потока по вращению колеса, вентилятор теряет давление и производительность (при этом снижается потребляемая мощность). При закрутке потока против вращения колеса, давление и производительность, а также потребляемая мощность, увеличиваются (характерно только для осевых вентиляторов без входного направляющего аппарата). Необходимо, при возможности, использовать осесимметричный вход потока (рис.1.32в,г), либо устанавливать соответствующие перегородки для устранения нежелательной закрутки.

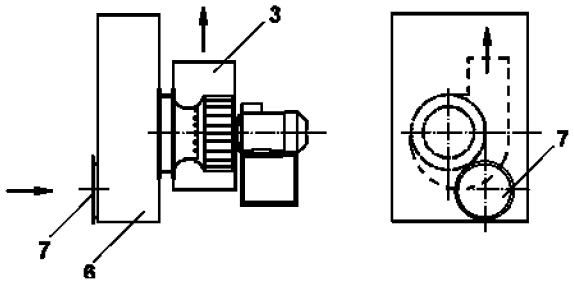


Рис.1.33. Несимметричный вход потока в вентилятор; 3-вентилятор, 6-короб, 7-входное отверстие

3. Диаметр воздуховода на входе в вентилятор (осевой, радиальный) должен быть не менее диаметра колеса. Следует всячески избегать установки диффузора перед входом в вентилятор (рис.1.34а). Если этого избежать невозможно, то перед вентилятором должен быть установлен прямой воздуховод длиной 2…3 диаметра колеса (рис.1.34б).

Следует отметить, что из радиальных вентиляторов наиболее чувствительными к искажению условий входа являются вентиляторы с вперед загнутыми лопатками. У вентиляторов с назад загнутыми лопатками в коллекторе обычно имеет место поджатие потока, что приводит к выравниванию потока на входе в колесо.

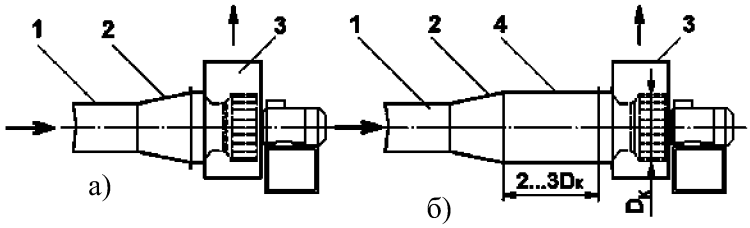


Рис.1.34. Диффузор перед входом в вентилятор:
а) диффузор непосредственно на входе; б) прямой участок за диффузора; 1-воздуховод, 2-диффузор,3-вентилятор, 4-прямой участок,

1.4.2. ПОЛУЧЕНИЕ ЗАДАННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ. НАЛАДКА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Так как точно рассчитать сопротивление сети в большинстве случаев не представляется возможным, а исполнение сети воздуховодов часто отличается от проектного, то сопротивление сети рекомендуется принимать с некоторым запасом. Кроме этого, вентилятор подбирается также с некоторым запасом, что связано с возможным отклонением действительных характеристик вентилятора от паспортных данных. Это приводит к необходимости отладки системы с целью получения заданной производительности $Q_{зад}$. Эта проблема также связана с подбором вентилятора для работы в заданной сети. Мы затронули эту проблему, поскольку в электронных руководствах по подбору вентиляторов некоторых фирм увидели недопонимание проблемы, что приводит к неправильной процедуре подбора оборудования.

Поясним ситуацию с помощью рис.1.35. Расчетное сопротивление сети – $P_{с.расч}$ и соответствующая расчетному сопротивлению сеть обозначена цифрой 1. Расчетное сопротивление сети, скорректированное с учетом запаса, $P'_{расч} = P_с + \Delta P$, этому сопротивлению соответствует сеть 2 (мнимая сеть). Именно для мнимой сети 2 подбирается соответствующий вентилятор, причем, как правило, с несколько завышенной характеристикой. Предположим, характеристика выбранного вентилятора - 5, а кривая мощности - 5'. Рабочей точкой этого вентилятора должна быть точка пересечения параболы мнимой сети 2 с его характеристикой, то есть точка А. После изготовления сети воздуховодов, монтажа оборудования, включения вентилятора и замера его производительности, оказалось, что вентилятор работает с производительностью $Q_с$, то есть, в нашем примере, больше расчетной. Рабочим режимом вентилятора является точка В, а сетью - кривая 3. Вентилятор при этом потребляет мощность, соответствующую точке В' на кривой мощности. Превышение действительной производительности $Q_с$ над заданной $Q_{зад}$ означает, что либо реальное сопротивление сети меньше расчетного, то есть принятого с запасом, либо вентилятор подобран с большим запасом по давлению. Получить заданную

производительность $Q_{зад}$ в реальной сети 3 без изменения типа вентилятора можно двумя способами:

-уменьшением частоты вращения вентилятора;

-дросселированием.

Очевидно, что если действительная производительность вентилятора меньше заданной, то необходимо провести обратные действия, то есть увеличить частоту вращения или уменьшить сопротивления сети.

Характеристика вентилятора при пониженных оборотах обозначена жирной штрих - пунктирной кривой 6, а кривая мощности 6'. При этом характеристика вентилятора сместится ниже, вентилятор станет работать в точке D пересечения кривой сети 3 с характеристикой вентилятора при пониженных оборотах. При понижении частоты вращения вентилятор не изменит своих безразмерных параметров, это означает, что КПД вентилятора в точках B и D будет одинаков. Потребляемая же мощность D' будет существенно ниже исходной B'. **Следует упомянуть, что кривая 6 - это кривая идеально подобранного вентилятора, предназначенного для работы в заданной сети (если не рассматривать его эффективность, т.есть КПД).**

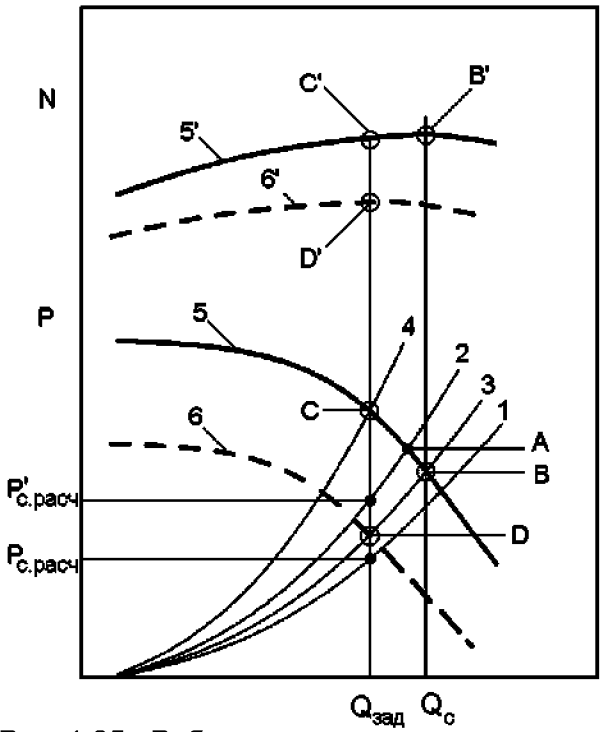


Рис. 1.35 Работа вентилятора в сети: 1-рассчетная сеть, 2-сеть с запасом по сопротивлению, 3-реальная сеть, 4-сеть дросселированная, 5-характеристика подобранного вентилятора, 6-вентилятор с уменьшенной частотой вращения, 5'-кривая мощности подобранного вентилятора, 6-'кривая мощности вентилятора при уменьшенной частоте вращения .

Второй, и наиболее часто используемый способ обеспечения заданной производительности $Q_{зад}$ - увеличение сопротивления существующей сети с помощью введения некоторых дополнительных локальных сопротивлений. Сопротивление сети должно быть увеличено так, чтобы производительность стала равной $Q_{зад}$. В этом случае вентилятор работает в точке C, а сетью является парабола 4. Вентилятор потребляет мощность, соответствующую точке C' на кривой мошности. Второй путь проще и дешевле в исполнении, однако приводит к большей потребляемой мощности. Как видно из рисунка 1.35, для получения заданной производительности необходимо ввести дополнительное сопротивление равное разнице полных давлений в точках C и D, то есть P_C-P_D. Потери мощности при дросселировании будут равны $N_{D'}$-$N_{C'}$ или же (P_c-P_D) $Q_{зад}/\eta_C$, здесь η_C – полный КПД вентилятора в точке C на его характеристике.

Следует также сказать, что в ряде случаев, например, когда точка B' расположена на ниспадающем участке кривой мощности, выгоднее перепускать (байпассировать) избыток производительности вентилятора равный Q_c -$Q_{зад}$, чем дросселировать сеть. Обычно такой тип кривых мощности с ярко выраженным максимумом имеют осевые вентиляторам и радиальные вентиляторы с колесами с назад загнутыми лопатками и с «зажатыми» корпусами (канальные вентиляторы).

Мы рассмотрели вариант, когда сеть имеет постоянное сопротивление. Если сети имеют переменное сопротивление, например, имеется фильтр, то начальное и конечное сопротивление сети могут отличаться на 100…200Па. Это приводит к существенному изменению производительности вентилятора при начальном и конечном сопротивлении фильтра. Кроме этого, бывают случаи, когда вентиляторы (приточные установки) разных типоразмеров забирают воздух из одной заборной шахты. Отключение одной или нескольких установок приводит к резкому изменению сопротивления сети и, следовательно, производительности остальных вентиляторов.

Рассмотрим, как изменяется производительность вентилятора при уменьшении или увеличении сопротивления сети. Рабочий диапазон характеристики вентилятора можно описать уравнением $P_{sv}(Q)=aQ^2+в$. Характеристика сети, как известно, описывается уравнением $P_c=K\cdot Q^2$. Совместное решение двух уравнений, определяет производительность вентилятора в данной сети: $Q=\sqrt{\frac{b}{k-a}}$. Для примера возьмем вентилятор УНИВЕНТ 5-4-1, работающий в сети с производительностью 8000м^3/час (2,22м^3/с), статическое давление вентилятора (или же сопротивление сети) при этом - 471Па. Характеристика, вентилятора УНИВЕНТ 5-4-1 в диапазоне производительности 7000…11000м^3/час достаточно хорошо описывается уравнением $P_{sv}(Q)= -67Q^2+802$. Положим, что сопротивление сети увеличилось на 100Па, то есть стало равным 571Па (к=115,9). Производительность вентилятора при этом уменьшится до 7539м3час, то есть на 5,8%. Если же сопротивление сети увеличилось на 200Па (к=136,2),например, из-за увеличения сопротивления фильтра, то производительность вентилятора уменьшится до 7152м^3/час, то есть на 10,5%. Уменьшение сопротивления сети на 100Па (к=75,3) приводит к увеличению производительности до 8547м^3/час, то есть на 6,8%

1.5. АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основное назначение вентилятора заключается в перемещении необходимого объема воздуха (или иной газообразной среды) в единицу времени, для чего вентилятор должен создавать определенное давление, необходимое для преодоления сопротивления воздушного тракта и выпуска потока с определенной скоростью. При этом побочными эффектами работы вентилятора являются шум и вибрации. Шум - это волны сжатия/расширения, распространяющиеся в воздухе. В связи с расширением области применения вентиляторов, существенно повышаются требования к их шуму и вибрациям и, соответственно, к оценке шума и его регистрации.

1.5.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ШУМА

При измерениях шума, в том числе шума вентиляторов, используют, в основном, три физические величины: звуковое давление **P** [Па], интенсивность звука **I** [Вт/м^2] и звуковую мощность **W** [Вт]. Рассмотрим эти параметры.

1. Звуковое давление **P** определяет силовое воздействие звуковой волны (волны сжатия/расширения) в заданной точке пространства на мембрану уха или заменяющий её микрофон. Это силовая характеристика выбранной точки звукового поля. Звуковое давление **P** применяется для измерения шума от работы вентилятора в конкретной точке, например, на рабочем месте или в месте отдыха. Кроме того звуковое давление применяется для измерения корпусного шума вентилятора (звуковое давление в определенной точке свободного пространства на фиксированном расстоянии от поверхности корпуса вентилятора, например, на расстоянии 1м). Звуковое давление используется также для характеристики шума на выходе в свободном пространстве, окружающем крышный вентилятор (на фиксированном расстоянии, например, 3 метра).

2. Интенсивность звука **I** характеризует перенос энергии при распространении звуковой волны, т.е. плотность потока звуковой мощности **W** [1]. Интенсивность звука **I** связана со звуковым давлением, в общем случае, сложными уравнениями акустики. В простейшем случае плоской звуковой волны, когда фронт волны является плоским, в свободном пространстве* интенсивность звука **I** связана со звуковым давлением **P** простой формулой, которая играет большую роль в акустических измерениях:

$$I = \bar{P}^2/(\rho c) \text{ , где}$$

$\bar{P}^2$ – средний квадрат звукового давления; **ρ** - плотность воздуха (при нормальных атмосферных условиях – 1,2 кг/м^3); **c** – скорость звука (при нормальных атмосферных условиях – 344 м/с).

(*Свободное пространство моделируется для некоторого частотного диапазона в измерительных заглушенных камерах при испытаниях вентиляторов.)

3.Звуковая мощность **W** определяет энергию звуковой волны, проходящую в единицу времени через заданную поверхность:

$$W = \int I_n dS \text{ , где}$$

S – выбранная поверхность, через которую проходит звуковая волна, мощность которой определяется; I_n – составляющая интенсивности звука, нормальная к выбранной поверхности. В простейшем случае плоской звуковой волны:

$$W = I^* S = \bar{P}^2/(\rho c)^* S$$

Звуковая мощность **W** используется для характеристики шума вентилятора, распространяющегося по воздуховодам системы, на входе/выходе воздуховодов

или вентилятора. Следует иметь в виду, что в большинстве случаев, например, в воздуховодах, при сильных отражениях звука, при резонансах, звуковое давление не является характеристикой источника шума и поэтому используется звуковая мощность. Кроме этого шум, излучаемый из какого -либо отверстия вентиляционной системы, входного или выходного отвестий вентилятора, в общем случае, обладает диаграммой направленности, т.е. излучается неравномерно по направлению.

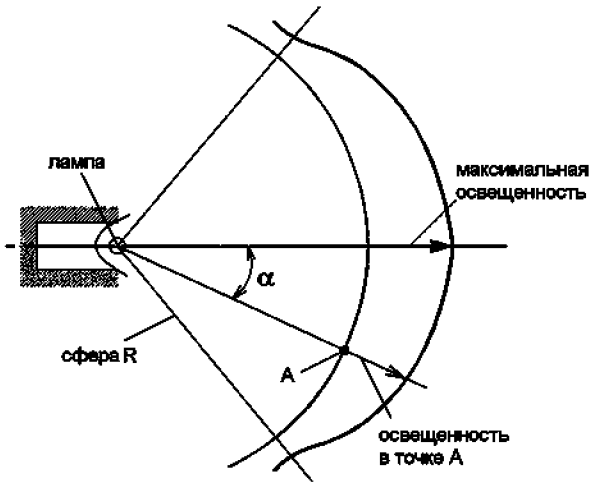


Рис.1.36. Свет фонаря

Для понимания физической сути величин P и W, а также диаграммы направленности, можно провести аналогию между звуковым излучением выхода вентилятора и светом фонаря (рис.1.36). Мощность лампы является прямым аналогом звуковой мощности W выхода вентилятора и, как известно, не зависит от расстояния. Освещенность является аналогом интенсивности звука **I** и зависит от расстояния от источника. На оси фонарика освещенность максимальная и уменьшается по квадрату расстояния. Но если выделить сферу R, то на сфере, по мере удаления от оси фонарика, освещенность будет изменяться (в большинстве случаев уменьшается). Например, освещенность в точке А (на расстоянии R, под углом 45^o к оси фонаря) меньше, чем максимальная освещенность. Изменение освещенности по сфере, по мере удаления от оси излучения называется диаграммой направленности. У вентиляторов излучение шума происходит примерно так же. Таким образом, звуковое давление в точке А не является характеристикой шума излучаемого обьекта, так как необходимо знать диаграмму направленности излучения.

При акустических измерениях вентилятор работает на стационарном аэродинамическом режиме, т.е. его аэродинамические и акустические характеристики не меняются со временем. В процессе экспериментов измеряется, как правило, звуковое давление в определенной точке пространства или распределения звукового давления по некоторой поверхности, определенной конкретным стандартом, если определеляется звуковая мощность объекта. Кроме того, последнее время появились международные и отечественные стандарты определения акустической мощности источника, опирающиеся на измерение акустической интенсивности. Измеряют звуковое давление с помощью микрофонов и обрабатывают с помощью шумомеров разных типов, в зависимости от поставленной задачи измерений.

Так как человеческое ухо чувствительно к звуку в очень широком диапазоне громкостей, то в акустике принято использовать логарифмическую шкалу - шкалу в децибелах, которая позволяет охватить широкий диапазон громкостей и наиболее приближенную к характеристике чувствительности уха. Значение параметра в децибелах пропорционально логарифму отношения соответствующей величины к пороговому значению.

Так уровень звукового давления **Lp** в дБ:

$$Lp = 10\ lg(\ \bar{P}^2/P_0^2) = 20\ lg(\ \sqrt{\ }\ \bar{P}^2/P_0)\ ,\ \text{где}$$

$P_0 = 2*10^{-5}$**Па** – пороговое значение звукового давления.

Именно эту величину – звуковое давление, выраженное в децибелах, показывают стандартные шумомеры.

Интенсивность звука, выраженная в децибелах:

$$L_I = 10 \lg(I/I_0)$$, где

L_I – уровень интенсивности звука, дБ; $I_0 = 10^{-12}$ **Вт/м^2** – пороговое значение интенсивности звука.

Звуковая мощность, выраженная в децибелах:

$$L_W = 10 \lg(W/W_0)$$, где

L_W – уровень звуковой мощности, дБ; $W_0 = 10^{-12}$ **Вт** – пороговое значение звуковой мощности.

Поскольку для воздуха при нормальных условиях **ρc ≈400 Па*с/м**, то уровни звукового давления и интенсивности в плоской волне примерно равны: $L_P \approx L_I$, а уровень звуковой мощности $L_W \approx L_P + 10 \lg S$.

Из формул следует, что если звуковые давления отличаются в два раза, то это разница равна 6 дБ, в три раза – 10 дБ. А если звуковые мощности отличаются в два раза, то эта разница равна – 3 дБ.

Для сферической волны с радиусом распространения **R** справедливо соотношение $W = I*(4\pi R^2)$ и, следовательно, если мощность источника шума известна, то можно определить интенсивность на требуемом расстоянии **R**. Если расстояние велико, то звуковую волну можно считать плоской и уровни звукового давления примерно равны уровням интенсивности $Lp \approx L_I = L_W - 10 \lg(4\pi R^2) = L_W - 20 \lg R - 11$. В случае крышного вентилятора с известной звуковой мощностью на выходе, принимая свободное пространство вокруг него в виде полусферы, можно получить следующее выражение $Lp \approx L_I = L_W - 10 \lg(2\pi R^2) = L_W - 20 \lg R - 8$. Отсюда видно, что удаление в два раза в свободном пространстве от крышного вентилятора, или воздухозаборной решетки, или от выхода вентсистемы, приведет к снижению уровней шума на 6 дБ.

Рис. 1.37. Наглядное представление уровней шума некоторых типичных источников [2]

Общее представление о шуме некоторых типичных источников дает наглядная картинка, рис. 1.37, из рекламных материалов известной фирмы [2], выпускающей акустическую аппаратуру. Как видно, уровень звукового давления, измеренный в

лесу 17-20 дБ, а в жилой комнате – около 40..50 дБ. Эти цифры полезно помнить, так как зачастую в каталогах дают заведомо неправдоподобные уровни шума вентиляторов или воздухоприточных установок.

1.5.2. АЭРОАКУСТИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

При типичных условиях применения вентиляторов, аэродинамические источники шума в них являются определяющими. С точки зрения теории подобия аэродинамических источников шума в вентиляторах, общая звуковая мощность **W** пропорциональна окружной скорости u_2 на внешнем диаметре D_2 рабочего колеса вентилятора (смотри, например, [3]):

$$W = K * u_2^6 * D_2^2 ,$$

где **K** – критерий подобия, зависящий, в основном, от геометрии, параметров течения и числа Рейнольдса.

Переходя к децибельной шкале, для заданного типа вентилятора можно записать:

$$L_w = \overline{L}_\Sigma + 60*\lg u_2 + 20*\lg D_2 ,$$

Где $\overline{L}_\Sigma$ - суммарный отвлеченный уровень звуковой мощности. Эта формула позволяет пересчитать уровень звуковой мощности вентилятора выбранного типа с одной частоты вращения на другую и с одного размера на другой.

Если с точки зрения теории подобия формулу для звуковой мощности преобразовать в терминах полного давления P_v и производительности **Q** и соответствующих безразмерных коэффициентов, то получим выражение для звуковой мощности:

$$W = K_1 * Q * P_v^{2,5} ,$$

где K_1 – критерий подобия, зависящий, в основном, от типа вентилятора и аэродинамических условий его работы. Или переходя к децибельной шкале, для заданного типа вентилятора можно получить:

$$L_w = \widetilde{L}_\Sigma + 10*\lg Q + 25*\lg P_v,$$

Где $\widetilde{L}_\Sigma$ - суммарный критерий шума, отнесенный к единичным значениям расхода и давления вентилятора конкретного типа. Этой формулой можно пользоваться для пересчета акустической характеристики выбранного вентилятора по производительности и полному давлению на сходственных точках рабочей характеристики.

Если вентиляторы не сильно отличаются геометрией рабочего колеса-основного источника шума вентилятора (например, оба вентилятора имеют рабочие колеса с загнутыми назад лопатками),- то с небольшой погрешностью (около 2..3 дБ) можно сравнивать и вентиляторы разных аэродинамических схем. Если же сравниваются вентиляторы с рабочими колесами разных типов (например, колеса с назад загнутыми лопатками и колеса с вперед загнутыми лопатками), то использование указанных формул может дать погрешности до 4-6 дБ и более. Поэтому можно сказать, что если вентиляторы не сильно отличаются друг от друга по аэродинамической схеме (и в них не используются специальные снижающие шум мероприятия), то они должны иметь достаточно близкие значения уровней звуковой мощности. При этом, однако, следует помнить, что такие методы не учитывают акустических особенностей вентиляторов разных типоразмеров (например, акустические резонансы корпуса вентилятора, влияние присоединенных элементов воздуховодов), которые, в действительности, могут приводить к заметным различиям результатов пересчета и реальных измерений.

1.5.3. ЧАСТОТНЫЕ СПЕКТРЫ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРОВ

Поскольку шум вентилятора состоит из случайных и периодических составляющих, то его принято характеризовать частотными спектрами того или иного вида. Частотный спектр показывает уровни звукового давления или мощности для каждой из частотных составляющих, представляющих определенную полосу частот, т.е. частотное распределение уровней шума, а также суммарный уровень по всем полосам. Наиболее широко применяются октавные частотные полосы [3]. За основную центральную частоту принимается 1000 Гц, центральные частоты остальных полос получаются умножением 1000 Гц на коэффициенты $10^{0,3K}$ и $10^{-0,3K}$, где К- целое число. Граничные частоты каждой полосы связаны с её центральной частотой коэффициентами $10^{0,15}$ и $10^{-0,15}$. Для более подробного описания шумов можно пользоваться 1/3-октавными спектрами. В этом случае центральные частоты связаны с 1000 Гц через коэффициенты $10^{0,1K}$ и $10^{-0,1K}$, где К- целое число, а граничные частоты получаются из центральных умножением на $10^{0,05}$ и $10^{-0,05}$. В табл. 1.3 приведены значения центральных и граничных частот для частотных полос, используемых для анализа шума вентиляторов (жирным шрифтом отмечены октавные полосы).

Таблица 1.3

Октавные и 1/3-октавные частотные полосы, применяемые для вентиляторов

Нижняя граница, Гц	**89,1**	112,2	141,3	**177,8**	223,9	282	**354,8**	446,7	562,3	**707,9**
Центральная частота, Гц	100	**125**	160	200	**250**	315	400	**500**	630	800
Верхняя граница, Гц	112,2	141,3	**177,8**	223,9	281,8	**355**	446,7	562,3	**707,9**	891,3

Нижняя граница, Гц	891,3	1122	**1413**	1778	2239	**2818**	3548	4467	**5623**	7079	8913
Центральная частота, Гц	**1000**	1250	1600	**2000**	2500	3150	**4000**	5000	6300	**8000**	1000
Верхняя граница, Гц	1122	**1413**	1778	2239	**2818**	3548	4467	**5623**	7079	8913	**11220**

Суммарный уровень звукового давления может быть получен из формулы:

$$\mathbf{L_P = 10\ lg(\Sigma 10^{Li|10})}\ ,$$

где Σ - суммирование по всем частотным полосам, для которых были измерены уровни звуковых давлений **Li** (таким же образом определяется суммарная звуковая мощность). Из практики акустических измерений известно, что если в каких-либо частотных полосах уровни звукового давления ниже на 10 дБ и более, чем в других, то такие полосы, практически, не дают вклада в суммарный уровень и их можно не учитывать. Поэтому для быстрого определения суммарного уровня звукового давления, в том случае, если есть несколько преобладающих по уровню частотных полос, можно пользоваться упрощенным методом по графику поправок на рисунке 1.38 [1]. Пользоваться графиком надо следующим образом. В спектре звуковых частот, например октавном, выбирают полосу с наибольшим уровнем давления (мощности). Затем выбирают следующую полосу частот по убыванию уровня и определяют разность уровней первой и второй полос **L-Li**. По графику определяется соответствующее значение добавки **dL** , которую прибавляют к наибольшему уровню (который был в первой полосе), т.е. заменяют **L** на **L+dL**. Полученное новое значение уровня **L** сравнивают со следующей по убыванию

уровня полосой частот и по их разности опять определяют поправку **dL** и прибавляют её к новому значению **L**. Таким образом, накапливается суммарный уровень. Для быстрой оценки суммарного уровня бывает достаточно сделать всего несколько шагов.

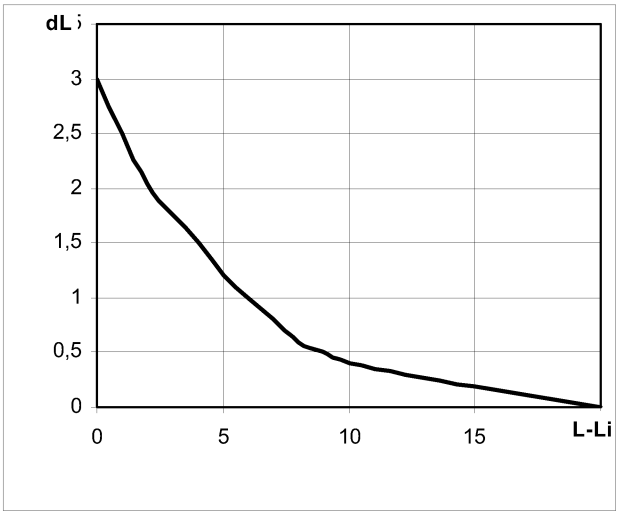


Рис.1.38. График поправок для суммирования уровней звукового давления по полосам частот

Существующие стандарты по нормированию шума опираются, в основном, на октавные и, реже, 1/3-октавные спектры. Существенно реже в измерениях используются 1/12-октавные спектры. Все эти виды спектров – это спектры с постоянной относительной шириной полосы, т.е. отношение ширины каждой полосы частот к её средней частоте постоянно внутри каждого типа спектра. Чем выше частота в спектре, тем шире частотная полоса. В научных акустических исследованиях тонкой структуры шума, его особенностей, источников используются, в основном, узкополосные спектры, получаемые с помощью процедуры быстрого преобразования Фурье (БПФ или FFT). Такие спектры имеют обычно от нескольких сотен до тысяч частотных полос равной ширины и позволяют детально изучать спектральный состав шума вентиляторов. Более детальный двухканальный (двухмикрофонный) узкополосный взаимноспектральный анализ позволяет определять пути распространения шума и выделять вклады разных источников из общего сигнала или на фоне помех, а также решать другие практические задачи акустических измерений (см. главу 5, Система для акустических и вибрационных измерений и анализа, производства ООО «ИННОВЕНТ»).

1.5.4. КОРРЕКТИРОВАННЫЕ УРОВНИ ЗВУКОВОГО ДАВЛЕНИЯ

Измерения восприимчивости человеческого уха к разным по частоте и громкости звукам показали, что наибольшая чувствительность наблюдается в области частот 1..5 кГц [3,4]. При понижении частоты, чувствительность уха к внешним звукам монотонно снижается. При этом, для слабых звуков зависимость чувствительности уха от частоты выражена сильнее, чем для более громких. На основании анализа этих данных была разработана частотно-зависимая корректирующая функция поправок к измеряемым микрофонами уровням звукового давления. Эта функция соответствует частотной зависимости чувствительности уха при слабых и умеренных громкостях звука. В табл. 1.4 для октавных и 1/3-октавных полос частот приведены значения поправок в децибелах, которые следует прибавлять к измеренным значениям уровней звукового давления в соответствующих частотных полосах (октавные полосы отмечены жирным шрифтом). Таким образом, чтобы получить корректированный суммарный уровень звукового давления, надо определить уровни звукового давления в полосах в линейной шкале, затем прибавить поправки по полосам, затем определить суммарный уровень, как было описано выше. Обычно шумомеры имеют измерительную шкалу А и позволяют сразу проводить

измерения корректированных уровней звукового давления по полосам частот и корректированного суммарного уровня.

Таблица 1.4

Значения коррекции для октавных и 1/3-октавных полос частот по шкале А

Центральная частота, Гц	100	**125**	160	200	**250**	315	400	**500**	630	800	**1000**	1250	1600	**2000**	2500	3150	**4000**	5000	6300	**8000**	10000
Поправка, дБ	-19,1	-16,1	-13,4	-10,9	-8,6	-6,6	-4,8	-3,2	-1,9	-0,8	0	0,6	1,0	1,2	1,3	1,2	1,0	0,5	-0,1	-1,1	-2,5

1.5.5. СПЕКТРАЛЬНЫЙ СОСТАВ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРОВ

Рассмотрим некоторые особенности шумовых характеристик осевых, радиальных и диаметральных вентиляторов.

Осевые вентиляторы содержат, как правило, осевое рабочее колесо в цилиндрическом корпусе. Колесо может крепиться непосредственно на валу электродвигателя, либо на подшипниковом узле, в обоих случаях они установлены на стойках внутри цилиндрического корпуса. Если используется подшипниковый узел, то электродвигатель устанавливается снаружи корпуса и вращение на колесо передается через шкиво - ременную передачу. Предположим, что течение в колесе безотрывное. В этом случае спектр шума определяется обтеканием вращающихся лопаток и их взаимодействием с неподвижными стойками крепления электродвигателя и содержит хорошо выраженные дискретные составляющие на лопаточной частоте $\mathbf{f_{лоп} = n \cdot Z/60}$ (здесь **n**- скорость вращения и **Z** - число лопаток рабочего колеса) и её гармониках. Поскольку отрывов в колесе нет, то низкие частоты в спектре выражены слабо. Пример спектра осевого вентилятора показан на рис. 1.39. Если вход в вентилятор свободный и входного коллектора нет или он выполнен с малым радиусом, то на цилиндрической поверхности вблизи входа имеет место отрыв потока, что приводит к повышению уровней дискретных составляющих и широкополосного шума. Если на входе в вентилятор близко к рабочему колесу установлена защитная сетка, то это приводит к усилению турбулентности и, соответственно, уровней шума. Если вентилятор работает в канале, то на стенках перед рабочим колесом развивается пограничный слой, меняется профиль скорости в концевых сечениях лопаток, что также приводит к повышению шума вентилятора.

Если вентилятор работает не на номинальном режиме, например, в области

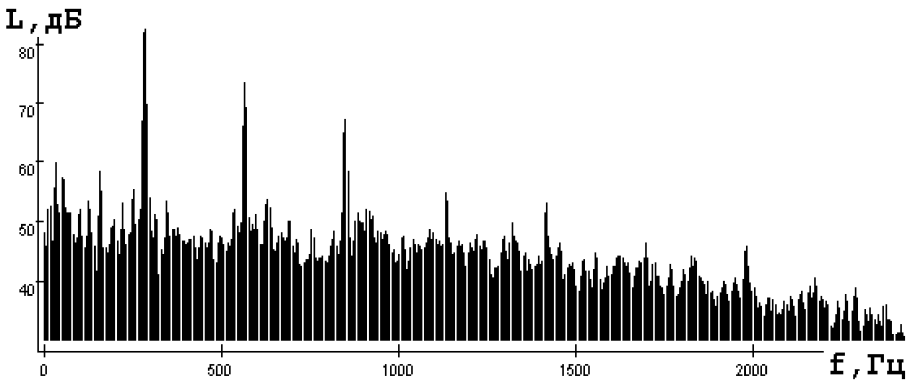


Рис.1.39. Пример узкополосного спектра шума осевого вентилятора

повышенной производительности, то повышаются уровни дискретных составляющих и широкополосного шума. При работе в области пониженной производительности, уровни гармоник лопаточной частоты могут несколько понизиться, но сильно возрастет низкочастотный шум, связанный с отрывным течением на лопатках. Если же колесо недостаточно отбалансировано, то в спектре появляются существенные по уровню низкочастотные дискретные составляющие на частоте вращения рабочего колеса и её гармониках.

Следует отметить также, что существует разница в спектрах шума вентиляторов с листовыми и профильными лопатками рабочих колес (поперечные сечения лопаток имеют форму аэродинамического профиля). На номинальном режиме и вблизи него шум таких вентиляторов мало отличается, однако, при удалении от номинального режима, вентилятор с профильными лопатками имеет существенно меньший шум. Лопатки могут быть металлические или пластмассовые, вентилятор с пластмассовыми лопатками колеса может иметь на 1..2 дБ меньший шум

Радиальные вентиляторы по типам рабочих колес можно разделить на две группы: вентиляторы с колесами, имеющими назад загнутые лопатки, и вентиляторы, имеющие колеса с вперед загнутыми лопатками. По типам корпусов – это могут быть свободные колеса (например, крышные вентиляторы), канальные вентиляторы в круглом, квадратном и прямоугольном корпусах, вентиляторы в спиральном корпусе с одним или двумя выходами. По виду привода – это могут быть рабочие колеса непосредственно на валу двигателя или колеса на валу пошипникового узла, соединенного с электродвигателем шкиво - ременной передачей. Аэродинамика рабочего колеса радиального вентилятора сложнее, чем у осевого, трудно поддается расчету. Течение в радиальных колесах имеет развитые следы за лопатками, на большинстве режимов работы содержит отрывы потока, поэтому в спектрах шума радиальных вентиляторов существенный вклад дают низкие частоты (рис. 1.40). Дискретные составляющие присутствуют обычно в виде пика на лопаточной частоте и одной-двух её гармониках.

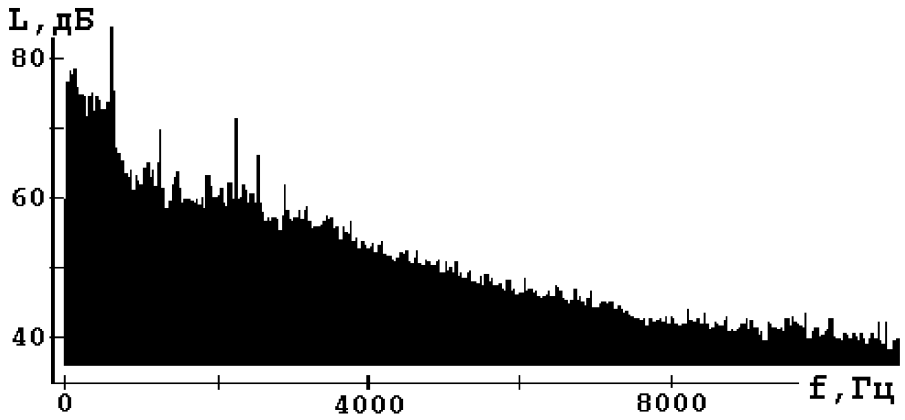


Рис. 1.40. Пример узкополосного спектра шума радиального канального вентилятора (загнутые назад лопатки рабочего колеса)

Течение в рабочих колесах с загнутыми назад лопатками более упорядоченное, чем в колесах с загнутыми вперед лопатками. В их спектрах обычно присутствует большее количество гармоник лопаточной частоты, ниже уровни широкополосного шума. При отклонении режима работы радиального вентилятора в сторону увеличения производительности от номинальной, обычно повышаются уровни широкополосного шума при небольшом росте дискретных составляющих. При отклонении режима работы радиального вентилятора в

сторону уменьшения производительности от номинальной, обычно повышаются уровни низкочастотного шума, связанного с отрывным течением в колесе и почти пропадают дискретные составляющие. Некачественная балансировка ротора, так же как и в случае осевых вентиляторов, приводит к появлению низкочастотных составляющих шума на частоте вращения ротора и её гармониках.

Диаметральные вентиляторы имеют рабочие колеса с загнутыми вперед лопатками, напоминающие соответствующие колеса радиальных вентиляторов, но совершенно другие корпуса и режимы течения. Практически к ним можно применить рассуждения о шуме радиальных вентиляторов с загнутыми вперед лопатками в спиральном корпусе с некоторым отличием: в корпусе диаметрального вентилятора формируются две вихревых аэродинамических структуры, которые определяют характер и особенности течения в нем, а, соответственно, и его шум. Для этих вентиляторов характерно присутствие в спектре шума ярко выраженных дискретных составляющих на лопаточной частоте и её гармониках.

1.5.6. ИСТОЧНИКИ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРОВ

Аэродинамический шум, вызванный аэродинамическим взаимодействием вращающихся и неподвижных элементов конструкции (например, лопаток рабочего колеса с элементами конструкции корпуса вентилятора), имеет периодический характер. Аэродинамический шум, вызванный турбулентностью и отрывными явлениями, носит, как правило, случайный характер. Механический шум может быть связан с работой подшипников электродвигателей, подшипниковых узлов. Кроме того, могут быть вибрации рабочего колеса, связанные с недостаточной его балансировкой, или вибрации шкиво-ременных передач, обусловленные колебаниями упругой рамной конструкции под воздействием колебаний ремней. Они приводят к распространению вибраций по конструкции вентилятора и системы воздуховодов и тем самым генерируют низкочастотный шум.

На рис. 1.41 схематично показан вентилятор, работающий в системе воздуховодов (тип вентилятора не имеет значения). Крепление воздуховода к вентилятору может быть жестким (на рис. 1.41 – это входной воздуховод) или через мягкую вставку (на рис.1.41 – это выходной воздуховод). Шум вентилятора распространяется по трем основным путям:

- по входному воздуховоду (навстречу потоку);
-по воздуховоду на выходе вентилятора (по потоку);
-через стенки корпуса вентилятора.

Кроме того, шум легко проходит через неплотности соединений, например, вентилятора с воздуховодом (на рис.1.41– через неплотности фланцевого

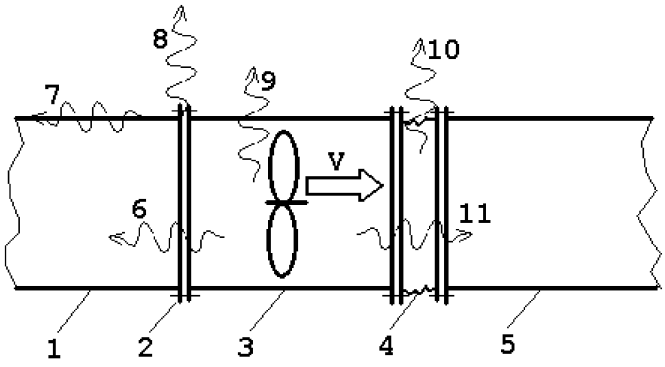


Рис. 1.41. Схема основных путей распространения шума вентилятора:
1- воздуховод на входе; 2- соединение вентилятора с воздуховодом; 3- вентилятор; 4- мягкая вставка; 5- воздуховод на выходе; 6- шум от вентилятора во входной воздуховод; 7- вибрации стенок входного воздуховода; 8- шум через неплотности соединений; 9- шум через стенки корпуса вентилятора; 10- шум через мягкую вставку; 11- шум от вентилятора в воздуховод на выходе

соединения вентилятора со входным воздуховодом). Мягкие вставки хорошо пропускают шум, особенно низкочастотный. Кроме этого, шум может быть вызван вибрацией вентилятора, если колесо имеет существенный остаточный дисбаланс. Вибрации хорошо передаются по конструкции вентилятора и, если он жестко соединен с воздуховодом, могут распространиться по воздуховоду достаточно далеко а, в случае локального резонанса, вызвать существенные вибрации и шум какого-либо отсека воздуховода.

1.5.7. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ШУМА ПО ВОЗДУХОВОДАМ

Если вентилятор работает с системой воздуховодов, то, выполняя акустический расчет системы, необходимо учитывать влияние системы на распространение шума по воздуховодам, через фасонные элементы, местные сопротивления, раздающие и приемные решетки и т.п. При этом необходимо помнить, что для аэродинамических источников шума в системе воздуховодов, таких, например, как гибкие воздуховоды и решетки (источники сильной турбулентности), тройники, отводы, повороты, шиберы (источники отрывных течений), излучаемая звуковая мощность пропорциональна потерянной аэродинамической мощности. Поэтому, для исключения возможности дополнительного генерирования шума самим потоком в системе воздуховодов, скорости движения воздуха по воздуховодам и в фасонных элементах должны быть ограничены величиной 6...8 м/с. Так, например, глушитель шума с перфорированными стенками и со звукопоглощающим материалом, при скорости потока выше 10..12 м/с, сам станет источником дополнительного шума на частотах выше примерно 1..2 кГц.

Всевозможные фасонные элементы, шиберы, решетки и др. имеют некоторое акустическое сопротивление и, в общем случае, могут способствовать некоторому снижению звуковой мощности, распространяющейся по системе. Некоторые фирмы, выпускающие воздуховоды и элементы вентиляционных систем, приводят данные о снижении звуковой мощности в этих элементах, которые можно использовать в акустических расчетах. Если такие данные отсутствуют, можно пользоваться рекомендациями, приведенными в работах [1,5].

В прямолинейных воздуховодах (или с незначительной кривизной) постоянного сечения происходит некоторое снижение звуковой мощности, которое приведено в табл. 1.5 на 1 м погонной длины.

Таблица 1.5

Снижение уровней звуковой мощности на 1м длины в прямолинейных воздуховодах для октавных частотных полос, дБ/м [1]

Форма проходного сечения	Гидравлический диаметр, мм	Центральные частоты октавных полос, Гц			
		125	250	500	1000 и выше
Круглая	75 – 200	0,1	0,15	0,15	0,3
	200 – 400	0,1	0,1	0,15	0,2
	400 – 800	0,06	0,06	0,1	0,15
	800 – 1600	0,03	0,03	0,06	0,06
Прямоугольная	75 – 200	0,6	0,45	0,3	0,3
	200 – 400	0,6	0,45	0,3	0,2
	400 – 800	0,6	0,3	0,15	0,15
	800 – 1600	0,3	0,15	0,1	0,06

Открытый конец воздуховода частично отражает распространяющиеся по воздуховоду звуковые волны назад в воздуховод. Отражение зависит от соотношения длины волны и диаметра воздуховода, геометрии фланца, но, для оценки, в первом приближении, можно воспользоваться табл. 1.6.

Таблица 1.6

Снижение уровней звуковой мощности выходящей из воздуховода в октавных полосах частот в результате отражения от открытого конца воздуховода, дБ [1]

Гидравлический диаметр, мм	Центральные частоты октавных полос, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
25	22	19	15	10	6	2	0
50	19	15	10	5	2	0	0
80	16	11	7	3	0	0	0
100	14	10	5	2	0	0	0
125	13	8	4	1	0	0	0
140	12	8	4	1	0	0	0
160	11	7	3	0	0	0	0
180	11	6	2	0	0	0	0
200	10	6	2	0	0	0	0
225	9	5	1	0	0	0	0
250	8	4	1	0	0	0	0
280	8	3	1	0	0	0	0
315	7	3	0	0	0	0	0
350	6	2	0	0	0	0	0
400	5	2	0	0	0	0	0
450	5	1	0	0	0	0	0
500	4	1	0	0	0	0	0
560	3	1	0	0	0	0	0
630	3	1	0	0	0	0	0
710	2	0	0	0	0	0	0
800	2	0	0	0	0	0	0
1000	1	0	0	0	0	0	0
1250	0	0	0	0	0	0	0

Плавные повороты и прямые колена также снижают звуковую мощность. При этом прямые колена без скругления дают большее снижение, чем колена с плавными скруглениями. В табл. 1.7 и 1.8 приведены данные снижения звуковой мощности в 90-градусных коленах без звукопоглощающей облицовки.

Таблица 1.7

Снижение уровней звуковой мощности в прямых коленах без скругления для октавных полос частот, дБ [1]

Ширина канала в плоскости поворота, мм	Центральные частоты октавных полос, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125	0	0	1	5	7	5	3
250	0	1	5	7	5	3	3
500	1	5	7	5	3	3	3
1000	5	7	5	3	3	3	3
2000	7	5	3	3	3	3	3

Таблица 1.8

Снижение уровней звуковой мощности в прямых коленах со скруглением для октавных полос частот, дБ [1]

Ширина канала в плоскости поворота, мм	Центральные частоты октавных полос, Гц						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125-250	0	0	0	1	2	3	3
250-500	0	0	1	2	3	3	3
500-1000	0	1	2	3	3	3	3
1000-2000	1	2	3	3	3	3	3

Литература

1. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Е.Я.Юдин, Л.А.Борисов, И.В.Горенштейн и др.; Под общ.ред.Е.Я.Юдина– М.: Машиностроение, 1985 – 400с.
2. Рекламные материалы по акустической измерительной аппаратуре фирмы «Брюль и Къер», Дания, Нэрум.
3. Шум на транспорте / Пер. с агнл. К.Г.Бомштейна. Под ред. В.Е.Тольского, Г.В.Бутакова, Б.Н.Мельникова. – М.: Транспорт, 1995. – 368с.
4. Акустика: Справочник / А.П.Ефимов, А.В.Никонов, М.А.Сапожков, В.И.Шоров; Под ред. М.А.Сапожкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Радио и связь, 1989.-336с.
5. ГИПРОНИИАВИАПРОМ. Труды института. Выпуск 1, 1967.

2. РАДИАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ СО СПИРАЛЬНЫМИ КОРПУСАМИ

В ходе работы с проектными организациями, а также в дискуссиях на семинарах, проводимых специалистами ООО «ИННОВЕНТ», выявился недостаток знаний основ аэродинамики радиальных вентиляторов и, как следствие этого, существенные ошибки в проектах, за которые заказчик вынужден платить повышенной мощностью электродвигателей, увеличенными габаритами вентустановок, повышенным шумом и т. д. Настоящая глава призвана заполнить эти пробелы.

Все многообразие общепромышленных радиальных (центробежных) вентиляторов можно условно разделить на две группы по типам используемых колес:

а) колеса с назад загнутыми лопатками;

б) колеса с вперед загнутыми лопатками (барабанные колеса).

Главное отличие вентиляторов с указанными колесами в развиваемом давлении и их аэродинамической эффективности. Так вентиляторы, имеющие колеса с назад загнутыми лопатками, имеют меньшие коэффициенты давления, но больший КПД, чем вентиляторы с колесами с вперед загнутыми лопатками. И те, и другие колеса могут быть использованы как в спиральных корпусах, так и в канальных. Особняком стоят крышные вентиляторы с веерным выбросом, которые, как правило, не имеют корпуса и в которых используются свободные колеса с назад загнутыми лопатками.

В системах вентиляции используются, в основном, вентиляторы низкого и среднего давления. Наиболее широко известны вентиляторы типа Ц4-75 (назад загнутые лопатки) и типа Ц14-46 (вперед загнутые лопатки) [1]. Эти вентиляторы выпускаются отечественной промышленностью уже на протяжении нескольких десятков лет. Их производство освоил ряд предприятий России и стран бывшего СССР. Следует отметить, что и за рубежом в ряде стран также выпускается немало вентиляторов, по конструкции и аэродинамическим характеристикам близких к указанным.

Исторически сложилось, что вентиляторы типа Ц4-75 выпускались и выпускаются под несколькими разными наименованиями: Ц4-75, ВЦ4-75, ВР80-75, что связано с изменениями стандарта, определяющего правила обозначения типа вентилятора. Первое число в обозначении типа пропорционально коэффициенту полного давления вентилятора (у данного вентилятора – 0,8). До изменения стандарта коэффициент пропорциональности был равен 5-ти, поэтому первое число в названии было – 4. В настоящее время коэффициент пропорциональности равен 100, поэтому первое число в названии – 80.

Вентилятор Ц4-75 появился в середине семидесятых годов в результате совершенствования и развития выпускавшегося с 60-х годов вентилятора Ц4-70. Основное отличие вентилятора Ц4-75 - в углах входа/выхода лопаток и в их кривизне, в результате чего он имеет несколько более высокий КПД, хотя и развивает несколько меньшее давление, чем вентилятор Ц4-70.

В 1994-95 годах в развитие вентилятора Ц4-75 был разработан новый вентилятор ВР-86-77. Основной целью его разработки было максимально возможное расширение рабочей характеристики в область больших производительностей при обеспечении столь же высоких значений КПД, как и у вентилятора Ц4-75. В его разработке принимали участие специалисты ООО «ИННОВЕНТ». На рисунке 2.1 приведены безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77 и его предшественников.

Вентилятор ВР-86-77 позволяет, при прочих равных условиях, получать заметно большие расходы воздуха, однако платой за это является некоторое повышение потребляемой (соответственно и установочной) мощности.

Рассмотренные родственные вентиляторы с загнутыми назад лопатками имеют большие значения КПД, поэтому предпочтительны в применении, но следует помнить о некоторых их особенностях.

Аэродинамические характеристики этих вентиляторов очень чувствительны к качеству изготовления узла стыковки входного коллектора с рабочим колесом. Максимальная эффективность вентилятора достигается при выполнении зазора между коллектором и колесом 0,5% на сторону от диаметра рабочего колеса. Например, для вентилятора №5 это – 2,5 мм. В реальных заводских условиях такие малые зазоры часто просто не реализуются. Кроме того, в ряде установок такие зазоры технологически нереализуемы. Например, в горячих машинах из-за возможных тепловых деформаций или в транспортных машинах из-за повышенных вибраций и ударов и т.п. Важно также соблюсти малый кольцевой зазор между валом рабочего колеса и задней стенкой спирального корпуса вентилятора. Эти, а также и некоторые другие отклонения от аэродинамической схемы могут явиться причиной заметных изменений аэродинамической характеристики вентилятора. На рис. 2.2 приведено сравнение аэродинамической характеристики

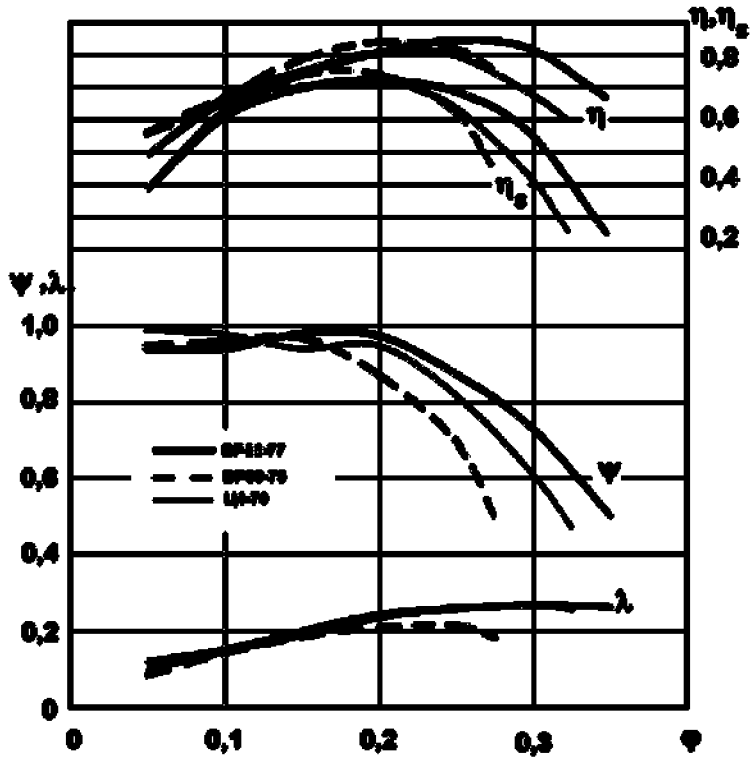


Рис. 2.1. Сравнение радиальных вентиляторов низкого давления : ψ-коэффициент полного давления; φ-коэффициент производительности; λ-коэффициент мощности; s-статические параметры

Рис. 2.2. Безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора ВР80-75

вентилятора, максимально приближенного к аэродинамической схеме, и такого же вентилятора, но некачественного исполнения. Как видно, потери могут быть очень велики. Это характерно для всех вентиляторов с загнутыми назад лопатками, причем и зарубежных тоже.

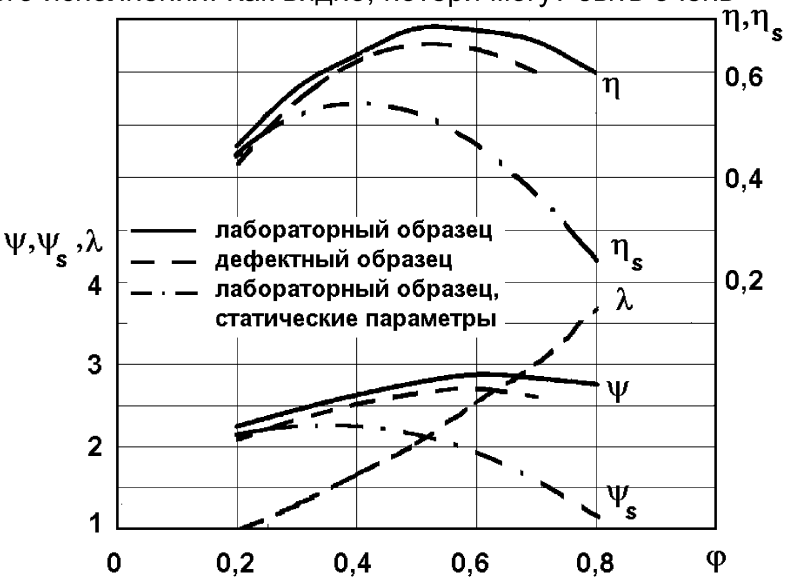


Рис. 2.3. Безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора Ц14-46.

Вентилятор типа Ц14-46 также является одним из самых широко распространенных. В этом вентиляторе используются рабочие колеса с загнутыми вперед лопатками. Из-за больших аэродинамических потерь в колесе, эти вентиляторы имеют меньшие значения КПД, чем вентиляторы с загнутыми назад лопатками. Эти вентиляторы менее чувствительны к качеству исполнения узла «входной коллектор/рабочее колесо», однако и у них конструктивные отклонения могут привести к потерям аэродинамических характеристик (см. рис. 2.3). При этом основные проблемы могут возникнуть при увеличении зазоров между коллектором и колесом, между валом колеса и задней стенкой спирального корпуса, при неправильной форме «языка» спирального корпуса и т.п. Однако такого типа вентиляторы имеют более широкие аэродинамические характеристики и могут использоваться в ряде случаев, когда требуется уменьшить габариты вентилятора. Кроме того, следует отметить, что в вытяжных системах с запыленным потоком барабанные колеса работают очень плохо – на них интенсивно откладывается пыль, и это может явиться причиной повышенного шума и вибраций. Вентиляторы с загнутыми назад лопатками гораздо менее чувствительны к отложению пыли.

2.1.ОБ ЭФФЕКТИВНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Рассмотрим теперь некоторые особенности применения указанных двух типов вентиляторов в приточно-вытяжных системах вентиляции.

2.1.1. СЕТЬ НА СТОРОНЕ ВСАСЫВАНИЯ

В этом случае сопротивление сети равно $Pc=\sum\Delta P_{i\text{всас}}+P_{dv}$, где величина P_{dv} является динамическим давлением вентилятора и определяется по скорости $V_{вент}$ выхода потока из вентилятора: $P_{dv}=\rho\cdot V^2_{вент}/2$. Если поток выходит из вентилятора непосредственно в атмосферу, то скоростной напор вентилятора полностью теряется. Гидравлическая мощность потока, выходящего из вентилятора равна $Q\cdot P_{dv}$, а из электрической сети на его создание затрачена мощность равная $Q\cdot P_{dv}/(\eta_в\cdot\eta_э)$, где $\eta_в$, $\eta_э$ –КПД вентилятора и электродвигателя, соответственно. Если высокая скорость выхода потока из вентилятора не обусловлена технологической необходимостью, то в ряде случаев потери могут достигать более половины потребляемой вентилятором мощности. Рассмотрим эффективность работы вентиляторов в сети на примере двух близких по аэродинамическим характеристикам вентиляторов: ВР-86-77-5 (колесо N5 с назад

загнутыми лопатками) и ВР 300-45-3,15 (колесо N3,15 с вперед загнутыми лопатками). Вентиляторы имеют одни и те же электродвигатели мощностью 2,2кВт (1420об/ мин). Аэродинамические характеристики вентиляторов приведены на рис. 2.4. Как видно, вентиляторы имеют приблизительно равное максимальное полное давление, причем вентилятор меньшего типоразмера ВР 300-45-3,15 может в некотором диапазоне производительности заменить вентилятор ВР-86-77-5. Предположим, необходимо подобрать вентилятор с производительностью 5000м^3/час и давлением 700….800 Па. Параметры вентиляторов при производительности 5000м^3/час сведены в табл. 2.1. Здесь: P_v, P_{sv}, P_{dv} - полное, статическое и динамическое давление вентилятора; η_v, η_{sv} – полный и статический КПД вентилятора; $V_{вент}$ - скорость выхода потока из вентилятора; $N_в$–мощность, потребляемая вентилятором, $N_{вент.из\ сети}$ -мощность потребляемая вентилятором из электрической сети (КПД электродвигателя принят равным $\eta_э$= 0,8), $N_{вых}$ – мощность, потребляемая вентилятором из сети для получения потока со скоростью $V_{вент}$ (потери с выходной скоростью).

Рис. 2.4 Аэродинамические характеристики вентиляторов: ——— ВР 300-45-3,15; — — ВР-86-77-5

Таблица 2.1

Вентилятор	P_v	P_{sv}	$V_{вент}$, м/с	P_{dv}	$N_{вт}$, кВт	$N_{вент.из\ сети}$, кВт	η_v	η_{sv}	$N_{вых}$, кВт
ВР 300-45-3,15	860	374	28,5	486	1,9	2,38	0,63	0,27	1,34
ВР-86-77-5	805	728	11,4	77	1,4	1,78	0,79	0,72	0,17

Как видно, доля скоростного напора у вентилятора ВР300-45-3,15 в полном давлении значительно выше, чем у вентилятора типа ВР-86-77-5, из-за чего, несмотря одинаковые полные давления, он имеет в два раза меньше статическое давление. Кроме этого вентилятор ВР300-45-3,15 на заданном режиме имеет на 25% больше потребляемую мощность, причем эта мощность тратится в большей мере, на создание потока с высокой скоростью на выходе из вентилятора, чем на статическое давление. Прямые потери с выходной скоростью (мощность $N_{вых}$, потребляемая из электрической сети) у вентилятора ВР-86-77-5 составляет 0,17кВт, а у вентилятора ВР300-45-3,15 -1,34кВт, **то есть более половины всей потребляемой из сети мощности!** Потери с выходной скоростью характеризует статический КПД вентилятора: у вентилятора ВР 300-45-3,15 он составляет η_{sv} =0,27, а у вентилятора ВР-86-77 -5 - уже 0,72.

Выше было проведено сравнение эффективности вентиляторов. Кроме разной эффективности работы вентиляторов возникает вопрос, а дадут ли вентиляторы требуемую производительность в сети? Неизвестно. Если при подборе вентилятора не указано, статическое или полное давление, то подбор вентилятора имеет неоднозначное решение. Если расчет сопротивления сети был проведен с учетом рекомендаций приведенных в разделе 1.4, то есть сопротивление сети включает динамическое давление вентилятора, то заданное давление вентилятора является полным. В этом случае все определяется величиной динамического давления, которое было принято при расчете сопротивления сети. Положим, что динамическое давление составляет 100 Па, тогда сопротивление сети по статическим параметрам равно 700 Па. Вентилятор ВР-86-77- 5 в этой сети будет иметь заданную производительность, так как на заданном режиме по производительности его статическое давление 728Па. Аэродинамические характеристики вентилятора ВР 300-45-3,15 приведены на рис. 2.5 сплошными линиями. Как видно, вентилятор ВР 300-45-3,15 в этой сети будет иметь производительность приблизительно 4250м^3/час (рабочий режим вентилятора - точка А), вместо ожидаемой 5000м^3/час. Как исправить ошибку подбора вентилятора, другими словами, как увеличить производительность вентилятора ВР 300-45-3,15 без заметного увеличения потребляемой мощности? Увеличить производительность вентилятора можно за счет установки диффузора. Результаты испытаний различных диффузоров совместно с вентиляторами (с учетом влияния неравномерности течения на выходе из вентилятора) приведены в справочнике по гидравлическим сопротивлениям [2]. Рассмотрим, как меняются параметры вентиляторов с диффузорами: пирамидальным диффузором длиной 0,5м и ступенчатым диффузором длиной, равной стороне квадрата выходного сечения соответствующего вентилятора. Оба диффузора имеют углы раскрытия 15° и скорость потока на выходе 8м/с. Результаты расчетов приведены в табл. 2.2 (пример определения геометрических параметров диффузоров приведен ниже). Так как динамического давление вентилятора ВР 86-77-5 мало и составляет всего 77 ПА, то статическое давление при установке диффузоров увеличивается всего на 20…30Па, а статический КПД вентилятора увеличился с η_{sv}=0,72 до η'_{sv} =0,74…0,79. Динамическое давление вентилятора ВР-300-45-3,15 составляет 486 Па. Установка диффузора привела к увеличению статического давления с P_{sv}=374 Па до 635…700 Па, при этом статический КПД увеличился с η_{sv}=0,27 до η'_{sv} =

Рис. 2.5. Аэродинамические характеристики вентилятора ВР 300-45-3,15: сплошная линия – без диффузора, пуктирная – с диффузором (индекс ‘ относится к параметрам установки, то есть к вентилятору с диффузором)

0,47…0,51. Потери из сети с выходной скоростью для обоих вентиляторов существенно меньше, чем без диффузоров и составляют примерно 100Вт.

Табл. 2.2

Диффузор	ВР-300-45-3,15				ВР-86-77-5			
	ξ	P'_v	P'_{sv}	η'_{sv}	ξ	P'_v	P'_{sv}	η'_{sv}
Пирамидальный	0,385	673	635	0,47	0,32	780	742	0,74
Ступенчатый	0,25	738	700	0,51	0,15	794	756	0,79

Характеристики вентилятора ВР-300-45-3,15 со ступенчатым диффузором приведены на рис. 2.5 пунктирной линией (коэффициент потерь в диффузоре ξ принят постоянным при изменении производительности). Как видно, вентилятор ВР-300-45-3,15 с диффузором имеет заданную производительность 5000м^3/час (рабочий режим вентилятора - точка В). Выбирая из двух вентиляторов: ВР-300-45-3,15 с диффузором и ВР-86-77-5 (без диффузора), которые обеспечивают заданную производительность, необходимо помнить, что вентилятор ВР-300-45-3,15 потребляет из сети 2,38 кВт, а вентилятор ВР-86-77-5 -1,78 кВт.

2.1.2. СЕТЬ НА ВХОДЕ/ВЫХОДЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Рассмотренные выше вентиляторы имеют следующие средние скорости в выходном сечении на режиме максимума КПД: ВР-86-77-5 – около 15 м/с, ВР 300-45-3,15 – около 21 м/с. Такие большие скорости потока недопустимы в воздуховодах из-за больших потерь и высоких уровней аэродинамического шума. Поэтому для уменьшения скорости потока необходимо расширять проходное сечение воздуховода после вентилятора, и, следовательно, в этом случае применимы приведенные в предыдущем пункте данные по диффузорам. Однако, в отличие от рассмотренного выше случая, здесь частично используется скоростной напор потока на выходе диффузора.

Эти проблемы очень существенны, например, при рассмотрении реальных свободных давлений типовых приточных установок, в которых радиальный вентилятор в спиральном корпусе стоит последним и установка заканчивается выходной присоединительной рамкой спирального корпуса. Для таких установок дается полное давление вентилятора, но при отсутствии хорошего диффузора после установки можно, как рассмотрено выше, потерять значительную долю динамического давления, что приведет к завышенным оценкам свободного давления приточной установки. Так, чтобы уменьшить габариты приточных установок, применяют вентиляторы №2,5 с загнутыми назад лопатками (аналоги ВР-86-77) и с частотой вращения рабочего колеса около 3500 об/мин! Это приводит к очень большой скорости в выходном сечении вентилятора, для снижения которой необходимо установить диффузор. В каждом таком случае надо внимательно оценивать доли статического и динамического давлений на выходе вентилятора.

Еще один интересный случай связан с применением канальных вентиляторов, в которых используются «лежащие на боку радиальные колеса» с загнутыми вперед лопатками, аналоги вентилятора Ц14-46, и двигатель с внешним ротором (т.е. внутри ящика находится сильно зажатый с боков спиральный корпус). Такие колеса очень чувствительны к условиям входа потока, поэтому, если не предпринимать специальных мер во входном устройстве, можно сильно ухудшить аэродинамическую характеристику вентилятора. Кроме того, значительная часть электродвигателя оказывается внутри рабочего колеса, что

существенно ограничивает расход вентилятора. Выходное сечение вписанного в ящик спирального корпуса занимает по площади около четверти от всей площади присоединительного отверстия вентилятора, то есть, если к выходу такого вентилятора присоединить воздуховод соответствующего сечения, то активным и высокоскоростным потоком будет занята лишь небольшая часть поперечного сечения. Это приводит к существенным потерям полного давления, поэтому такие канальные вентиляторы имеют малые значения КПД.

2.1.3. СЕТЬ НА СТОРОНЕ НАГНЕТАНИЯ

К выходу потока из вентилятора применимы все положения п.2.1.2. Условия входа потока в вентилятор в каждом конкретном случае необходимо проверять: если вентилятор не имеет плавного входного коллектора (часть вентиляторов предназначена для использования с входными воздуховодами и имеют входные фланцы), это может быть причиной дополнительных входных потерь и шума.

Литература

1. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. М., «Машиностроение», 1975, 416с.
2. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, -Под ред. М.О. Штейнберга, 3-е изд. перераб. и доп., М. Машиностроение,1992,672с.

2.2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ДИФФУЗОРОВ НА ВЫХОДЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Рассмотрим работу радиальных вентиляторов типа ВР80-75 и его аналогов ВЦ4-75 (Ц4-75). Среднерасходная скорость воздуха $V_{вент}$ в выходном сечении вентиляторов ВР80-75 может быть от 5..6 м/с до 22 м/с (в зависимости от номера вентилятора, частоты вращения и режима работы). Как известно, аэродинамические потери в воздуховодах определяются в долях скоростного напора $\rho V_o^2/2$; здесь ρ – плотность перемещаемого воздуха, V_o - среднерасходная скорость воздуха в воздуховоде. Для обеспечения приемлемого уровня аэродинамических потерь, средняя скорость воздуха в присоединяемых к выходу вентилятора воздуховодах V_o не должна превышать 7..9 м/с. Отсюда следует, что в ряде случаев необходимо уменьшать скорость воздуха перед входом в воздуховод примерно в три раза (в зависимости от конкретного рабочего режима вентилятора). Если же сеть находится только перед вентилятором, то весь скоростной напор на выходе вентилятора, равный $\rho V^2_{вент}/2$ теряется, в этом случае используется только статическое давление вентилятора и эффективность вентилятора оценивается КПД по статическим параметрам. Чтобы избежать потерь динамического давления, скорость воздуха на выходе вентилятора надо также уменьшать, восстанавливая таким образом статическое давление.

В обоих случаях, для снижения скорости воздуха на выходе вентилятора должен быть использован диффузор. Теоретически (при восстановлении статического давления без потерь), можно восстановить давление, равное разности скоростных напоров ($\rho V_{вент}^2/2 - \rho V_o^2/2$), однако, в действительности, этот выигрыш будет меньше, из-за потерь в диффузоре. Для определения геометрии оптимального диффузора можно воспользоваться работой [1], в которой приведены результаты исследования различных диффузоров: плоских односторонних, плоских двухсторонних, пирамидальных, ступенчатых.

Если руководствоваться требованиями простоты изготовления и минимальности габаритов, при сохранении высокой эффективности, то этим

требованиям соответствует пирамидальный диффузор со ступенчатыми стенками [1]. В рассматриваемом случае, для снижения скорости воздуха на выходе вентилятора не более чем в три раза (**V/Vo = Fo/F<=3**), можно рекомендовать следующую геометрию диффузора (рис. 2.6).

На выходе вентилятора устанавливается диффузор прямоугольного сечения (пирамидальная секция 2 на рис.2.6) с углом раскрытия **a** = 8..9°. Длина этой секции принимается в долях ширины выходного отверстия вентилятора **B** в плоскости раскрытия спирали **Ld = 1,5B**. Ширина выходного отверстия расширяющейся части **B1**, **C1** определяется из построения. Поперечные размеры **Bo**, **Co** определяются из выбранного отношения **Fo/ F** из условий обеспечения скорости в воздуховоде **Vo** не более 7..9 м/с : **Bo/B**, **Co/C = √(Fo/ F)**. На рисунке показана схема установки в плоскости раскрытия спирального корпуса, соответствующий размер **Co** в перпендикулярной плоскости определяется из выбранного отношения площадей **Fo/ F** при известной площади выхода вентилятора **F**.

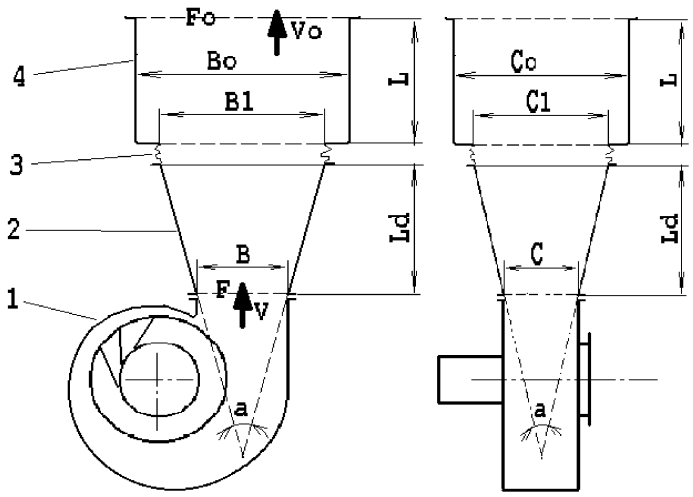


Рис. 2.6. Схема установки ступенчатого пирамидального диффузора на выходе вентилятора [1]: 1- вентилятор; 2- пирамидальная часть диффузора; 3- гибкая вставка; 4- прямоугольный участок диффузора; **a**- угол раскрытия диффузора

Обычно после вентилятора устанавливается гибкая вставка 3 для исключения передачи возможных вибраций и пусковых движений от вентилятора к воздуховодам. В рассматриваемом случае, для снижения возмущений потока на входе в диффузор, рекомендуется гибкую вставку размещать после пирамидальной части диффузора

В том случае, когда после вентилятора имеется система воздуховодов, прямоугольный участок диффузора 4 может быть просто началом воздуховода, и его поперечные размеры **Bo**, **Co** определяются из условий обеспечения скорости в воздуховоде **Vo** не более 7..9 м/с и **Fo/ F** не более **3**. При этом длина прямого участка 4 выбирается в долях его ширины **L = 3 Bo**.

В том случае, когда после вентилятора нет воздуховодов и осуществляется непосредственный выброс воздуха в атмосферу, длина прямого участка 4 выбирается в долях его ширины **L = 3 Bo**, поперечные размеры **Bo**, **Co** определяются из условий обеспечения скорости на выходе **Vo** не более 7..9 м/с и **Fo/ F** не более **3**.

Пример:

Вентилятор ВР80-75 №3,15 (n= 2850 об./мин) имеет следующие параметры:

производительность – 3000 м^3/час;

полное давление – 940 Па;

КПД по полным параметрам – 0,79.

Так как размер выходного отверстия вентилятора **B** x **C** –220x220 мм^2, то:

средняя скорость в выходном сечении **V=** 17 м/с;

скоростной напор на выходе из вентилятора – 176 Па;

статическое давление – 764 Па;

КПД по статическим параметрам – 0,64.

Принимая угол раскрытия диффузора **a** = 9^o и **Ld = 1,5B** , получим **Ld** = 330 мм, **B1**=272 мм, **C1**=272 мм;

Fo = F* V/ Vo = 0,0484*17/7 = 0,118 $м^2$, отсюда **Bo/B**, **Co/C = √(Fo/ F)**.

Bo = B*√(Fo/ F)= 220*√(0,118/0,0484) =344 мм;

Co = C*√(Fo/ F)= 220*√(0,118/0,0484) =344 мм;

L = 3*Bo = 3*344 = 1032 мм.

Если за вентилятором установлен воздуховод, то можно принять следующие размеры: Bo=355мм и Co=355мм – это и будут поперечные размеры воздуховода.

Потери в диффузоре:

ΔP≈0,2*0,6*(17)^2≈35Па

Скоростной напор на выходе из диффузора:

ρ Vo^2 /2=0,6*$(7)^2$≈30Па

Таким образом, прибавка к статическому давлению вентилятора составит:

ΔP ≈176-35-30≈111Па

Необходимо отметить, что применение таких диффузоров в вентиляторах с вперед загнутыми лопатками, окажется существенно более выгодным, поскольку в вентиляторах типа ВЦ14-46 (ВР-300-45) скорость в выходном сечении может быть заметно выше. Например, в вентиляторе ВЦ14-46-2,5 при скорости вращения 2850об/мин и производительности 4500$м^3$/час скоростной напор на выходе составляет около 1000 Па (скорость около 41 м/с). Это составляет, примерно, половину полного давления вентилятора на указанном режиме!

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М.О.Штейнберга – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992, 672с.

3. КАНАЛЬНЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

В течение 90-х годов на отечественном рынке вентиляционного оборудования появились и прочно закрепились так называемые канальные вентиляторы ряда зарубежных фирм. На английском языке они называются “in-line fan”, что можно перевести как вентилятор, не изменяющий направление движения воздуха, встраиваемый в линию или “duct fan”, т.е. канальный вентилятор. Необходимо отметить, что канальные вентиляторы не являются некой новинкой в России, исследования и разработки по ним велись давно. В научной литературе такого типа вентиляторы именуются прямоточными радиальными вентиляторами. Научно-исследовательские работы по этим вентиляторам были вызваны определенными ограничениями в компоновочных решениях, которые имеют место при использовании радиальных вентиляторов со спиральным корпусом. Основной задачей при разработке новых аэродинамических схем прямоточных радиальных вентиляторов было сохранение высокого КПД и коэффициента давления, свойственных радиальным вентиляторам со спиральным корпусом [1]. Это приводило к усложнению конструкции, так как для получения высокой эффективности за колесом необходимо было устанавливать сложные спрямляющие аппараты. Как альтернатива, использовались различного рода безлопаточные диффузоры, что вызывало увеличение размеров и, соответственно, стоимости вентиляторов. Западные фирмы пошли по более простому пути - разумное снижение эффективности вентилятора компенсировалось технологичностью для обеспечения массового производства и улучшением компоновочных возможностей для потребителя. Изначально канальные радиальные вентиляторы не предназначались для использования в качестве самостоятельных агрегатов, а использовались как вентиляторы доводчики, встраиваемые в воздуховоды (вентиляционные системы). Поэтому и корпуса вентиляторов имеют присоединительные патрубки или фланцы под стандартные сечения круглых или же прямоугольных воздуховодов. В дальнейшем, после удачного опыта использования канальных вентиляторов и очевидных преимуществ в компоновке, их развитие шло в направлении разработки вентилятора как самостоятельного изделия, что в последствии привело к появлению, в частности, канальных вентиляторов в квадратном корпусе.

В настоящее время канальные вентиляторы на российском рынке представляют крупнейшие европейские фирмы-производители, например: “Systemair”[2], “Ostberg”[3], “Rosenberg”[4], “Vent-Axia”[5], “KORF”[6]. В последние годы канальные вентиляторы начали производить ряд российских предприятий, например: “ЛотВентСервис” [7], “Лиссант” [8], “КлиматВентМаш” [9], “ИННОВЕНТ” [10]. В большинстве случаев - это сборка прямых аналогов западных вентиляторов, но некоторые российские предприятия производят вентиляторы собственных оригинальных разработок: “ИННОВЕНТ”, “КлиматВентМаш”. И как это обычно имеет место, появились плохие копии канальных вентиляторов российских разработок.

Каждая разновидность канальных вентиляторов обладает своими достоинствами и недостатками и, соответственно, характерными областями применения. Как быть проектировщику или рядовому потребителю, какой тип вентилятора выбрать, какие особенности имеет каждый тип вентиляторов и как их учитывать при выборе того или иного типа вентилятора для конкретных условий эксплуатации? Чтобы ответить на эти вопросы, необходимо сначала разобраться в многообразии канальных вентиляторов, то есть классифицировать вентиляторы.

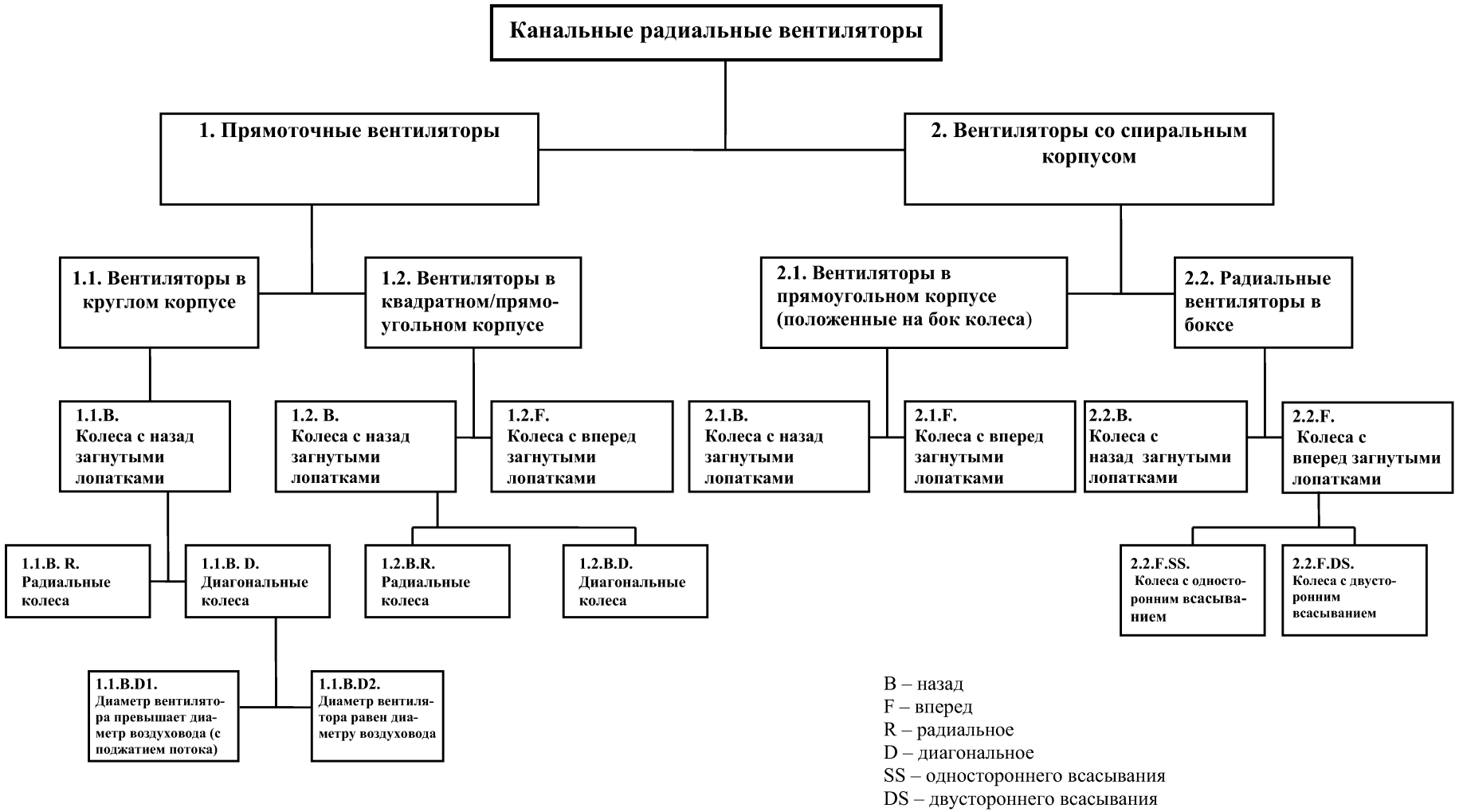


Рис. 3.1. Классификация канальных радиальных вентиляторов

Как правило, в каталогах западных производителей канальные вентиляторы классифицируются по типу воздуховодов, а именно, вентиляторы «для круглых», «прямоугольных» или «квадратных» воздуховодов. К чему приводит такой упрощенный подход видно на простом примере: если к вентилятору для «прямоугольного воздуховода» пристыковать переходник (адаптер) для круглого воздуховода, то вентилятор формально превращается в вентилятор для «круглых воздуховодов», хотя имеет корпус, разработанный для прямоугольных воздуховодов.

Мы предлагаем свою классификацию канальных вентиляторов, которая приведена на рис.3.1. Основой классификации является ряд отличительных конструктивных признаков, наиболее существенно влияющих на аэродинамические характеристики вентиляторов. Оговоримся сразу же, что термин «канальные радиальные вентиляторы» мы относим только к вентиляторам, у которых **течение в колесе радиальное, причем на входе и выходе из вентилятора направления течения совпадают, и которые имеют входные и выходные фланцы или патрубки для присоединения к воздуховоду.** При этом ось вращения колеса может быть расположена произвольно относительно оси канала (воздуховода). Таким образом, под понятие «канальные радиальные вентиляторы» не подходят: крышные вентиляторы с факельным выбросом (не имеют выходного присоединительного фланца), осевые и диаметральные (прямоточные) вентиляторы, так как течение в них не является радиальным. Далее, мы упускаем слово радиальные, и именуем их «канальные вентиляторы».

Основное конструктивное отличие канальных вентиляторов заключается в устройстве снижающем закрутку потока на выходе из радиального колеса, то есть в наличии спрямляющего аппарата или спирального корпуса. По этому признаку вентиляторы делятся на две большие группы: канальные вентиляторы со спрямляющим аппаратом (прямоточные) и канальные вентиляторы со спиральным корпусом. К первой группе относятся вентиляторы с круглыми, квадратными или прямоугольными корпусами, течение в которых схематично изображено на рис. 3.2. Отличительной чертой этих вентиляторов является то, что ось вращения колеса расположена параллельно направлению потока во входном/выходном воздуховоде. В дальнейшем эту группу канальных вентиляторов будем называть прямоточными радиальными вентиляторами или **прямоточными канальными вентиляторами**. Прямоточные канальные вентиляторы всегда имеют в том или ином виде спрямляющий аппарат; у вентиляторов с круглым корпусом это специальные стойки крепления электродвигателя, а у вентилятора с квадратным (прямоугольным) корпусом роль спрямляющего аппарата выполняют углы корпуса и стойки крепления электродвигателя. В группу прямоточных канальных вентиляторов входят вентиляторы с круглым корпусом (тип **1.1**) и вентиляторы с квадратным/прямоугольным корпусом (тип **1.2**).

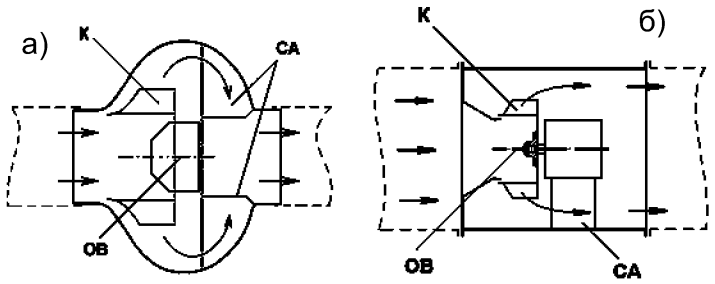


Рис. 3.2. Прямоточные канальные вентиляторы:
а) с круглым корпусом, тип **1.1**; б)- с квадратным (прямоугольным корпусом), тип **1.2**; К –колесо; СА - спрямляющий аппарат; ОВ -ось вращения колеса

Вентиляторы второй группы, то есть **канальные вентиляторы со спиральным корпусом**, схематично изображены на рис.3.3. Отличительной чертой этих вентиляторов является то, что ось вращения колеса расположена перпендикулярно направлению потока во входном/выходном воздуховоде. В эту группу входят вентиляторы с прямоугольными корпусами, так называемые «положенные на бок колеса» (тип **2.1**) и вентиляторы со спиральными корпусами, но установленные в боксы /ящики (тип **2.2**). Вентиляторы этой группы всегда имеют в том или ином виде спиральный корпус (или его упрощенный элемент) для организации выхода потока.

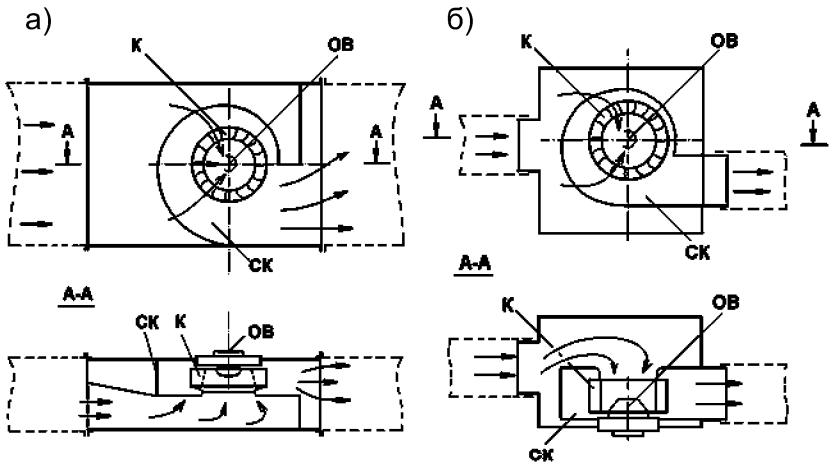


Рис. 3.3. Канальные вентиляторы со спиральным корпусом:
а) «положенные на бок колеса» (**2.1**); б) вентиляторы со спиральным корпусом в боксе (**2.2**): К – колесо; СК – спиральный корпус; ОВ - ось вращения колеса

Вентиляторы второй группы, строго говоря, не являются канальными вентиляторами, хотя и попадают под признаки канальных вентиляторов. Мы умышленно называем эту группу канальными вентиляторами со спиральным корпусом, чтобы показать, что это те же радиальные вентиляторы, но несколько видоизмененные. Так, например, вентиляторы «с положенными на бок колесами» (тип **2.1**, рис. 3.3а) - это вентиляторы с входным коробом, который выродился в некую узкую полость на входе и с элементом спирали на выходе. Канальные вентиляторы со спиральным корпусом установленные в бокс (тип **2.2**, рис.3.3б), как и следует из определения, являются обычными радиальными вентиляторами, но имеют видоизмененный входной короб, который принял форму объемлющего вентилятор бокса.

Следующее отличие, которое наблюдается внутри каждой из двух групп вентиляторов, - это типы используемых колес. Исходя из различий аэродинамических характеристик, принято разделять радиальные колеса на две группы: с назад загнутыми лопатками и с вперед загнутыми лопатками. Первые имеют максимальные коэффициенты производительности примерно до 0,4..0,42 и коэффициенты полного давления – до 0,7..1. У вентиляторов с колесами такого типа разница между статическим и полным давлениями обычно невелика и они имеют достаточно большие к.п.д. Вентиляторы с колесами с вперед загнутыми лопатками имеют максимальные коэффициенты производительности примерно до 0,8 и коэффициенты давления – до 2,5.. 3. Рабочие колеса с загнутыми вперед лопатками имеют очень большие скорости закручивания потока на выходе и поэтому используются только со спиральным корпусом. Аэродинамический к.п.д. таких вентиляторов несколько меньше, чем у аналогичных вентиляторов с загнутыми назад лопатками, однако они позволяют получить требуемые параметры в рабочей точке при меньших габаритах или меньшей частоте вращения, что в ряде случаев бывает решающим. Однако из-за большой скорости потока на выходе из вентилятора, у них динамическое давление (подсчитанное по

скорости в выходном сечении спирального корпуса) составляет большую долю в полном давлении, чем у вентиляторов с назад загнутыми лопатками. В ряде случаев использования колес с вперед загнутыми лопатками в канальных вентиляторах динамическое давление полностью теряется.

В прямоточных канальных вентиляторах, как правило, используются колеса с назад загнутыми лопатками (хотя есть один представитель с вперед загнутыми лопатками), и конструктивно вентиляторы отличаются, в зависимости от разновидности используемых колес: обычные радиальные или диагональные колеса. Вентиляторы с круглым корпусом и с диагональными колесами (**1.1.B.D**) в свою очередь могут иметь корпуса с поджатием потока (**1.1.B.D1**) и без такового - (**1.1.B.D2**), что также приводит к некоторому различию в аэродинамических характеристиках.

В канальных вентиляторах со спиральным корпусом, используются колеса как с вперед, так и назад загнутыми лопатками. Вентиляторы с прямоугольным корпусом (положенные на бок колеса- **2.1**) выпускаются с назад (**2.1.B**) и с вперед загнутыми лопатками (**2.1.F**). Вентиляторы с назад загнутыми лопатками (**2.1.B**) могут иметь как развитый спиральный корпус, так и упрощенный (три стенки на выходе), но мы не разделяем эти типы вентиляторов, так как не обнаружили существенных различий в аэродинамических характеристиках. Вентиляторы в боксе (**2.2**), с вперед загнутыми лопатками (**2.2.F**) имеют несколько исполнений: колеса одностороннего (**2.2.F.SS**), двустороннего (**2.2.F.DS**) всасывания. В этой группе существуют также сдвоенные вентиляторы, вентиляторы с несколькими входами, которые мы умышленно не вставили в классификацию, так как они образованы за счет простого увеличения функциональных элементов.

Переходя к анализу аэродинамических характеристик и конструктивных отличий канальных вентиляторов, рассмотрим некоторые особенности используемых электродвигателей, которые, в известной мере, влияют на их аэродинамические характеристики. Обычно в канальных вентиляторах западных производителей используются встроенные в колеса электродвигатели с внешним ротором и с повышенным скольжением. Размещение электродвигателя с внешним ротором внутри колеса конструктивно обосновано только для канальных вентиляторов со спиральным корпусом - в прямоугольном корпусе (**2.1**) и в боксе (**2.2**), то есть в тех случаях, когда необходимо иметь минимальную высоту вентиляторов. У прямоточных канальных вентиляторов установка электродвигателя внутри колеса влияет только на длину вентилятора, что в большинстве случаев не является определяющим. Например, разница в длине в 50…100 мм корпуса вентилятора, установленного в воздуховод длиной 10 метров не является принципиальной. Использование же электродвигателей с внешним ротором имеет ряд особенностей. Во-первых, загромождение колеса вентилятора всегда приводит к ухудшению его аэродинамических характеристик, в большей мере это относится к вентиляторам с вперед загнутыми лопатками, в меньшей мере - назад. Во-вторых, мощность этих двигателей, как правило, меньше максимальной потребляемой колесом мощности, о чем свидетельствует значительная разница между номинальной (паспортной) и синхронной частотой вращения. При увеличении нагрузки (например, увеличении производительности вентиляторов), такие электродвигатели снижают обороты. Это приводит к тому, что характеристика вентилятора, как правило, является круто падающей, а при отрицательных температурах аэродинамическую характеристику вентилятора трудно предсказать. Принято считать, что достоинством таких электродвигателей является то, что при перегрузке они не сгорают, так как встроенное термореле отключает электродвигатель. Но следует помнить, что при этом вентилятор и, следовательно, вентсистема не работают, вплоть до понижения температуры

обмоток за счет естественной конвекции. Преимуществом этих электродвигателей является то, что они легко регулируются в сторону снижения оборотов за счет понижения напряжения питания (например, с помощью трансформатора). Однако следует помнить, что такое регулирование менее эффективно, чем регулирование частотными преобразователями. Так, при глубоком регулировании (уменьшение производительности в 2…3 раза) трансформатором, эффективность системы вентилятор + электродвигатель в той же сети уменьшается не на проценты, а в 1,5…2 раза.

В российских канальных вентиляторах оригинальных разработок используются, как правило, обычные асинхронные электродвигатели с вращающимся ротором, а в копиях западных канальных вентиляторов – с внешним ротором. В отечественной практике принято, что электродвигатели должны иметь большую мощность, чем потребляет колесо для компенсации колебания сопротивления сети, обеспечения нормального запуска и работы при отрицательных температурах перемещаемого воздуха. У электродвигателей малой мощности это превышение может достигать 1,4 раза и более. Это означает, что отечественные вентиляторы, в том числе и канальные, имеют переразмеренные электродвигатели, по сравнению с импортными аналогами, что необходимо учитывать при сравнительном анализе эффективности вентиляторов. Достоинством обычных асинхронных электродвигателей, вынесенных за пределы колеса, является то, что они не ухудшают аэродинамических характеристик вентиляторов, а недостатком - невозможность регулирования частоты вращения понижением напряжения питания (требуются дорогие частотные преобразователи).

Перейдем непосредственно к сравнению канальных вентиляторов. При анализе аэродинамических характеристик вентиляторов мы полагаем, что сравнивать необходимо вентиляторы, имеющие электродвигатели одинаковой мощности и, по возможности, близкие габариты. Полагаем также, что рабочий диапазон характеристики для большинства вентиляторов расположен правее 1/3 максимальной производительности (исключение составляют вентиляторы с «положенными на бок колесами»- тип **2.1**, см. ниже).

1. Прямоточные канальные вентиляторы. Существуют две разновидности прямоточных канальных вентиляторов: с круглым **-1.1** и квадратным/прямоугольным корпусом **-1.2**.

Прямоточные канальные вентиляторы с круглым корпусом (1.1). В вентиляторах этого типа используются колеса только с назад загнутыми лопатками, как обычные радиальные, так и диагональные. Наиболее широко распространены вентиляторы с обычными радиальными колесами (**1.1B.R**). Схема течения в таком вентиляторе приведена на рис. 3.2а, а вентилятор - на рис. 3.4. Диаметр входного/выходного патрубка у таких вентиляторов, в основном, близок к диаметру входного отверстия в колесо, а диаметр корпуса вентиляторов значительно превышает диаметр входного/выходного патрубка. В дальнейшем такие вентиляторы будем называть - прямоточные вентиляторы в круглом корпусе с поджатием потока.

Рис. 3.4. Прямоточный канальный вентилятор с круглым корпусом [2], с радиальным колесом с загнутыми назад лопатками

Конструктивно эти вентиляторы они очень просты: корпус выполнен из тонколистовых штампованных деталей, рабочее колесо, как правило, пластмассовое, двигатель с внешним ротором расположен внутри колеса. Вход и

выход вентилятора выполнены в виде патрубков для непосредственного присоединения воздуховодов, они крепятся непосредственно к корпусу хомутами. В качестве спрямляющего аппарата в таких вентиляторах служат плоские стойки крепления электродвигателя. Благодаря простоте конструкции и массовому производству, они относительно дешевы, но имеют сравнительно малую аэродинамическую эффективность. Вентиляторы такого типа выпускаются, в основном, малых типоразмеров с производительностью от 100 до 2000 $м^3$/час и с электродвигателями мощностью до 300 Вт. Ограничения на типоразмеры, очевидно, связаны с проблемами монтажа вентиляторов, не имеющих фланцев и с проблемами прочности пластмассовых колес.

Существуют также прямоточные канальные вентиляторы в круглом корпусе с диагональными колесами (**1.1B.D**). В западной литературе такие вентиляторы называются mixed fans или mixed flow fans (вентиляторы смешанного типа). Диагональное рабочее колесо приведено на рис.3.5а и отличается от обычного тем, что передний диск рабочего колеса имеет больший диаметр, чем основной диск, а лопатки колеса имеют пространственную кривизну. Геометрия диагонального рабочего колеса наиболее приспособлена к прямоточному корпусу, поскольку само колесо уже обеспечивает осевую составляющую скорости, то есть в вентиляторе реализуется смешанное осерадиальное или диагональное течение. Как правило, вентиляторы такого типа создают больший расход, но меньшие давления, чем вентиляторы с обычным радиальным колесом с назад загнутыми лопатками равного диаметра. Вентиляторы с диагональными колесами различаются по типу корпусов:

а) б)

Рис. 3.5. Прямоточный канальный вентилятор в круглом корпусе с диагональным колесом [2]: а) осерадиальное (диагональное) колесо; б) вентилятор

а) вентиляторы, у которых диаметр корпуса превышает диаметр присоединяемого воздуховода - **1.1B.D1** (далее - «с поджатием потока», рис. 3. 5б);

б) вентиляторы, у которых диаметр корпуса близок или равен диаметру присоединяемых воздуховодов -**1.1B.D2** (далее - «без поджатия потока», рис. 3. 6).

В каталогах западных производителей канальные вентиляторы «без поджатия потока» типа **1.1B.D2** называются cased mixed flow fans. Как правило, эти вентиляторы имеют сложный спрямляющий аппарат, а вентиляторы относительно больших типоразмеров – входные/ выходные фланцы. В ряде конструкций задний диск выполнен виде конуса, в который полностью закрывает электродвигатель.

Рис.3.6. Прямоточный канальный вентилятор с диагональным рабочим колесом

При одинаковых диаметрах входных/выходных патрубков прямоточные канальные вентиляторы «с поджатием потока» (типа **1.1B.D1)** всегда имеют колеса большего диаметра, но при равной мощности, как правило, меньшую частоту вращения, поэтому они имеют сильно отличающиеся от вентиляторов «без поджатия потока» (типа **1.1B.D2)** аэродинамические характеристики. При подборе прямоточных канальных вентиляторов с «поджатием потока» следует обращать внимание на скорость потока (динамическое давление) на выходе из

вентилятора. Так, например, вентилятор KD400XL3 [2] на режиме максимальной производительности имеет скорость потока 14м/с (120Па).

Прямоточные канальные вентиляторы в круглом корпусе с диагональными колесами **1.1B.D** имеют относительно низкие уровни шума и могут использоваться в системах с небольшим аэродинамическим сопротивлением. В них используются двигатели с внешним ротором. Как правило, прямоточные канальные вентиляторы с диагональными колесами (**1.1B.D)** выпускаются больших типоразмеров, чем вентиляторы с обычными радиальными колесами (**1.1B.R**), с производительностью до 8000 $м^3$./час и потребляемой мощностью - до 1,5 кВт. Известны также промышленные прямоточные канальные вентиляторы в круглом корпусе диаметром до 2000мм с диагональными колесами (**1.1B.D2**), и специальными спрямляющим аппаратом и с обычными асинхронными электродвигателями, как с непосредственным приводом, так и с приводом через клиноременную передачу.

Необходимо упомянуть о вентиляторах, которые в западных каталогах ошибочно относятся к канальным вентиляторам. Речь идет об осевых вентиляторах с меридиональным ускорением потока (рис. 3.7). В каталогах западных производителей они именуются mixed flow in-line fans. Например, фирма “Helios” выпускает такие вентиляторы с производительностью до 24000 $м^3$/час, максимальным полным давлением до 800 Па и потребляемой мощностью - до 5,5кВт.

Рис. 3.7. Осевой вентилятор с меридиональным ускорением потока [11]

Очень трудно разобраться во всем многообразии прямоточных канальных вентиляторов с круглым корпусом (**1.1**). Для сравнения на рис. 3.8 приведены аэродинамические характеристики по полному давлению ряда канальных вентиляторов с близкой потребляемой мощностью и диаметром присоединительного патрубка 315мм (осевой вентилятор приведен только для примера). Параметры вентиляторов приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

Номер кривой	Вентилятор	Тип вентилятора	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Внешний диаметр, вентилятора, мм
1	RS315L[4]	1.1B.R	0, 28	2300	405
2	KD315M [2]	1.1B.D2	0, 252	2575	315
3	KD315XL1 [2]	1.1B.D1	0, 275	1375	**540**
4	Helios225/2 [11]	ОСЕВОЙ	0, 25	2800	225

Здесь же, на рис. 3.8 приведены уровни звуковой мощности на всасывании на режимах, отмеченных точками. Как видно, вентилятор с диагональным колесом KD315M («без поджатия потока», тип **1.1B.D2,** кривая 2) несколько уступает вентилятору с обычным радиальным колесом RS315L («с поджатием потока», тип **1.1B.R**, кривая 1). Однако если сняты ограничения на внешний диаметр, то вентилятор с диагональным колесом большего диаметра KD315XL1 («без поджатия потока», тип **1.1B.D2**, кривая 3) имеет значительно большую производительность, но из-за меньшей частоты вращения - меньшее давление. Акустические характеристики канальных вентиляторов близки, исключение также составляет вентилятор KD315XL1, который, несмотря на большую производительность, имеет меньше уровень шума (опять же из-за меньшей частоты вращения). Осевой вентилятор Helios225/2 (кривая 4) имеет минимальный диапазон производительности, так как слева ограничен срывным режимом, свойственным всем осевым вентиляторам с относительно высоким коэффициентом давления. Обращает на себя внимание крутопадающий вид кривых давления 1 и 2, что вызвано не аэродинамическими особенностями колес, которые являются геометрически подобными, а изменением частоты вращения при изменении нагрузки (см. 1.3.3). Для всех приведенных на рис.3.8 канальных вентиляторов положение максимальной эффективности соответствует 0,5…0,65 максимальной производительности вентилятора.

Рис. 3.8. Аэродинамические характеристики вентиляторов с круглым корпусом (тип **1.1**):
1 - RS315L [4]; 2 -KD315M [2]; 3 - KD315XL1[2];
4-Helios225/4 [11]

Прямоточные канальные вентиляторы с квадратными/прямоугольными корпусами (1.2). Вентиляторы этого типа могут устанавливаться в разрез воздуховодов в качестве вентиляторов-доводчиков, но их также можно использовать в вентсистемах и технологических установках как обычные радиальные вентиляторы. В них, как правило, используются колеса с назад загнутыми лопатками, хотя есть один представитель с вперед загнутыми лопатками. Эти вентиляторы имеют хорошие аэродинамические характеристики, однако более сложны конструктивно и, поэтому, они существенно дороже, чем вентиляторы в круглом корпусе.

Прямоточные канальные вентиляторы с квадратными/прямоугольными корпусами и с колесами с загнутыми назад лопатками (1.2.B). Этот тип вентиляторов является частным случаем вентилятора со свободно вращающимся колесом (в каталогах западных производителей они называются Plenum Fans), но помещенного в корпус с осевым выходом потока, стенки которого установлены на таком расстоянии относительно колеса, при котором они практически не влияют на его аэродинамические характеристики. В вентиляторах этого типа роль спрямляющего аппарата выполняют углы корпуса и стойки крепления электродвигателя.

В каталогах западных производителей канальные вентиляторы с квадратными корпусами называются Square in-line (duct) fans. Если с обозначением канальных вентиляторов с квадратными корпусами все ясно, то с обозначением прямоугольных канальных вентиляторов существует некоторая путаница. Западные фирмы, как нам известно, не выпускают прямоточные канальные вентиляторы с прямоугольными корпусами как самостоятельное изделие, обычно такие вентиляторы (колесо с электродвигателем на раме) входят в состав приточных установок. Очевидно, поэтому название Rectangular in-line (ducts) fans (прямоугольные канальные вентиляторы) получили вентиляторы с прямоугольными корпусами и лежащими на боку колесами (тип 2.1 по нашей классификации). Мы не выделяем в разные группы прямоточные канальные вентиляторы с квадратными и прямоугольными корпусами, так как они имеют близкие аэродинамические характеристики при одинаковых колесах и частоте вращения. Соотношение сторон прямоугольного корпуса (как частный случай квадратный корпус, у которого соотношение сторон равно 1) не существенно влияет на аэродинамические характеристики вентиляторов, в том случае, если соблюдено определенное соотношение площади поперечного сечения корпуса и рабочего колеса.

а) **б)**

Рис. 3.9. Прямоточные канальные вентиляторы с квадратными корпусами: а) с колёсами с загнутыми назад лопатками [10]; б) с диагональными колёсами [2]

Прямоточные канальные вентиляторы с квадратными/прямоугольными корпусами подразделяются на вентиляторы с радиальными колёсами - **1.2.B.R** (рис. 3.9а) и вентиляторы с диагональными колесами **- 1.2.B.D** (рис. 3.9б). В каталогах западных производителей вентиляторы с диагональными колесами в квадратном корпусе называются Quadra Mixed flow fans. Рабочие колеса аналогичны тем, которые используются в круглых корпусах, но сам корпус (квадратный или прямоугольный) имеет некоторое преимущество перед круглым. Поток на выходе из радиального рабочего колеса всегда имеет закрутку в сторону вращения, поэтому в круглом корпусе закрутка сохраняется (несмотря на используемые в вентиляторах упрощенные спрямляющие аппараты), и даже несколько увеличивается, если корпус имеет сужение (**1.1.B.D1**). В корпусе же с квадратным (прямоугольным) поперечным сечением наличие углов способствует раскрутке потока и частичному

Рис. 3.10. Аэродинамические характеристики вентиляторов: 1- УНИВЕНТ® 4-4-1[10]; 2-KDRD 55[2]; 3-MUB 042 450E4-A2 [2]

повышению статического давления вентилятора.

На рис.3. 10 приведено сравнение аэродинамических характеристик прямоточных канальных вентиляторов с квадратными корпусами, имеющих электродвигатели одинаковой мощности. Параметры вентиляторов приведены в табл. 3.2. Вентиляторы УНИВЕНТ® 4-4-1 и MUB 042 450E4-A2 имеют обычные радиальные колеса, а вентилятор KDRD 55 – диагональное колесо. Здесь же, на рис. 3.10 приведены значения излучаемой вентиляторами звуковой мощности: вход/выход/корпус (у вентилятора УНИВЕНТ® 4-4-1 приведено звуковое давление на расстоянии 1м).

Таблица 3.2

Номер кривой	Вентилятор	Тип вентилятора	Мощность, электродвигателя кВт	Частота вращения, об/мин	Поперечное сечение, квадрат, мм
1	УНИВЕНТ®4-4-1*	1.2.B.R	0,75	1450	560
2	KDRD 55	1.2.B.D	0,787	1315	550
3	MUB 042 450E4-A2*	1.2.B.R	0,74	1280	**590**

*вентиляторы в звукопоглощающих корпусах.

Как и в случае с вентиляторами в круглых корпусах, вентилятор с диагональным колесом KDRD 55 имеет меньшее давление, но большую производительность. Сравнить шумовые характеристики вентиляторов в звукопоглощающих корпусах MUB и УНИВЕНТ® сложно, так как данные по шуму приведены для различных режимов, однако можно отметить несколько меньший уровень шума выхода у вентилятора УНИВЕНТ®.

Канальные прямоточные вентиляторы с квадратными/прямоугольными корпусами имеют производительность от 100 до 100 000м^3/час [9,10]. Их можно использовать в качестве вытяжных, приточных вентиляторов, в приточных установках, в воздушно-тепловых завесах и др. Наиболее универсальными являются вентиляторы с квадратным корпусом. Квадратный корпус очень прост в изготовлении и, кроме того, удобен для размещения в нем звукопоглощающей облицовки. Это позволяет снизить шум на выходе вентилятора и шум, выходящий через корпус вентилятора наружу. Кроме этого, в силу своей симметрии, они имеют возможность трансформироваться в вентиляторы с выходом потока в любую сторону, например вентиляторы УНИВЕНТ®[10], UNOBOX [4].

Интересно отметить одну конструктивную особенность вентиляторов UNOBOX – за колесом установлена стенка, причем ее размеры несколько превышают диаметр колеса (некий гибрид вентилятора со свободным колесом Plenum Fan с вентилятором, именуемым PLUG Fan). Мы не выделяем этот тип вентилятора в отдельный класс, так как такая конструкция при определенных пропорциях сторон корпуса и колеса не приводит к существенному изменению аэродинамических характеристик.

Прямоточные канальные вентиляторы с прямоугольными корпусами и с колесами с загнутыми вперед лопатками (1.2F). Нам не известны эффективные компактные прямоточные канальные вентиляторы в квадратном или прямоугольном корпусе с колесами с вперед загнутыми лопатками. Использование такого колеса без спирального корпуса требует сложного лопаточного диффузора, что приводит к усложнению конструкции, увеличению габаритов и, соответственно, стоимости вентилятора. Упрощение же конструкции приводит к снижению эффективности вентилятора. Примером этому служит единственный представитель этого типа вентиляторов - вентилятор ВРПД 4-4-3 [9]. Сравним вентилятор ВРПД 4-4-3 [9] и вентилятор ВР 300-45-4 [12], которые

имеют одни и те же колеса. Параметры вентиляторов приведены в табл. 3.3, а аэродинамические характеристики - на рис. 3.11.

Таблица 3.3

Номер кривой	Вентилятор	Тип вентилятора	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Звуковая мощность вентилятора, Lwa, дБА	
					вход	выход
1	ВРПД 4-4-3	1.2.F	11	1450	89	91
2	ВР 300-45-4	Радиальный, в спиральном корпусе	7,5	1430	93	96

Разница между полным давлением вентилятора ВР 300-45-4 и ВРПД 4-4-3 характеризует потери в вентиляторе ВРПД 4-4-3. Так, например, при производительности 10500м^3/час потери давления составляют ~570Па, а потери мощности ~25% (от потребляемой электродвигателем мощности). Сравнивать шумовые характеристики вентиляторов сложно, так как при той же потребляемой мощности, несмотря на худший КПД, вентилятор ВРПД 4-4-3 излучает существенно меньший шум!

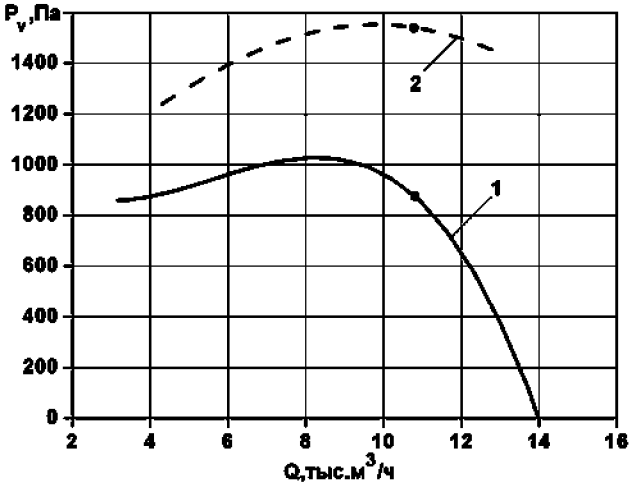


Рис.3.11. Аэродинамические характеристики вентиляторов: 1- ВРПД 4-4-3 [9]; 2- ВР300-45-4 [12]

2. Канальные вентиляторы со спиральным корпусом

Эту группу составляют вентиляторы с прямоугольным корпусом, так называемые вентиляторы с «положенными на бок рабочими колесами» (рис.3.3а) и вентиляторы в боксе (рис.3.3б).

Канальные вентиляторы с прямоугольным корпусом («положенные на бок рабочие колёса», тип 2.1). В каталогах западных производителей название вентиляторов - Rectangular in-line (ducts) fans, то есть прямоугольные канальные вентиляторы. Вентиляторы этого типа предназначены для подсоединения к воздуховодам прямоугольного сечения, хотя ряд фирм комплектует их переходами для воздуховодов круглого сечения (интересно, что вентиляторы при этом называются так же - Rectangular fans). Можно предположить, что изначально вентиляторы были предназначены для установки в ограниченном пространстве, например, в подшивных потолках. Поэтому в конструкции вентиляторов все подчинено уменьшению его высоты, для чего используются электродвигатели только с внешним ротором. Однако некоторые отечественные производители выпускают такие вентиляторы с обычным трехфазным электродвигателем, располагаемым снаружи корпуса. При этом теряется основное достоинство этих вентиляторов



Рис. 3.12. Канальные вентиляторы с прямоугольным корпусом («положенные на бок рабочие колёса») [3]: а) радиальные колёса с загнутыми назад лопатками; б) радиальные колёса с загнутыми вперед лопатками

– их поперечные габариты увеличиваются на длину двигателя.

Эта группа вентиляторов включает в себя вентиляторы, содержащие радиальные колёса с загнутыми назад лопатками – тип **2.1.B** (рис.3.12а) и радиальные колёса с загнутыми вперед лопатками - тип **2.1.F**(рис.3.12б). Оба типа вентиляторов, кроме обычного, могут иметь и звукопоглощающее исполнение. Вентиляторы этой группы конструктивно достаточно сложны, но отличаются разнообразием исполнения и, соответственно, аэродинамических характеристик.

В вентиляторах «с положенными на бок колесами» реализуется следующая схема течения (рис.3.13) - воздух входит в вентилятор в направлении перпендикулярном оси вращения колеса и, при входе в колесо изменяет свое направление на 90^{o} (некий аналог входной коробки). На выходе из колеса поток выбрасывается в радиальном направлении. Основные потери давления имеют место на входе и на выходе потока из вентилятора. Чтобы получить минимальную высоту вентилятора, необходимо уменьшать расстояние от стенки до входного коллектора, что приводит к увеличению скорости потока и, соответственно, аэродинамических потерь при повороте потока перед колесом, особенно при большой производительности. Кроме того, такое сложное течение является неустойчивым, склонным к закрутке по вращению на входе в колесо, что может сильно ухудшить аэродинамическую характеристику вентилятора. В ряде случаев, для предотвращения закрутки потока на входе в колесо используют специальные разделительные перегородки. На выходе из колеса основные потери имеют место при внезапном расширении потока при переходе от выходного сечения элемента спирального корпуса к присоединительной рамке. Выходное отверстие вентиляторов этого типа занимает обычно не более четверти площади выходной присоединительной рамки (рис.3.14), поэтому скоростной напор на выходе вентилятора без применения специальных диффузоров, практически, полностью теряется. Особенно это важно для вентиляторов с колесами с загнутыми вперед лопатками, которые имеют более высокие скорости на выходе из корпуса, чем у колес с загнутыми назад лопатками.

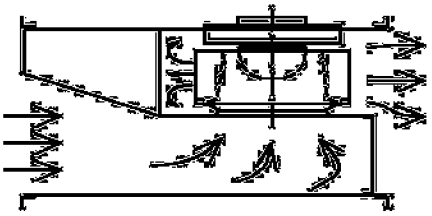


Рис. 3.13. Схема течения в вентиляторах типа **2.1**

Рассмотрим вентиляторы с колесами с **загнутыми назад** лопатками - **2.1.B**. Существуют вентиляторы со спиральным корпусом вокруг колеса (рис. 3.14) или с упрощенным спиральным корпусом, в виде прямоугольного ящика со свободным выходом потока (рис.3.12а). Спиральный корпус позволяет получить более высокое давление, однако прямоугольный ящик прост в изготовлении, а снижение давления, по сравнению со спиральным корпусом, невелико. Размещение электродвигателя с внешним ротором внутри рабочего колеса с загнутыми назад лопатками приводит к некоторому снижению области производительности вентилятора.

Рис.3.14. Вентилятор типа **2.1.B** со спиральным корпусом на выходе

Рассмотрим вентиляторы с рабочими колесами с **загнутыми вперед** лопатками **- 2.1.F.** Такого типа колеса могут эффективно работать только в спиральном корпусе (рис. 3.12б). Размещение электродвигателя с внешним

ротором внутри такого колеса существенно сужает рабочую область производительности канального вентилятора, а отмеченные потери приводят к тому, что на режиме максимальной производительности снижение полного КПД по сравнению с вентиляторами в спиральном корпусе и с обычным асинхронным двигателем может достигать 20…25%.

Сравнение характеристик канальных вентиляторов одинаковой потребляемой мощности с прямоугольными корпусами («положенные на бок рабочие колёса») с вперед - КТ50-30-4 и назад загнутыми лопатками - RS70-40L3 приведено на рис. 3.15, а параметры вентиляторов сведены в табл.3.4 (обращаем внимание, что вентилятор КТ50-30-4 имеет корпус меньших габаритов).

Таблица 3.4

Номер кривой	Вентилятор	Тип вентилятора	Мощность, электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин	Поперечное сечение, квадрат, мм
1	RS70-40L3	**2.1.B**	0,705	1410	700x400
2	КТ50-30-4	**2.1.F**	0,8	1270	500x300
3	КТ 70-40-6	**2.1.F**	1,63	805	700x400

Как видно, при той же потребляемой мощности, вентилятор КТ50-30-4 (кривая 2) имеет примерно половину расхода вентилятора RS70-40L3 (кривая 1). Для того чтобы получить такой же расход, как у вентилятора RS70-40L3, необходимо использовать вентилятор с вперед загнутыми лопатками с большим диаметром колеса, например, КТ 70-40-6. Однако, из-за потерь давления, отмеченных ранее, он имеет электродвигатель с более чем в два раза большей установочной мощностью, то есть -1,63кВт! Необходимо иметь в виду особенность канальных вентиляторов с вперед загнутыми лопатками (**2.1.F**). У вентиляторов этого типа потребляемая мощность растет с увеличением производительности, но из-за наличия отмеченных выше потерь максимальный КПД находится в районе максимума полного давления или же примерно на 1/3 максимальной производительности вентилятора (рис.3.16). Следует отметить,

Рис.3.15 Сравнение канальных вентиляторов «положенные на бок колеса»

Рис. 3.16 Статический КПД вентиляторов:
1- RS70-40L3; 2- КТ 70-40-6

что статический КПД вентиляторов близок к полному из-за практической потери скоростного напора на выходе. Не секрет, что в большинстве случаев, вентиляторы подбираются с большим запасом по давлению. В реальной сети вентилятор с вперед загнутыми лопатками подобранный «с запасом» будет иметь избыточную производительность и относительно малый КПД.

Возвращаясь к сравнению характеристик вентиляторов, следует сказать, что из-за меньшей частоты вращения шум вентилятора с вперед загнутыми лопатками несколько меньше, чем у вентилятора с назад загнутыми лопатками. Но еще раз повторяем, что платой за меньший шум является повышенная установочная мощность электродвигателя.

Одной из разновидностей вентиляторов в прямоугольном корпусе с «положенными на бок рабочими колёсами» являются вентиляторы со звукопоглощающим корпусом. Наличие звукопоглощающего корпуса приводит к снижению шума, распространяющегося на вход и через стенки корпуса вентилятора, и **только в ряде случаев -** по выходному каналу. В табл. 3.5, в качестве примера, приведены два аэродинамически одинаковых вентиляторов с колесами с загнутыми назад лопатками, один из которых имеет обычные металлические стенки (RS70-40L3), а другой (RSI70-40L3) – стенки со звукопоглощающим материалом [2].

Таблица 3.5

		Уровни звуковой мощности в октавных полосах частот (дБА)								Суммарная звуковая мощность
	fср, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L, дБА
без ЗПК	Lwa, вход	67	68	71	73	69	69	63	53	**78**
с ЗПК	Lwa, вход	66	63	66	66	60	60	53	45	**72**
без ЗПК	Lwa, выход	64	71	77	77	75	74	67	58	**83**
с ЗПК	Lwa, выход	64	71	77	77	75	74	67	58	**83**
без ЗПК	Lwa, корпус	52	56	60	61	57	55	45	35	**66**
с ЗПК	Lwa, корпус	50	49	52	56	53	51	43	33	**60**

Как видно из таблицы, звукопоглощающий корпус приводит только к снижению шума на входе и корпусного шума, но шум на выходе из вентилятора **не меняется**! Это достаточно типичная ситуация для такого типа вентиляторов и при выборе вентиляторов ее необходимо учитывать.

Для эффективного снижения шума следует иметь достаточно толстый слой звукопоглощающих конструкций стенок (ЗПК) 50..150 мм, а это приводит к увеличению габаритов вентилятора. В реальных ситуациях, в случаях применения звукопоглощающих конструкций, не следует ожидать снижения шума вентиляторов более чем на 8..10 дБ, поскольку это требует снижения шума на низких частотах (полосы 63, 125, 250 Гц), что связано с применением толстых слоев звукопоглощения или применения специальных акустических мероприятий.

Вентиляторы в звукопоглощающем корпусе сложны в изготовлении и очень дорогие. При их использовании надо внимательно проверять их акустические характеристики, поскольку применение такого вентилятора, возможно, все равно потребует применения дополнительного глушителя шума, как показано выше.

Вентиляторы с прямоугольным корпусом («положенные на бок рабочие колёса») выпускаются с производительностью до 7000..9000 $м^3$/час. Они могут использоваться как вентиляторы-доводчики в длинных вентиляционных системах, как вытяжные вентиляторы, а также могут использоваться в компактных

приточных установках (с использованием средств глушения шума). Некоторые производители выпускают переходники для подсоединения к круглым воздуховодам [3,9], причем в каталогах приводятся одинаковые характеристики по полному давлению вентиляторов с переходниками и без, хотя, в этих случаях аэродинамические характеристики вентиляторов должны несколько измениться.

Канальные вентиляторы - вентиляторы в боксе (2.2). Эту группу составляют обычные радиальные вентиляторы в спиральном корпусе, установленные дополнительно в бокс (рис.17а) или бокс со звукоизолирующими (реже - звукопоглощающими) стенками (рис.3.17б). Для уменьшения высоты бокса в этих вентиляторах всегда используются электродвигатели с внешним ротором. Как правило, эти вентиляторы имеют фланцы для присоединения к круглым воздуховодам.

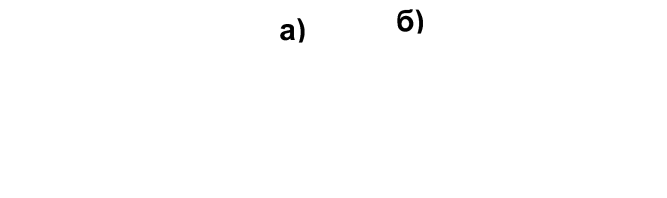


Рис. 3.17 Радиальные вентиляторы в спиральном корпусе, установленные дополнительно в прямоугольный бокс [2]:
а) металлический; б) металлический, со звукопоглощающими стенками

Течение воздуха них такое же, как и в вентиляторах с «положенными на бок рабочими колёсами», за исключением того, что поток при входе в вентилятор внезапно расширяется, что является источником дополнительных потерь. Вентилятор без звукопоглощения и со звукопоглощением имеют практически одинаковые аэродинамические характеристики. Сравнение акустических характеристик вентиляторов со звукопоглощением IRE160D (ЗПК) и без звукопоглощения RKC160D (без ЗПК) приведено в табл. 3.6 [3].

Таблица 3. 6

		Уровни звуковой мощности в октавных полосах частот (дБА)								Суммарная звуковая мощность
	fср, Гц	63*	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L, дБА
без ЗПК	Lwa, вход	54	63	66	68	65	58	57	49	**72**
с ЗПК	Lwa, вход	41	55	57	48	42	38	37	30	**60**
без ЗПК	Lwa, выход	57	62	67	67	67	66	63	55	**74**
с ЗПК	Lwa, выход	48	57	63	71	66	60	58	46	**73**
без ЗПК	Lwa, корпус	33	39	46	51	51	48	44	41	**56**
с ЗПК	Lwa, корпус	24	34	41	35	33	28	24	18	**44**

*Вызывает определенное сомнение снижение шума на 9…13дБа в октавной полосе 63Гц.

Звукопоглощающий бокс существенно снижает уровни корпусного шума и шума на входе в вентилятор. Выход потока происходит из спирального корпуса, где нет звукопоглощения, поэтому шум практически не меняется. Если требуется снижать шум ещё и на выходе, необходимо использовать дополнительно глушитель шума.

Как и в обычных радиальных вентиляторах со спиральными корпусами, колеса могут быть:

- с вперед загнутыми лопатками - **2.2.F** (например, вентиляторы типа LPK [3], IRE [3], KVKF[2], KVO[2], ZERO [4];

- с назад загнутыми лопатками - **2.2.B** (например, вентиляторы типа IRE [3], KVKE[2].

Вентиляторы с вперед загнутыми лопатками имеют следующие исполнения:

-с колесами одностороннего всасывания **2.2.F.SS** (например, вентиляторы типа LPK [3], KVKF [2], IRE[3], ZERO [4]);

- с колесами двустороннего всасывания **2.2.F.DS** (например, вентиляторы типа KVK [2], IRE[3]).

Здесь нет ошибки. Производители под одним и тем же наименованием выпускают совершенно разные вентиляторы, в данном случае, это говорит о том, что наименование вентилятора не отражает его аэродинамических и конструктивных особенностей.

Существуют также ряд экзотических вентиляторов с вперед загнутыми лопатками:

- сдвоенные вентиляторы с колесами двухстороннего всасывания, один из которых - резервный (например, вентиляторы типа KVK DUO [2], IRE[3]);

- вентиляторы с двумя, тремя входами (например, вентилятор типа IFA[3]).

Эти вентиляторы нами не включены в классификацию, так как они образованы за счет простого увеличения функциональных элементов.

Такие канальные вентиляторы можно использовать (если есть жесткие требования по шуму) в качестве вытяжных, додувающих в длинных системах при небольших расходах воздуха. Вентиляторы такого типа достаточно сложны в изготовлении и относительно дороги.

Сравнивать канальные вентиляторы в боксах крайне сложно, так как они имеют огромный диапазон характеристик, и тем более трудно давать рекомендации по их выбору. В качестве примера приведем аэродинамические характеристики двух радиальных вентиляторов в звукопоглощающих боксах, которые имеют одинаковые патрубки и одинаковую мощность электродвигателей: вентилятор KVKF250L (колесо одностороннего всасывания с назад загнутыми лопатками, тип **2.2.B**) и вентилятор KVK 250 (вентилятор двухстороннего всасывания с лопатками загнутыми вперед, тип **2.2.F.DS**). Вентиляторы предназначены для установки в подшивных потолках и имеют примерно одинаковую высоту – 320…381мм. Параметры вентиляторов сведены в табл. 3.7, а их аэродинамические характеристики приведены на рис. 3.18.

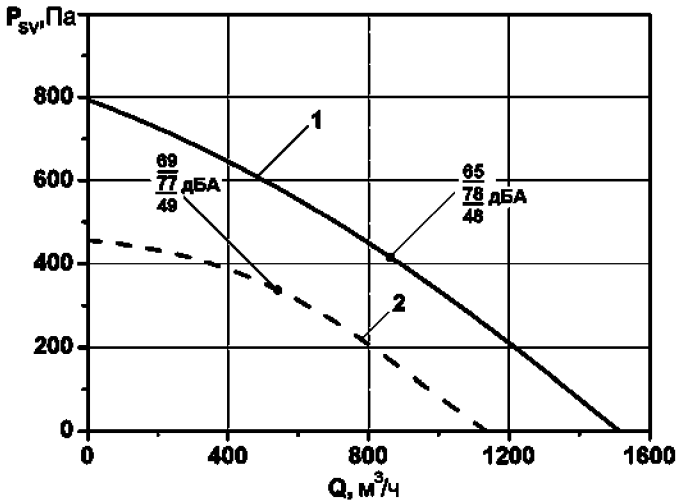


Рис. 3.18 Аэродинамические характеристики вентиляторов : 1- KVKF250L(**2.2.B**); 2-KVK 250 (**2.2.F.DS)**

Таблица 3.7

Номер кривой	Вентилятор	Тип вентилятора	Мощность, кВт х частота вращения, об/мин	Габариты шхдхв, мм
1	KVKF250L	**2.2.B**	0,307x2415	597x604x320
2	KVK 250	**2.2.F.DS**	0,304x1965	489x458x381

Вентилятор двустороннего всасывания KVK 250 с загнутыми вперед лопатками имеет меньше габариты, чем вентилятор одностороннего всасывания KVKF 250L с колесом с назад загнутыми лопатками и, предположительно, колесо меньшего диаметра. При той же установочной мощности он имеет существенно хуже аэродинамическую характеристику, так его максимальный статический КПД примерно на 30% меньше, чем у вентилятора KVKF250L. Сравнивать акустические характеристики этих вентиляторов сложно, так как они даны при различной производительности. Очевидно, что, если определяющим являются габариты вентилятора, то предпочтительней вентилятор KVKF250L, но платой за это является меньшая эффективность вентилятора.

Канальные вентиляторы в боксе можно использовать (если есть жесткие требования по корпусному шуму) в качестве вытяжных, додувающих в длинных системах при небольших расходах воздуха.

3.1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ КАНАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

КПД вентиляторов.

Выше были рассмотрены различные типы канальных вентиляторов, но не был затронут вопрос их коэффициента полезного действия (КПД). В каталогах фирм - производителей не приводятся данные по потребляемой мощности вентилятора. Приводится, в основном, информация либо об установочной мощности электродвигателя, либо о максимальной потребляемой мощности колеса (без указания режима и частоты вращения), и только в ряде случаев приводится мощность, потребляемая из сети. Однако считаем полезным дать некоторые представления о собственном аэродинамическом КПД вентилятора.

Начнем с вентиляторов второй группы – вентиляторов в квадратном корпусе (эти вентиляторы по аэродинамической схеме наиболее близки к крышным). КПД таких вентиляторов может быть в диапазоне 0,45..0,6, в зависимости от типоразмера и геометрии колеса.

У вентиляторов первой группы с радиальными колесами и круглым корпусом КПД несколько ниже (примерно, на 0,1-0,2), чем у соответствующих вентиляторов в квадратном корпусе из-за потерь, связанных с противодействием закрученного потока центростремительному течению и некоторой остаточной закрутки потока. Вентиляторы с диагональными колесами и осевые вентиляторы с меридиональным ускорением имеют КПД в диапазоне 0,6..0,7.

Вентиляторы второй группы («положенные набок рабочие колеса») наиболее близки к вентиляторам с обычным спиральным корпусом. Радиальные колеса с загнутыми назад лопатками в спиральном корпусе имеют аэродинамический КПД на уровне 0,75..0,83, но наличие поджатого входа и поворота потока на 90 градусов перед входом в колесо в канальном варианте приводят к значительному снижению их КПД. Если же в вентиляторе используется двигатель с внешним ротором, размещаемый внутри колеса, то КПД снижается ещё больше. В действительности, у таких вентиляторов можно ожидать КПД не более 0,5..0,55. Вентиляторы с радиальными колесами с загнутыми вперед лопатками (барабанные колеса) в спиральном корпусе имеют аэродинамический КПД 0,6..0,74, однако в канальном варианте наличие поджатого входа и поворота потока на 90 градусов перед входом в колесо также приводят к снижению КПД. Если же в вентиляторе используется двигатель с внешним ротором, размещаемый внутри колеса, то КПД снижается ещё больше. Таким образом, можно ожидать у таких вентиляторов КПД 0,4…0,5.

КПД электродвигателей.

Если в вентиляторе используется обычный трехфазный асинхронный электродвигатель (например, отечественный АИР), то он подбирается под потребляемую аэродинамическую мощность вентилятора с учетом коэффициента запаса на отрицательные температуры, и изменение частоты вращения по характеристике невелико. КПД такого типа электродвигателей в зависимости от типоразмера 0,7..0,95.

Если в вентиляторе используется двигатель с внешним ротором, то ситуация несколько сложнее. При фиксированной частоте вращения двигателя потребляемая канальным вентилятором мощность растет с увеличением производительности вентилятора. У вентиляторов с барабанными колесами мощность растет с увеличением производительности гораздо быстрее, чем при загнутых назад лопатках колеса. Поскольку в канальных вентиляторах используются двигатели с внешним ротором, полезная мощность которых меньше максимальной потребляемой аэродинамической мощности вентилятора, то с увеличением производительности вентилятора сначала растет нагрузка на двигатель при постоянной частоте вращения. При дальнейшем росте производительности вентилятора двигатель начинает перегружаться, греться и снижать частоту вращения. И чем больше перегрузка двигателя, тем больше снижается частота вращения. При сильной перегрузке и перегреве двигатель отключается. Эксплуатация двигателя с внешним ротором в широком диапазоне нагрузок, включая перегрузку, приводит к низким значениям КПД таких двигателей 0,25..0,6.

КПД вентиляторов с электродвигателем.

Рассмотрим реальный КПД ряда вентиляторов с учетом КПД электродвигателей, то есть отношение гидравлической мощности потока Pv*Q к затрачиваемой из сети электрической мощности (активной). Анализ проведен по материалам фирмы “Kanal Flakt” (“SystemAir”) для типичных вентиляторов, аналогичных изготавливаемым и рядом других фирм.

Так КПД канальных вентиляторов в круглом корпусе **(1.1)** в рабочем диапазоне характеристик составляет 0,04…0,28 (далее во всех таблицах приведена максимальная потребляемая из сети активная мощность):

Вентилятор	K/KV100M	K/KV160XL	K/KV200M	K/KV315L
Макс. производитель-ность, $м^3$/час	175	700	800	1650
Макс. потребляемая мощность, кВт	0,032	0,108	0,109	0,319
КПД	0,04…0,08	0,1….0,22	0,12…0,24	0,18…0,28

КПД канальных вентиляторов в прямоугольном корпусе -«положенные на бок рабочие колёса» с назад загнутыми лопатками (**2.1B**):

Вентилятор	RS 30-15	RS 40-20M	RS 40-20L	RS60-35L1	RS100-50L3
Макс.производ., $м^3$/час	530	870	1350	4200	13500
Макс. потребл. мощность, кВт	0,08	0,105	0,22	0,57	2,66
КПД	0,05...0,20	0,06…0,29	0,1….0,30	0,14….0,36	0,18….0,43

КПД канальных вентиляторов в прямоугольном корпусе («положенные на бок рабочие колёса») с вперед загнутыми лопатками (**2.1F**):

Вентилятор	КТ40-20-4	КТ 50-25-4	КТ 60-30-4	КТ 70-40-6	КТ 100-50-6
Макс.производ., $м^3$/час	930	1950	3420	5250	8900
Макс. потребл. мощность, кВт	0,29	0,55	1,36	1,6	3,8
КПД	0,06...0,28	0,08…0,28	0,1….0,36	0,05….0,42	0,18….0,42

КПД канальных вентиляторов в квадратном корпусе с диагональными колесами (**1.2.B.D**):

Вентилятор	KDRE 45	KDRD 50	KDRD 55	KDRD 65
Макс.производ., $м^3$/час	3600	5400	6800	11000
Макс. потребл. мощность, кВт	0,33	0,5	0,79	1,28
КПД	0,1….0,25	0,08…0,37	0,12….0,38	0,1….0,4

КПД канальных вентиляторов УНИВЕНТ® (**1.2.B.R**) производства ООО «ИННОВЕНТ» в квадратном корпусе с колесами с назад загнутыми лопатками [10]:

Вентилятор УНИВЕНТ®	- 1,6-2	- 2-2	- 2,5-2 (2)	-4-4 (2)	- 3,15-2(2)
Макс.производ., $м^3$/час	720	1600	2500	4600	4800
Установ. мощн. элдвиг, кВт	0,09	0,25	0,55	0,75	1,5
КПД	0,05…..0,27	0,1…..0,35	0,1….0,4	0,1…0,38	0,1…0,42

Примечание: в скобках указано исполнение колеса.

Сравнивать эффективность вентиляторов сложно, так как они имеют, во-первых, разные аэродинамические характеристики (производительность-давление), а во-вторых, - электродвигатели с различной мощностью. Кроме этого, по отечественным нормам электродвигатели к вентиляторам должны подбираться на повышенную мощность с учетом пусковых токов и отрицательной температуры перемещаемого воздуха. Превышение над максимальной мощностью, потребляемой колесом, может быть в 1,4 раза и более (для электродвигателей малой мощности). Это означает, что отечественные вентиляторы, в том числе канальные, имеют несколько «переразмеренные» электродвигатели, по сравнению с импортными, в которых используются электродвигатели с внешним ротором. Тем не менее, если сравнивать вентиляторы типа УНИВЕНТ® как с их близкими аналогами (диагональными колесами в квадратном корпусе), так и с другими канальными вентиляторами, то, как видно, они являются наиболее эффективными среди рассмотренных вентиляторов.

В заключение приведем некоторые наиболее важные достоинства канальных вентиляторов.

1. Канальные вентиляторы (учитывая все их многообразие) могут заменить по аэродинамическим характеристикам радиальные вентиляторы со спиральным корпусом низкого и среднего давления существующих типов.

2. Канальные вентиляторы очень просто и удобно монтировать в систему воздуховодов, поскольку не требуется менять направление воздуховода и,

в большинстве случаев, ставить на выходе диффузор-переход, как в случае со спиральным корпусом.

3. Не требуется делать специальное монтажное основание для установки вентилятора, как в случае спирального корпуса.

4. Вентилятор занимает меньше места.

5. Двигатель располагается внутри корпуса и поэтому лучше охлаждается, а шум двигателя меньше передается наружу. Но, с другой стороны, в отличие от вентиляторов со спиральным корпусом, потенциально подвержены воздействию пыли, повышенной температуры перемещаемого воздуха, влаги и других возможных вредных для двигателя включений в потоке воздуха.

6. Канальные вентиляторы в квадратном корпусе (например, ВК11, УНИВЕНТ® [8]) позволяют без изменения габаритов управлять их аэродинамическими характеристиками в достаточно широких пределах: без принципиальных конструктивных изменений можно сжимать аэродинамическую характеристику в сторону меньших расходов (до 50%), повышать давление вентилятора (на 20-30%). Таким образом, можно оптимально удовлетворять требования заказчиков.

7. Канальные вентиляторы проще тепло- и звукоизолировать, поскольку они имеют простую конструкцию – прямоугольный параллелепипед.

8. На базе канальных (прямоточных) вентиляторов удается оптимальным образом решать задачи создания воздухоотопительных агрегатов, приточных установок, воздушно-тепловых завес с водяным и электроотоплением, а также других специальных установок.

9. В последние годы проблема снижения шума вентиляторов вышла на передний план и ей уделяется серьёзное внимание. Поэтому были созданы вентиляторы со звукопоглощающим корпусом. Это даёт возможность существенно снизить шум на входе и выходе вентилятора, а также проходящий через корпус наружу. Такие вентиляторы конструктивно достаточно сложны и обычно самые дорогие из рассмотренных, но во многих случаях находят применение из-за снижения шума вентилятора, что определяет возможность его применения.

Из теоретических и экспериментальных акустических исследований вентиляторов с использованием критериев подобия [10] известно, что шум вентилятора пропорционален его производительности и давлению в определенных степенях. Следовательно, вентиляторы, дающие близкие давления и производительности, должны ненамного отличаться по уровням производимого шума (при близких конструкциях, грамотном аэродинамическом исполнении и отсутствии специальных средств подавления шума). Подтверждение этому можно найти в приведенных выше примерах (рис. 3.2, 3.12).

ЛИТЕРАТУРА

1. Промаэродинамика. Выпуск1 (33)).
2. Каталог продукции “SystemAir”.

3. Каталог продукции “Ostberg”.
4. Каталог продукции “Rosenberg”.
5. Каталог продукции “Vent-Axia”.
6. Каталог продукции “KORF”.
7. Каталог продукции “ЛотВентСервис”.
8. Каталог продукции “ЛИССАНТ”.
9. Каталог продукции “КлиматВентМаш”.
10. Каталог продукции “ИННОВЕНТ”.
11. Каталог продукции “Helios”.
12. Каталог продукции “МОВЕН”.
13. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. М., «Машиностроение», 1975, 416с.
14. Караджи В.Г., Московко Ю.Г. «О приведенном давлении и о сравнении канальных вентиляторов», АВОК, N7, 2004г.

4. ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА БАЗЕ КАНАЛЬНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

До недавнего времени российскими предприятиями не производились канальные радиальные вентиляторы и вентиляторы со свободно вращающимся колесом, поэтому в системах вентиляции и кондиционирования воздуха использовались, в основном, вентиляторы в спиральном корпусе и, крайне редко, -осевые вентиляторы. В последнее время достаточно широкое распространение в России получили канальные радиальные вентиляторы (см. главу 3). Такого типа вентиляторы изначально не предназначались для использования в качестве самостоятельных вентагрегатов, а использовались, в основном, как вентиляторы доводчики, встраиваемые в вентиляционные системы. Поэтому и корпуса вентиляторов имеют присоединительные фланцы под стандартные сечения круглых и прямоугольных воздуховодов. Исключение составляют вентиляторы с квадратным корпусом, которые появились значительно позднее, чем вентиляторы в круглых и прямоугольных корпусах. Вентиляторы такого типа предназначены не только для использования как вентиляторы – доводчики, но и в самостоятельных вентагрегатов. В 1998 г. ООО «ИННОВЕНТ» первым в России начало разработку универсального канального радиального вентилятора со свободно вращающимся колесом, который получил название ВК11, а с 1999 года освоило выпуск ряда оборудования, созданного на базе этого вентилятора. Конструкция первого российского канального вентилятора ВК11 была разработана в результате детального и критического анализа аэродинамических характеристик и конструктивных особенностей канальных вентиляторов, о которых говорилось в предыдущей главе, а также в результате теоретической проработки и детальных экспериментальных исследований. В представленной в главе 3 классификации, этот вентилятор относится к группе прямоточных канальных вентиляторов с квадратным корпусом (1.2.B.R). Права на вентилятор были защищены несколькими патентами Российской Федерации. Вентилятор ВК11 предназначен как для встраивания в сеть воздуховодов и для замены радиальных вентиляторов со спиральным корпусом, то есть как самостоятельный вентагрегат, так и как базовый элемент для построения различных вентагрегатов. В течение всего периода, с момента начала выпуска вентилятора ВК11, специалисты «ИННОВЕНТ» продолжали проводить исследования, связанные с улучшением и расширением его потребительских свойств и с июня 2005г предприятие приступило к выпуску на его основе вентиляторов УНИВЕНТ®, которые имеют расширенный диапазон аэродинамических параметров, меньший шум, улучшенный дизайн. Канальный вентилятор УНИВЕНТ® (ранее ВК11) вошел базовым элементом в конструкции воздухоприточных установок (кондиционеров) АПК-ИННОВЕНТ, тепловых завес ТЗК – ИННОВЕНТ, крышных вентиляторов ВКР-ИННОВЕНТ и ФАВЕЙ, отопительных агрегатов УНИТЕРМ.

В настоящий момент ряд российских предприятий начали выпуск канальных прямоточных вентиляторов в квадратных и прямоугольных корпусах, выполненных по прямоточной схеме. Так же, ряд российских и иностранных компаний начали выпуск воздухоприточных установок с использованием свободно вращающихся колес – все это подтверждает перспективность данного типа оборудования.

В данном разделе дано подробное описание оборудования производства ООО «ИННОВЕНТ», в котором используются вентиляторы со свободно вращающимся колесами и представлены рекомендации по его эффективному использованию.

4. 1. КАНАЛЬНЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ УНИВЕНТ®

Вентилятор с новыми, улучшенными свойствами получил название УНИВЕНТ® . В отличие от вентиляторов ВК11, типоразмерный ряд УНИВЕНТов ® значительно расширен в сторону больших типоразмеров, и заканчивается колесом диаметром 1250 мм, и обеспечивает диапазон производительностей от 100 до 85 000м^3/час. Вентиляторы комплектуются тремя типами колес, которые расширяют диапазон производительностей вентиляторов каждого типоразмера.

Канальный вентилятор серии УНИВЕНТ® имеет свободное вращающееся рабочее колесо с загнутыми назад лопатками, квадратный (в общем случае прямоугольный) в поперечном сечении корпус. Особенностью канальных вентиляторов в квадратном корпусе является возможность организации выхода потока воздуха в любую сторону, и, в частности, под углом 90^0, что позволяет использовать их взамен вентиляторов в спиральном корпусе. Конструкция вентилятора в шумопоглощающем корпусе приведена на рис. 4.1. Стенки корпуса вентилятора слоеной конструкции: внутри перфорированный лист, снаружи – листовая сталь с порошковым покрытием. Между ними проложен специальный шумопоглощающий материал толщиной 50мм. Вентиляторы исполнения 01 (металлический окрашенный корпус) и 02 (корпус со встроенной системой шумопоглощения) производятся только до номера 4 включительно, а свыше производятся вентиляторы только исполнения 02.

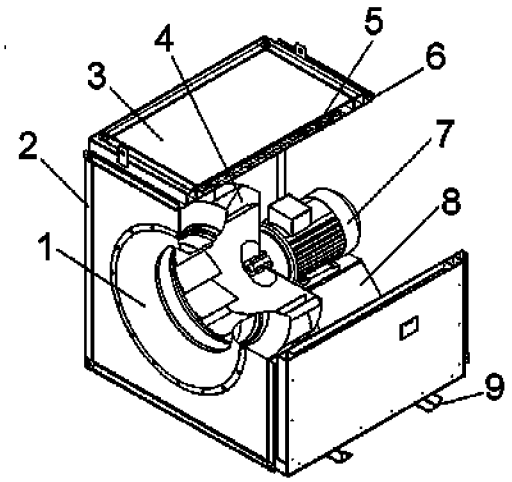


Рис. 4.1. Вентилятор УНИВЕНТ® в шумопоглощающем корпусе:
1-входной коллектор, 2-входной фланец, 3-корпус, 4-колесо, 5-шумопоглощающий материал, 6-выходной фланец, 7-электродвигатель, 8-стойка, 9-лапы

Канальные вентиляторы типа УНИВЕНТ® могут использоваться с круглыми, квадратными или прямоугольными воздуховодами. Поперечное сечение воздуховодов должно обеспечивать среднерасходные скорости воздуха не более 7...8 м/с. В противном случае, растут аэродинамические потери в воздуховодах (которые пропорциональны $V^2_{возд}$) и увеличивается аэродинамический шум, возникающий при движении воздуха в каналах и, особенно, в фасонных элементах (звуковая мощность пропорциональна примерно $V^4_{возд}$.. $V^5_{возд}$). Для снижения аэродинамических потерь переходы перед и за вентилятором должны быть сделаны в соответствии с рекомендациями, приведенными в каталоге оборудования ООО «ИННОВЕНТ».

4.1.1. АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ УНИВЕНТ®

Вентиляторы УНИВЕНТ® (исполнение 02) имеют встроенную систему шумопоглощения. Боковые стенки вентилятора выполнены в виде звукопоглощающих панелей. Внутри них находится звукопоглощающий материал, специально подобранный для наилучшего подавления шума вентиляторов. Внутренняя стенка панели проницаема для звука, наружная стенка выполнена из цельного металлического листа. Звукопоглощающая способность корпуса проиллюстрирована на рис. 4.2 на примере вентилятора УНИВЕНТ® -2-2 с обычным корпусом (исполнение 01) и с шумопоглощающим корпусом (исполнение 02).

Сравнение выполнено для уровней звуковой мощности на входе в вентилятор и выходе из него в октавных полосах частот и в децибеллах по шкале А для соответствующих суммарных уровней звуковой мощности. Кроме того, приведено сравнение уровней звукового давления на расстоянии 0,7 м от боковой стенки вентиляторов в октавных полосах частот и в децибеллах по шкале А для суммарного уровня звукового давления. Из рисунка видно, что звукопоглощение вентилятора УНИВЕНТ® работает достаточно эффективно. Это типичная картина снижения шума шумопоглощающим корпусом. В табл. 4.1 приведены значения уровней шума вентиляторов исполнения 01 и 02 остальных типоразмеров вентиляторов. Как видно из таблицы вентиляторы УНИВЕНТ® имеют шум на выходе из корпуса на 4…6дБА меньше, чем вентиляторы с обычным корпусом. Обычно шум выхода вентилятора

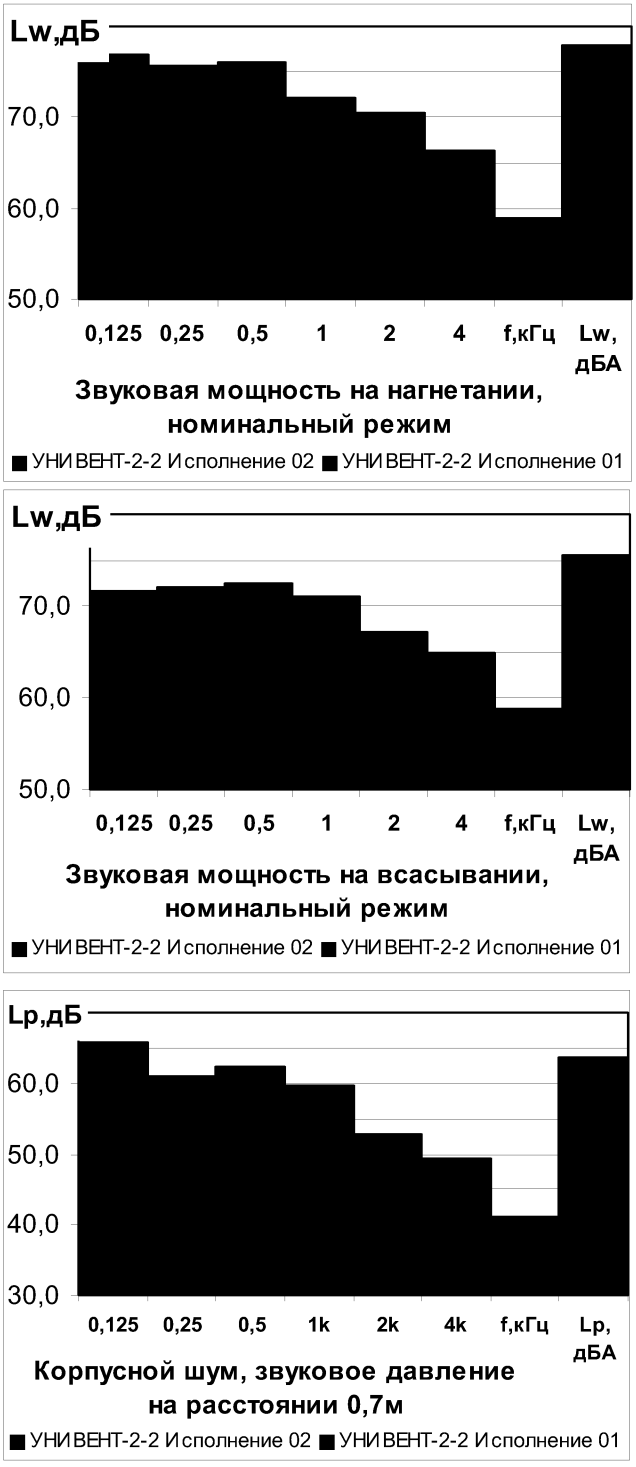


Рис. 4.2. Сравнение акустических характеристик вентилятора УНИВЕНТ® -2-2 исполнение 01 и 02

является важным параметром, так как он определяет, в целом, шумовые характеристики, например, воздухоприточной установки.

Таблица 4.1

Вентилятор	Звуковая мощность Lw,дБА		Зв.давл.,Lp,дБА
	Всасывание	Нагнетание	Корпусной, 1м
УНИВЕНТ® -2-2-01	75,5	78	60,5
УН- 2-2-02	**72,5**	**72,5**	**52,5**
УН- 2,5-2-01	83,5	84,5	62
УН- 2,5-2-02	**81**	**79,5**	**58**
УН- 2,5-4-01	67	69,5	51,5
УН- 2,5-4-02	**68**	**67**	**45**
УН- 3,15-2-01	89	91,5	67,5
УН- 3,15-2-02	**90**	**86,5**	**63,5**
УН- 3,15-4-01	69	72	61
УН- 3,15-4-02	**71,5**	**69,5**	**50,5**
УН- 4-4-01	79	81,5	58,5
УН- 4-4-02	**75,5**	**72**	**52,5**
УН- 4-6-01	67,5	69,5	50,5
УН -4-6-02	**66,5**	**67,5**	**48,5**

В качестве примера сравним шумовые характеристики вентиляторов УНИВЕНТ® 4-4 и -5-4 с вентиляторами серии RSI (Systemair), которые также имеют шумопоглощающие корпуса и близкие аэродинамические характеристики. Так шум выхода вентилятора RSI 70-40 L3 -83дБА, а вентилятора УНИВЕНТ® 4-4 - 72 дБА. Вентилятор большего типоразмера RSI 100-50 L3 имеет шум на выходе 92дБА, а вентилятор УНИВЕНТ® 5-4 только 87 дБА!

4.1.2. ВЕНТИЛЯТОРЫ УНИВЕНТ® С ГЛУШИТЕЛЯМИ ШУМА НА ВХОДЕ И НА ВЫХОДЕ

При необходимости снизить уровень шума, на входе или выходе из вентилятора устанавливаются глушители шума. Типовые варианты установки глушителей приведены в каталоге оборудования ООО «ИННОВЕНТ». Если сеть находится на стороне нагнетания (вентилятор стоит в начале вентсистемы) и необходимо уменьшить шум входа, то в этом случае на входе в вентилятор устанавливается глушитель шума типа ГШК. Если в вентилятор встроен в воздуховод, то для снижения шума входа перед ним устанавливается глушитель шума ГШП, а если необходимо снизить шум выхода вентилятора, то за ним устанавливается глушитель шума ГШК.

Обычно для глушителей приводятся величины снижения шума в октавных полосах частот ΔL_i, с использованием которых определяются уровни шума после глушителя. Для определения звуковой мощности вентилятора за глушителем шума необходимо из значений звуковой мощности вентилятора в каждой октавной полосе L_{wi} вычесть соответствующую величину снижения шума в глушителе ΔL_i. Для получения значений уровней суммарной звуковой мощности на выходе из глушителя $L_{w\ глуш}$ (дБ) необходимо провести суммирование по методике, приведенной в разделе 1.4.3. Для определения корректированного уровня суммарной звуковой мощности $L_{wA\ глуш}$ (дБА) необходимо из значений $L_{wi\ глуш}$ (дБ) вычесть соответствующие поправки (раздел 1.5.4, таблица 1.4), а затем произвести суммирование. Необходимо помнить, что полученная величина звуковой мощности на выходе из глушителя не полностью определяет шумовые

параметры, например, в помещениях, куда подается воздух. Для определения уровня шума в месте раздачи воздуха необходимо учесть снижение шума в воздуховодах, поворотах, выхода из отверстий и т.д.

4.1.3. СРАВНЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ УНИВЕНТ® С РАДИАЛЬНЫМИ ВЕНТИЛЯТОРАМИ СО СПИРАЛЬНЫМ КОРПУСОМ

На рис.4.3 показаны типичные безразмерные аэродинамические характеристика канального вентилятора УНИВЕНТ® (по результатам испытаний УНИВЕНТ® 2-2), по полному и статическому давлениям. Здесь же для сравнения приведены безразмерные аэродинамические характеристики радиального вентилятора ВР86-77-2,5 в спиральном корпусе. Из рисунка 4.3 видно, что канальный вентилятор УНИВЕНТ® несколько уступает по давлению радиальному вентилятору в спиральном корпусе в области малых производительностей, однако имеет более широкую область работы.

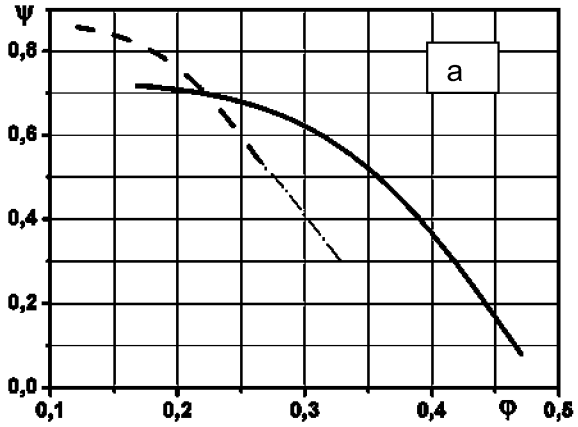


Рис. 4.3. Безразмерные характеристики вентилятора УНИВЕНТ 2,5-2: а) полное; б) статическое давление; сплошные линии - УНИВЕНТ®, шрих - пунктиртирные- ВР86-77-2,5

Особо следует отметить, что при коэффициентах производительности φ>0,18 вентилятор УНИВЕНТ® имеет больший коэффициент статического давления. В ряде случаев величина статического давления определяет работу вентилятора в сети (см. раздел 2.1.1).
На рис. 4.4 приведены зоны рабочих режимов вентиляторов УНИВЕНТ® (до номера 12,5 включительно) и радиальных вентиляторов ВР-86-77 и ВР 80-70 (до номера 12,5 включительно). Как видно, канальные вентиляторы

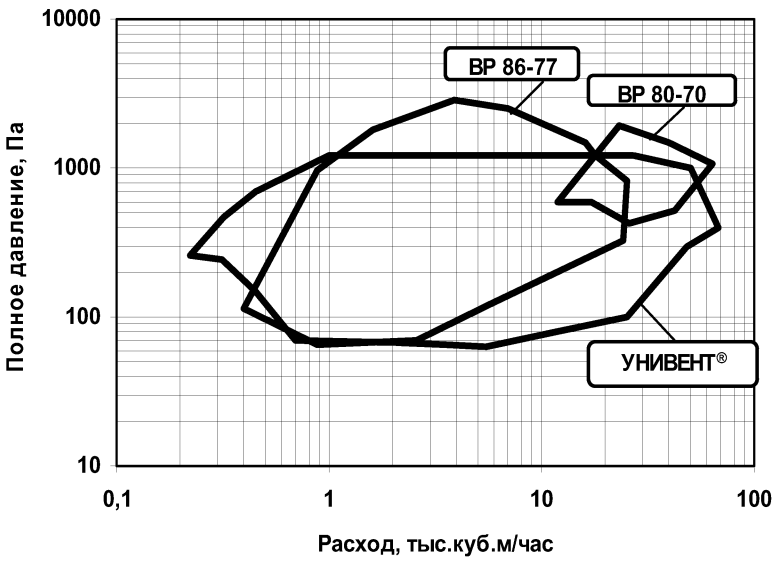


Рис. 4.4. Сравнение вентилятора УНИВЕНТ® с радиальными вентиляторами в спиральном корпусе

УНИВЕНТ® могут заменять вентиляторы типа ВР86-77; ВР 80 70 и их аналоги. На рис. 4.5, в качестве примера, приведено сравнение вентиляторов УНИВЕНТ® -2,5-2-1(2); -6,3-4-1(2) и вентилятора ВР86-77-2,5; -6,3.

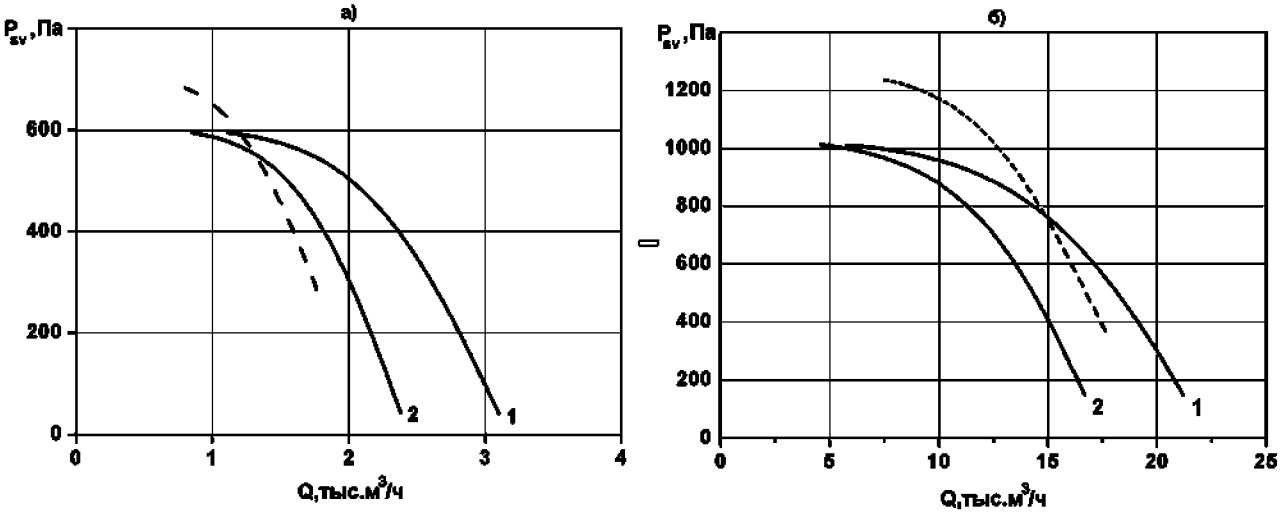


Рис. 4.5. Сравнение аэродинамических характеристик вентиляторов:
а) УНИВЕНТ® -2,5-2-1(2) и ВР 86-77-2,5; б) УНИВЕНТ® - 6,3-4-1(2) и ВР 86-77-6,3; сплошные линии – вентиляторы УНИВЕНТ®, пунктирные - ВР 86-77

Как видно из рис. 4.5 вентиляторы УНИВЕНТ® имеют существенно больший диапазон производительностей, чем вентиляторы ВР 86-77. Сравнивая канальные вентиляторы с радиальными вентиляторами со спиральным корпусом, можно отметить следующее. Во-первых, канальные вентиляторы УНИВЕНТ® очень просто и удобно монтировать в систему воздуховодов, поскольку не требуется менять направление воздуховода и ставить на выходе диффузор-переходник, как в случае со спиральным корпусом. Во-вторых, не требуется делать специальное монтажное основание для установки вентилятора, как в случае спирального корпуса. В-третьих, вентилятор занимает меньше места. В-четвертых, двигатель располагается внутри корпуса и лучше охлаждается, а шум двигателя меньше передается наружу. В-пятых, канальные вентиляторы серии УНИВЕНТ® позволяют без изменения габаритов и частоты вращения управлять их аэродинамическими характеристиками в достаточно широких пределах: сжимать аэродинамическую характеристику в сторону меньших расходов (до 50%) и повышать давление вентилятора (на 20-30%). Таким образом, можно оптимально удовлетворять требования заказчиков. В-шестых, канальные вентиляторы в квадратном корпусе проще тепло- и звукоизолировать, поскольку они имеют простую конструкцию – прямоугольный параллелепипед.

Из теоретических и экспериментальных акустических исследований вентиляторов с использованием критериев подобия известно, что шум вентилятора пропорционален его производительности и давлению в определенных степенях. Следовательно, вентиляторы, дающие близкие давления и производительности, должны ненамного отличаться по уровням производимого шума (при близких конструкциях, грамотном аэродинамическом исполнении и отсутствии специальных средств подавления шума). Это подтверждают приведенные в разделе 3 данные. Вентилятор серии УНИВЕНТ® не уступает импортным наиболее близким аналогам ни в аэродинамических параметрах, ни по уровням шума.

Итак, канальные вентиляторы серии УНИВЕНТ® могут успешно конкурировать как с импортными канальными вентиляторами, так и, в большинстве задач, могут заменять центробежные вентиляторы серий ВР80-75 и ВР86-77.

4.2. ВОЗДУХОПРИТОЧНЫЕ УСТАНОВКИ

Воздухоприточные установки или в полной комплектации - кондиционеры (далее по тексту приточные установки) предназначены для соответствующей обработки и подачи воздуха в обслуживаемые помещения или технологические установки.

Обработка воздуха может включать грубую фильтрацию, различные степени тонкой и специальной фильтрации, обеззараживание, нагрев воздуха, его охлаждение, увлажнение или осушение, некоторые другие специальные виды обработки. Кроме того, возможно применение энергосберегающих технологий: рециркуляция воздуха, утилизация тепла выбрасываемого из помещения воздуха. Все эти задачи реализуются с помощью специальных функциональных блоков, которые могут входить в приточную установку. Например, для грубой очистки и очистки среднего уровня воздуха наиболее широко применяются карманные фильтры из нетканных материалов. Для обеззараживания воздуха применяются специальные бактерицидные покрытия, ультрафиолетовые лампы, озонирование воздуха, электростатическая фильтрация. Нагрев воздуха производится с помощью водяных, паровых или электрических теплообменников (в зависимости от используемого источника тепла). Охлаждение воздуха производится в теплообменниках - испарителях «фреон/воздух» (если используются холодильные машины с газом фреоновой группы) или в обычных водяных теплообменниках типа «вода/воздух» (если используется холодная вода, вырабатываемая «чиллером»). Осушение воздуха производится либо за счет его охлаждения (в этом случае необходим последующий нагрев), либо с использованием гигроскопичных материалов. В последнем случае процесс носит цикличный характер, так как необходимо периодически удалять влагу из материала. Увлажнение производится продувкой воздуха через влажный слой пористого материала, разбрызгиванием мелкодисперсной капельной влаги в потоке воздуха или паром. Утилизация тепла выбрасываемого воздуха может производиться путем возврата части тепла вновь поступающему приточному воздуху с помощью нескольких типовых схем рекуперации (например, теплообменники, связанные промежуточным теплоносителем, роторные вращающиеся теплообменники, перекрестноточные пластинчатые теплообменники и т.д.). Операции подготовки и обработки воздуха подробно описаны в соответствующей литературе, в том числе и вышедшей в последнее время.

В этом разделе приводится идеология, которая была заложена в приточные установки АПК-ИННОВЕНТ, разработанные и производимые ООО «ИННОВЕНТ», а также дано их подробное описание. Кроме этого, затронуты вопросы, связанные с аэродинамическими проблемами, возникающими при проектировании вентсистем, и, в частности, приточных установок, показаны пути снижения энергозатрат.

4.2.1. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПРИТОЧНЫХ УСТАНОВОК

Все необходимые стадии подготовки воздуха реализуются с помощью функциональных блоков, входящих в состав приточной установки. Каждый из блоков имеет собственное аэродинамическое сопротивление, и, кроме того, сама сеть воздуховодов обладает соответствующим сопротивлением. Побудителем движения воздуха является вентилятор, и от выбора его технических характеристик, габаритов, уровня технического совершенства и соответствия поставленной задаче зависят габариты, компоновка, потребляемая мощность,

шум и некоторые другие потребительские свойства всей приточной системы. Следовательно, от выбора типа вентилятора зависят конструктивные и компоновочные решения приточных установок.

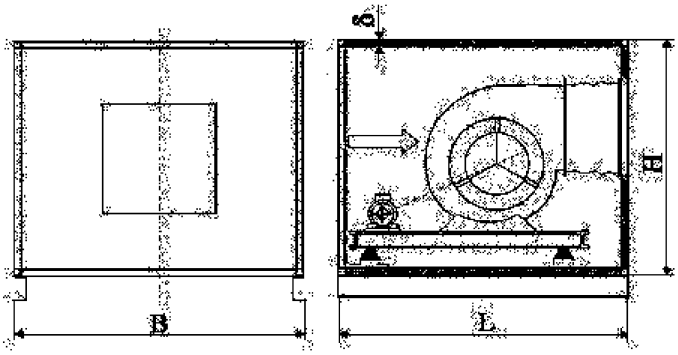


Рис. 4.6. Схема стандартного вентиляторного блока

Разные фирмы, выпускающие приточные установки, используют в них различные типы вентиляторов. Типичная европейская компоновка вентиляторного блока приточной установки (которой также придерживается большинство отечественных производителей) включает в себя радиальный вентилятор со спиральным корпусом (часто двухстороннего всасывания), установленный внутри прямоугольного ящика со звукоизолирующими стенками (рис. 4.6).

Существует другая, более перспективная с нашей точки зрения, схема вентиляторного блока приточной установки, которая представляет собой канальный радиальный вентилятор в квадратном корпусе, в котором реализован принцип свободно вращающегося колеса (см. рис. 4.1). По такой схеме ряд зарубежных фирм несколько лет назад начал выпускать приточные установки. Следует отметить, что ООО «ИННОВЕНТ», начиная с 1999, года выпускает серию приточных установок типа АПК (агрегат приточный канальный), в которых используются канальные вентиляторы собственной разработки в квадратном теплозвукоизолированном корпусе и где заложены принципы свободно вращающегося колеса. Так, первая заявка на полезную модель на канальный вентилятор была подана в начале 1998 г, а заявка на полезную модель приточной установки с канальным вентилятором была подана в середине 1999г. Дальнейшим развитием установок типа АПК-ИННОВЕНТ является использование канальных вентиляторов производства ООО «ИННОВЕНТ», в которых свободно вращающееся колесо заключено в **шумопоглощающий** корпус (исполнение 02).

При использовании в приточных системах, канальный радиальный вентилятор имеет очевидные преимущества по сравнению с радиальным вентилятором в спиральном корпусе.

1. Уменьшенные габариты.

Стандартный вентилятор со спиральным корпусом с учетом рамы имеет максимальный размер в плоскости спирали 1,6…2 диаметра колеса, поэтому высота H блока с учетом рамы и теплоизолированных стенок корпуса может составлять ~2…2,5 диаметра колеса. Вентилятор установлен в прямоугольный ящик со звукоизолирующими стенками толщиной не менее 50 мм. Ширина вентилятора двустороннего всасывания (рис. 4.6) обычно составляет 1,4...1,6 диаметра колеса, поэтому ширина B блока, с учетом необходимого свободного пространства для всасывания и теплоизолированных стенок составляет примерно 2,4……2,6 диаметра колеса. Длина L вентиляторного блока с учетом привода - не менее 2,5 диаметра колеса. В отличие от него, прямоточный (канальный) вентилятор в квадратном корпусе той же производительности имеет размер проходного сечения 1,5...1,6 диаметра колеса, с учетом толщины звукопоглощающих стенок корпуса.

2. Отсутствие необходимости установки диффузоров на выходе из вентилятора.

Вентилятор в спиральном корпусе для приточной установки подбирается обычно по полному давлению. Полное давление представляет собой сумму статического давления и скоростного напора в выходном сечении вентилятора. В ряде случаев (например, если для снижения габаритов и цены параметры обеспечиваются за счет увеличенной частоты вращения колеса) скорость воздуха на выходе из вентилятора достаточно велика, поэтому необходимо устанавливать диффузор для снижения аэродинамических потерь в воздуховоде. Если же за вентилятором установлен теплообменник, требуется установка диффузора большой длины, либо с целью сокращения габаритов, должны быть предусмотрены соответствующие устройства для выравнивания профиля скорости перед теплообменником. В ряде случаев восстановить динамическое давление вентилятора в статическое без существенных потерь не представляется возможным, динамическое давление вентилятора считается потерянным, и используется только статическое давление. В прямоточном вентиляторе средняя по сечению скорость потока на выходе из вентилятора обычно мала, и полное давление примерно равно статическому давлению. Поэтому к вентилятору можно присоединять воздуховод либо такого же сечения, либо даже несколько меньшего.

3. **Расширение компоновочных решений**.

3.1. В силу причин, изложенных в п.2, теплообменник может устанавливаться только перед вентилятором в спиральном корпусе. При использовании в приточной системе прямоточного вентилятора, имеющего одинаковые проходные сечения на входе и выходе и низкие средние скорости по сечению, секция теплообменников может устанавливаться как перед вентилятором, так и после него.

3.2. При использовании в установках вентилятора со спиральным корпусом на выходе вентилятора, как правило, поток имеет значительные скорости, поэтому нельзя ставить глушитель шума непосредственно после вентилятора. Надо предварительно снизить скорости течения с помощью плавно расширяющегося канала (диффузора). На выходе канального вентилятора скорости воздуха, как правило, низкие и глушитель шума можно ставить непосредственно после вентилятора, даже с поджатием сечения.

3.3. Выход потока из вентилятора в спиральном корпусе может осуществляться прямо, вдоль оси камеры или вверх (связано с ориентацией спирального корпуса). При использовании в приточной системе вентилятора со свободным колесом, выход потока может осуществляться в любом направлении, а также в нескольких направлениях одновременно.

4. Улучшение регулировочных характеристик.

При использовании в приточной системе вентилятора со спиральным корпусом, обеспечение заданного режима системы по производительности и давлению производится за счет выбора типоразмера вентилятора и частоты вращения рабочего колеса, то есть, определяется частотой вращения двигателя и передаточным числом шкивов (особенности регулирования изменением частоты вращения описаны в разделе 1.2.4). При использовании в приточной системе прямоточного вентилятора (рабочее колесо установлено непосредственно на валу электродвигателя) обеспечение заданного режима производится за счет выбора соответствующего типоразмера вентилятора и геометрией рабочего колеса, что обеспечивает большую гибкость задания режима работы вентилятора.

5.Устойчивая работа.

При использовании в установках вентилятора со спиральным корпусом двухстороннего всасывания, с одной стороны на входе в рабочее колесо размещается конец вала со шкивом и ремнями. Шкив существенно загромождает проходное сечение вентилятора и, кроме того, он крутится по вращению рабочего колеса. Таким образом, на этом входе колеса возникает подкрутка потока по вращению. Эти два эффекта (загромождение входа и подкрутка) ухудшают аэродинамическую характеристику этой стороны вентилятора и, соответственно, вентилятора, в целом. В связи с этим возможны признаки неустойчивого течения в вентиляторе (колебания расхода), особенно в случае рабочих колес с загнутыми вперед лопатками. Эти проблемы становятся очевидны, если понять, что вентилятор двухстороннего всасывания является частным случаем параллельного соединения двух одинаковых по схеме вентиляторов, но работающих на разных режимах (см.раздел 1.3.2) В отличие от них, режим работы канального вентилятора определяется только правильным подбором для данной сети.

6. Жесткость конструкции.

В некоторых вентиляторных (и других) блоках каркасно-панельная конструкция опирается на пластиковые угловые трехгранные элементы. Такие уголки не могут обеспечить жесткость и надежность конструкции при наличии вибраций вентилятора (а они присутствуют всегда). Кроме того, нет информации о свойствах таких пластиковых соединений при низких отрицательных температурах перекачиваемого первыми секциями установки наружного воздуха. Известно только, что некоторые зарубежные производители отказались применять во входных клапанах при низких температурах пластиковые передающие шестерни.

В связи со всей совокупностью указанных причин мы и пришли к выводу о целесообразности применения в приточных системах канальных прямоточных вентиляторов в квадратном (или прямоугольном) корпусе. Приточные системы на базе указанных канальных вентиляторов имеют обозначение АПК (агрегат приточный канальный).

В тоже время приточные установки АПК-ИННОВЕНТ имеют существенные отличия от зарубежных приточных установок со свободно вращающимся колесом:

- модульную структуру, при которой установка набирается из стандартных блоков (входного клапана, фильтра, вентилятора, калорифера, глушителя и др.), причем все элементы имеют одинаковое поперечное сечение;
- жесткий каркас в каждом блоке, что в отличие от панельно-каркасной, уменьшает влияние внешних источников вибрации на приточную установку и повышает ее герметичность, виброустойчивость, т.е. ее долговечность;
- принципиально другая система шумопоглощения, позволяющая снизить шум на выходе из установки (вентилятора), что позволяет в ряде случаев отказаться от использования шумоглушителей, тем самым сэкономить место и деньги потребителя.

4.2.2. ПРИТОЧНЫЕ УСТАНОВКИ АПК-ИННОВЕНТ

ООО «ИННОВЕНТ» выпускает воздухоприточные установки типа АПК-ИННОВЕНТ с производительностью от 100 до 125000 $м^3$/час (характеристики приточных установок приведены в каталоге оборудования ООО «ИННОВЕНТ»). Конструкция приточных установок АПК-ИННОВЕНТ защищена рядом Российских патентов. В установках использованы вентиляторы УНИВЕНТ®, поэтому в них

проявились все преимущества, которые дают канальные вентиляторы. В установках использована блочная структура, при которой установка набирается из стандартных блоков (входного клапана, фильтра, вентилятора, теплообменника, глушителя и др.). Благодаря блочной конструкции, установки удобно транспортировать, они просто монтируются и демонтируются в случае необходимости. Отличительной особенностью приточных установок типа АПК-ИННОВЕНТ являются небольшой вес и габариты, надежность и простота конструкции, а также, что немаловажно для пользователя, невысокие требования к квалификации обслуживающего персонала.

Установки изготавливаются на заказ и могут иметь различную комплектацию и компоновку. Стандартная приточная установка (рис. 4.7) состоит из следующих основных модулей (в порядке расположения): входной клапан с электроприводом (ручной, гравитационный); фильтр; вентилятор; теплообменник: электро-, водяной или паровой. В качестве примера (на рис. 4.7) приведены геометрические размеры (по фланцам) приточной установки АПК-ИННОВЕНТ-5-4 с производительностью 7000 м^3/час, статическим давлением на выходе 500Па и водяным калорифером. Возможна компоновка приточных установок следующими функциональными модулями: резервного вентилятора, увлажнения, секции рециркуляции, утилизатора тепла выбрасываемого воздуха, предварительного электроподогрева при водяном нагреве, охлаждения и т.д.

Одной из особенностей канальных вентиляторов, используемых в приточных установках АПК-ИННОВЕНТ, является то, что они имеют очень малое динамическое давление, и поэтому полное давление вентилятора мало отличается от статического. Поперечное сечение приточной установки имеет такие размеры, что средняя скорость потока не превышает 3-6м/с, при этом обеспечиваются минимальные уровни аэродинамических потерь во всех элементах приточной установки и оптимальные скорости для калориферов и фильтров. Стандартный фильтровальный блок имеет карманный фильтр, причем средняя нормальная скорость через ткань не превышает 0,6 м/с, что обеспечивает низкое аэродинамическое сопротивление и относительно большой срок службы фильтра. Максимальная скорость потока на выходе из глушителя не превышает 6-8м/с.

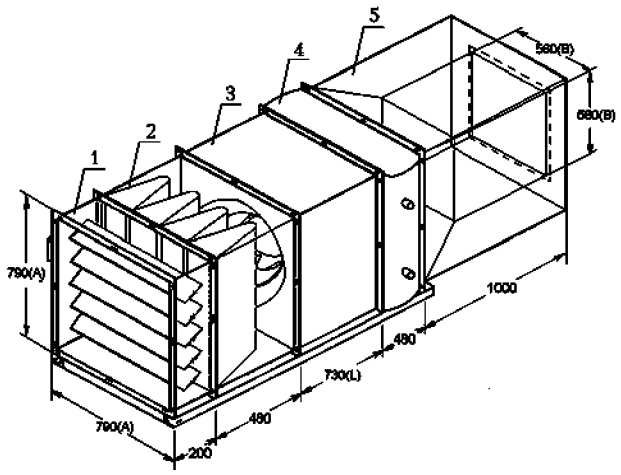


Рис. 4.7 Приточная установка АПК-ИННОВЕНТ-5-4 с глушителем шума: 1-входной клапан с электроприводом; 2-воздушный фильтр; 3- вентилятор УНИВЕНТ® -5-4; 4-водяной калорифер; 5-глушитель шума ГШК

Обычная практика предусматривает получение заданного режима по производительности и давлению за счет выбора типоразмера вентилятора и частоты вращения рабочего колеса, которая определяется частотой вращения двигателя или передаточным числом шкивов. При использовании свободно вращающегося колеса механическое изменение частоты вращения невозможно, так как колесо вентилятора обычно насажено непосредственно на вал электродвигателя, и в этом случае обычно используется регулируемый частотный привод. Отличительной особенностью канальных вентиляторов, используемых в

установках АПК-ИННОВЕНТ, является возможность в определенных пределах изменять аэродинамические характеристики без изменения частоты вращения, что дает некоторые преимущества при подборе вентиляторов. Это достигается соответствующим изменением геометрии колеса, так, например, используются колеса различной ширины и диаметра, а также различная комбинация колес и корпусов. В этом случае в одном типоразмере колеса можно получить ряд различных аэродинамических характеристик, которые значительно перекрывают возможности частотного регулирования. Кроме этого возможна общепринятая комплектация регуляторами частоты вращения.

Теплообменники. В приточных установках АПК-ИННОВЕНТ используются водяные нагревательные калориферные секции со специальными калориферами серии КСк и воздушными перепускными клапанами. Габариты калориферных секций соответствуют габаритам приточных установок. Ряд калориферов был специально доработан для улучшения теплотехнических характеристик и соответствия габаритным требованиям установок АПК-ИННОВЕНТ. Режимы работы калориферных секций в конкретных условиях устанавливаются с помощью перепускного воздушного клапана и двухходового крана с электроприводом. Возможно, в частности, применение схемы с трехходовым краном с электроприводом и циркуляционным насосом. Воздушный перепускной клапан 4 (рис.4.8) устанавливается вручную зимой (при минимальной отрицательной температуре воздуха) в положение, обеспечивающее при расчетной производительности заданные подогрев воздуха и температуру обратной воды. В летнем режиме рекомендуется переводить клапан в открытое положение.

При установке двух теплообменников, они всегда работают параллельно по воздуху и воде. Схематично это показано на рис.4.8. Перед блоком теплообменников поток холодного воздуха делится на две неравные части (для этого установлена перегородка 2): меньшая часть 5 поступает в первый теплообменник 1, нагревается и поступает к выходу. Вторая, большая часть воздуха 6, поступает во второй теплообменник 3 и, частично, в воздушный перепускной клапан 4, далее потоки смешиваются и приобретают заданную температуру.

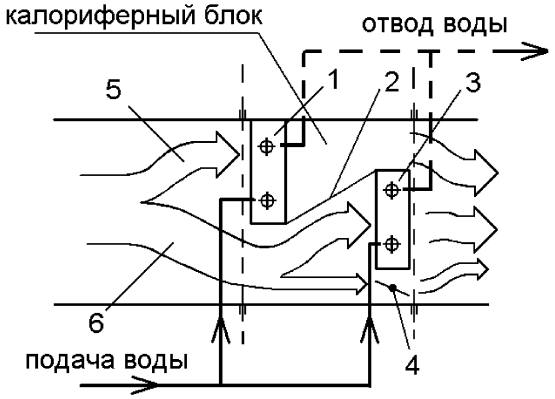


Рис. 4. 8 Схема течения в блоке теплообменников.

Интересно сравнить биметаллические калориферы типа КСк с медно-алюминиевыми калориферами. Широко распространено мнение, что теплотехнические характеристики медно-алюминиевых калориферов лучше, чем калориферов серии КСк и заключается это преимущество в меньших габаритах и соответственно массе. Однако это не совсем так и касается, главным образом, калориферов типоразмеров 6, 7 и 8. Для больших типоразмеров калориферов КСк (9, 10, 11 и 12) эта разница не является принципиальной. Поэтому в больших приточных установках мы используем стандартные калориферы, что же касается малых и средних приточных установок, то для них были специально разработаны и созданы калориферы серии КСк с улучшенными теплотехническими характеристиками (меньшим диаметром труб) и габаритами, соответствующими габаритам наших установок. Кроме того, медно-алюминиевые калориферы никогда не поставляются точно на параметры конкретной приточной установки, -

они всегда имеют избыток мощности, поскольку выбираются из фиксированного типоразмерного ряда, и требуют последующей настройки на заданные параметры с помощью схемы подмешивания обратной воды (через трехходовой регулируемый кран и циркуляционный насос). Следовательно, они используются не совсем эффективно. В используемых в АПК ИННОВЕНТ калориферных секциях имеются перепускные воздушные клапаны, которые позволяют настроить калориферную секцию на параметры конкретной приточной установки (единожды, при наладке). При этом можно использовать схему обвязки на базе регулируемого двухходового крана или стандартную схему на базе регулируемого трехходового крана и циркуляционного насоса. С другой стороны калориферы серии КСК очень надежны в отечественных условиях эксплуатации - при широких диапазонах возможных температур наружного воздуха и горячей воды. Эти калориферы ремонтнопригодны и не требуют высокой квалификации обслуживающего персонала. Оребрение труб более жесткое, по сравнению с медно-алюминиевыми калориферами, и не сминается от любого прикосновения. Это может оказаться полезным, если возникает потребность очистки засоренного оребрения калорифера.

Очень полезными элементами конструкции калориферов серии КСк оказались коллекторы по бокам калорифера. Эти коллекторы играют роль эффективных демпферов гидравлических ударов, которые возможны в напорной сети. В медно-алюминиевых калориферах используются трубки с толщиной стенки, типично, 0,5 мм (иногда – 1 мм). В «калачах» - поворотных трубках по бокам калорифера – из-за изгибного растяжения происходит уменьшение толщины материала и здесь велика вероятность разрушения трубки из-за гидравлического удара.

Паровые калориферные секции содержат калориферы серии КПСК и воздушные перепускные клапаны. Габариты калориферных секций соответствуют габаритам приточных установок. Режимы работы калориферных секций в конкретных условиях устанавливаются с помощью перепускного воздушного клапана и, в частности, с помощью парового регулирующего клапана.

4.2.2.1. О ПРИМЕНЕНИИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ В СХЕМАХ ОБВЯЗКИ ВОДЯНЫХ КАЛОРИФЕРОВ

Циркуляционный насос предназначен для обеспечения повторного прохождения через калорифер части отработанной горячей воды, вышедшей из калорифера. Циркуляционный насос, в нашем понимании, применяется в следующих случаях:

1. При ограниченном типоразмерном ряде калориферов и отсутствии воздушного перепускного клапана в калориферной секции. В этом случае калорифер подбирают с запасом мощности и, для обеспечения теплового режима калорифера, с помощью насоса и трехходового крана производят снижение температуры прямой воды за счет подмеса части обратной воды.
2. Если не выполняется температурный график горячей воды (температура воды завышена) и требуется снизить температуру обратной воды.
3. Если расчетные скорости горячей воды в трубках калорифера оказываются слишком низкими (0,2…0,3 м/с и ниже), то для защиты от замораживания воды в трубках необходимо вводить дополнительную циркуляцию, то есть повышать скорость воды в трубках калорифера.

Примерная схема обвязки водяного калорифера с циркуляционным насосом показана на рис. 4.9.

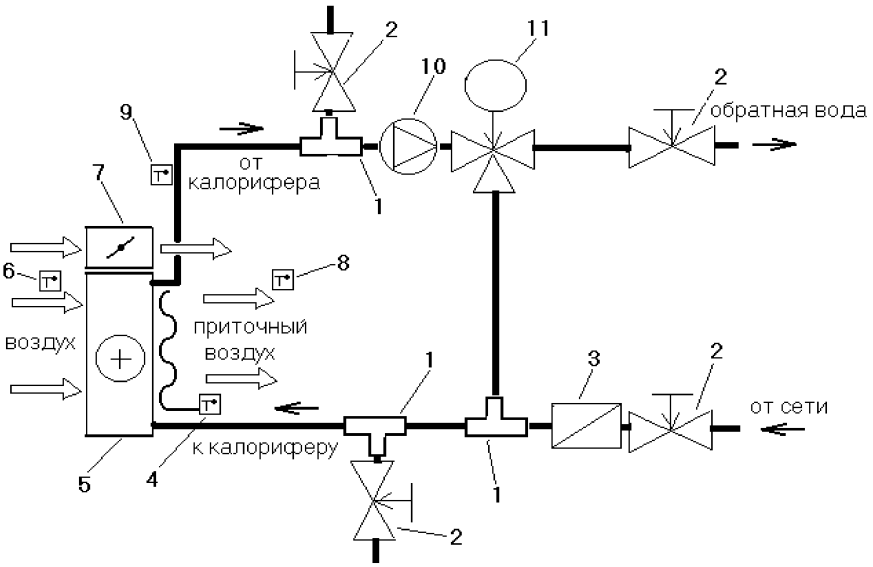


Рис. 4.9. Пример схемы обвязки водяного калорифера с циркуляционным насосом: 1- тройник; 2- кран; 3- входной фильтр; 4- дополнительный капиллярный датчик температуры воздуха после калорифера системы защиты калорифера от замораживания; 5- водяной калорифер; 6- датчик температуры наружного воздуха; 7- клапан перепуска воздуха в обход калорифера; 8- датчик температуры воздуха, подаваемого в помещение; 9- датчик температуры обратной воды системы защиты калорифера от замораживания; 10- циркуляционный насос; 11- трехходовой кран с управляемым электроприводом

4.2.2.2. ПРИТОЧНЫЕ УСТАНОВКИ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛА

Значительная часть территории России находится в климатических зонах с холодными и очень холодными зимами. Это означает, что, для обеспечения требуемого воздухообмена и требуемых температурных условий в помещениях, обслуживаемых приточными установками, необходимо подводить значительные количества тепловой мощности. При этом использованный воздух с комнатными температурами примерно в таких же количествах должен быть удален из помещения наружу с соответствующими потерями тепловой мощности. Естественно возникает мысль отнять тепло от выбрасываемого из помещения воздуха и вернуть его обратно, если не всё, то, по крайней мере, часть. Для этого используются рекуператоры нескольких основных типов.

1. **Вращающийся роторный рекуператор.** Это один из наиболее эффективных вариантов рекуператора. Он представляет собой, типично, гофрированную алюминиевую фольгу толщиной в доли миллиметра, свернутую в цилиндрический рулон. При этом между слоями фольги имеются зазоры для продувания воздуха. Диаметр цилиндра определяется проходным сечением приточной установки (рис. 4.10).

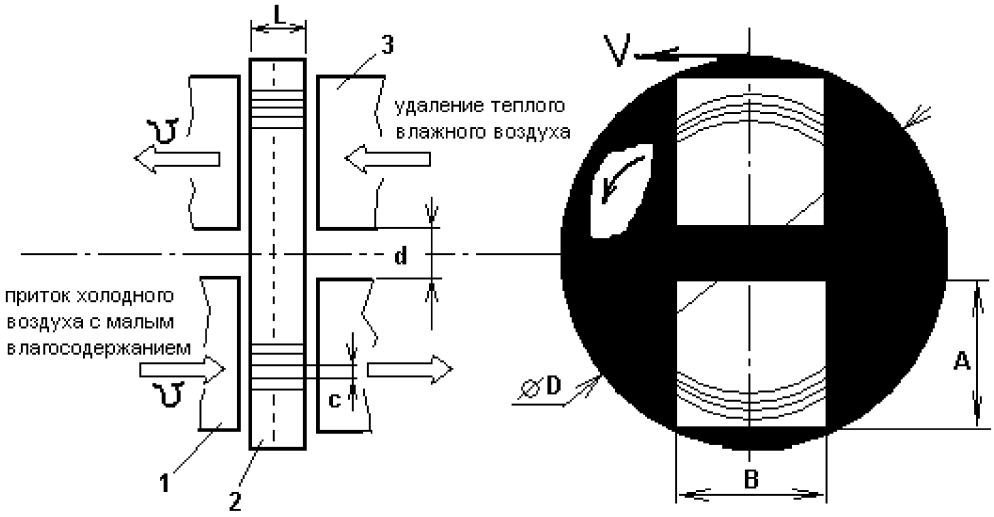


Рис. 4.10. Схема работы роторного рекуператора: 1- элемент приточной установки; 2- вращающийся роторный теплообменник; 3- элемент вытяжной системы; **A*B** – размеры проходного сечения приточной системы; **D** – диаметр роторного теплообменника; **c** – зазор между пластинами в теплообменнике; **d** – расстояние между приточной и вытяжной системами; **L** – длина каналов в роторном теплообменнике

Из рис. 4.10 видно, что проходные сечения приточного и вытяжного каналов (форма может быть, например, круглая) только часть площади поперечного сечения роторного теплообменника, поэтому было бы интересно оценить эффективность такого рекуператора. Примем, что ротор вращается с постоянной угловой скоростью **ω** , причем линейная скорость на внешнем диаметре ротора **V** гораздо меньше средней скорости движения воздуха через щели теплообменника v, т.е. с точки зрения аэродинамики и теплообмена вращением пренебрежём. Скорость v считаем одинаковой по всему поперечному сечению канала. Тогда процесс теплообмена в каждой щели определяется только временем пребывания её в активной зоне потока (на вытяжке или притоке). Теперь обратимся к схеме, приведенной на рис. 4.11. Здесь показаны два варианта поперечного сечения активной части роторного рекуператора. В верхней части закрашено типичное прямоугольное проходное сечение **A*B** приточно-вытяжных систем. В нижней части закрашено проходное сечение в виде сектора той же площади (для обеспечения таких же расходных скоростей v потока воздуха): **A*B = R*a.** Проходное сечение в виде сектора круга обеспечивает одинаковое время пребывания каждого элемента ротора (независимо от радиуса) в зоне активного потока с одной и той же скоростью v. Это значит, что, если геометрия ротора и скорость его вращения подобраны правильно, то за время пребывания в потоке с каждого элемента ротора снимается или подводится все требуемое тепло. Если же проходное сечение имеет форму прямоугольника, то невозможно обеспечить одинаковое время пребывания разных по радиусу сечений прямоугольника в зоне активного потока. Попробуем оценить эффективность использования такого проходного сечения. Если предположить, что геометрия и скорость вращения ротора подобраны так, чтобы в

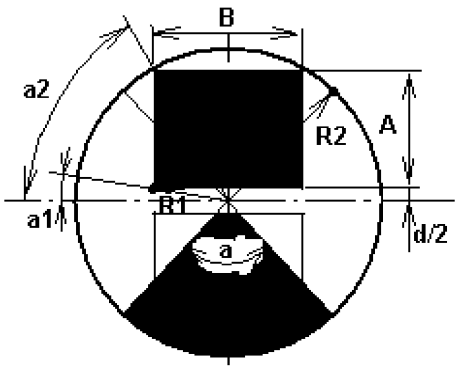


Рис. 4.11.

ближних к центру сечениях теплообменник за время пребывания **T1=(~π2*a1)/ω** передает все требуемое тепло, то в остальных сечениях, по мере удаления от центра, время пребывания каждого элемента ротора в зоне потока будет уменьшаться. На внешнем радиусе время пребывания элементов ротора в активной зоне будет равно **T2=(~π2*a2)/ω.** Таким образом эффективность рекуперации, в первом приближении, можно оценить как отношение среднего времени пребывания в активной зоне **(T1+T2)/2** к времени пребывания **T1**, которое обеспечивает максимальную эффективность рекуператора: **K = (T1+T2)/(2*T1).**

Поскольку **a1= arctg(2*d/B) , a2= arctg(2*A/B) ,** то эффективность теплообмена можно оценить, зная геометрию системы. Например, при **A=0,67*R2**, **B=1,33*R2**, **d=0,167*R2** можно получить значение эффективности **K=0,8**. Это верхняя оценка. Таким образом, для увеличения эффективности желательно располагать приточный и вытяжной каналы секторами, например, таким образом, что они будут занимать по половине площади круга ротора. Но для этого потребуется существенно увеличивать осевую протяженность секции роторного теплообменника, для получения равномерного распределения потоков по сечениям, в противном случае будут работать лишь некоторые части площадей сечения роторного теплообменника, что можно наблюдать в конструкциях некоторых производителей).

В реальных же условиях эффективность будет ниже ввиду следующего. Во-первых, между ротором и приточным трактом, а также между ротором и вытяжным трактом, имеются технологические зазоры, необходимые для возможности вращения ротора. В связи с трудно предсказуемыми перепадами давления в данной области приточно-вытяжной системы будут существовать перетекания воздуха и тепла. В частности, возможно попадание вытяжного воздуха на приток.

Во-вторых, и это наиболее важно, при попадании вытяжного воздуха с некоторой влажностью в охлажденную часть ротора, на поверхности каналов ротора будет конденсироваться влага (при отрицательных температурах будет образовываться иней с последующим превращением во влагу по мере вращения ротора). Эта влага может частично выдуваться из каналов потоком воздуха, частично она в виде пленки воды будет оставаться на поверхности фольги, частично (если вытяжка конструктивно располагается над притоком) может стекать по цилиндрическим слоям фольги ротора в направлении его вращения в сторону холодной приточной секции. Проходы между слоями в роторе узкие, поэтому возможно накопление влаги и льда и частичное перекрытие проходов. В любом случае, образование ледяной пленки на поверхности металлической фольги ротора приведет к ухудшению теплообмена: интенсивность его должна снизиться, следовательно, потребуется уменьшить скорость вращения ротора и теплообмен перестанет быть оптимальным. Для борьбы с влагой потребуется периодически снижать скорость вращения ротора, что приведет к снижению эффективности рекуперации. Побочным результатом является возможность попадания влаги с вытяжки на приток, что может способствовать заражению подаваемого воздуха.

В-третьих, для обеспечения оптимального режима работы роторного теплообменника необходимо в каждом конкретном случае его применения решать задачу оптимизации теплообмена по скорости вращения ротора в зависимости от расходной скорости в каналах приточно-вытяжной системы, температур наружного и вытяжного воздуха. Это непростая задача.

Существенным недостатком роторных рекуператоров является необходимость располагать в непосредственной близости друг с другом

приточную и вытяжную системы. Кроме того, размеры ротора должны быть достаточно велики, чтобы в его поперечное сечение вписывались поперечные сечения приточного и вытяжного каналов, т.е.поперечные габариты установки будут определяться размерами ротора. Поэтому роторные рекуператоры делают, как правило, в приточно-вытяжных системах малых и средних производительностей.

2. Пластинчатые перекрестноточные рекуператоры. Рекуператоры такого типа широко используются в приточно-вытяжных системах. Схема перекрестноточного рекуператора показана на рис. 4.12. Он имеет вид прямоугольного параллелепипеда с высотой **С** и квадратом **А*А** в основании (**А=В**). Приточный и вытяжной воздух движутся во взаимно перпендикулярных направлениях по рядам чередующихся узких щелей, имеющих общие стенки. Таким образом, тепло от выбрасываемого воздуха через тонкую стенку передается приточному воздуху, движущемуся по соседнему каналу. Смежные стенки выполняются обычно из тонкого алюминиевого листа или из тонкого листового пластика с хорошей теплопроводностью. Это позволяет максимально эффективно передать тепло с вытяжки на приток. Но при этом размер **С** определяется суммарным размером приточного и вытяжного подводящих воздуховодов, т.е. конструкция имеет достаточно большой габарит. Производители таких рекуператоров пишут об эффективности примерно 50..80%. Если температура наружного воздуха выше нуля градусов, то рекуператор может работать непрерывно и, возможно, обеспечит такие эффективности. При этом на поверхности перегородки между каналами со стороны вытяжного воздуха очень вероятно появление конденсата. Однако, если температура наружного воздуха падает до какого-то уровня ниже нуля (определяется балансом тепловых мощностей приточного и вытяжного воздуха), то на поверхности перегородки со стороны вытяжного воздуха температура тоже станет отрицательной и конденсат начнет превращаться в лед, снижая эффективность теплообмена и, со временем, перекрывая вытяжные каналы. Поэтому рекуператор работать непрерывно не сможет. Потребуется его периодически отключать, т.е. делают обводной канал для приточного воздуха мимо рекуператора и устройство слива конденсата с вытяжной стороны. Во-первых, это приведет к снижению осредненной по времени эффективности рекуператора, о чем не сообщают производители такого типа рекуператоров. Во-вторых, основной теплообменник-нагреватель приточной установки должен обеспечить заданный подогрев при отключении рекуператора, то есть должен быть изначально сильно переразмерен, так как тепловая мощность должна увеличиться очень сильно: от нескольких десятков процентов до разов. Конечно, возможен вариант перепуска на это время вытяжного воздуха на приток, если это

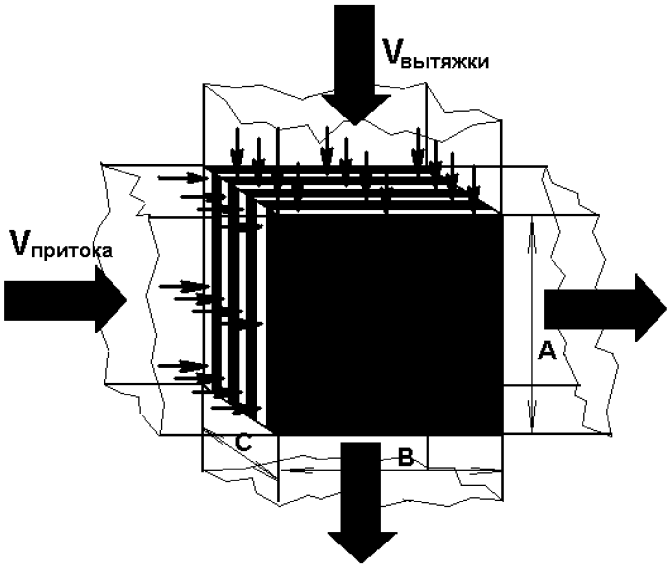


Рис. 4.12. Схема перекрестноточного рекуператора

не противоречит требованиям к системе. Возможны также варианты дополнительного подогрева приточного или вытяжного воздуха перед рекуператором для исключения отрицательных температур на его стенках, однако это также означает снижение его эффективности.

При изготовлении перекрестноточных рекуператоров для приточно-вытяжных систем с большими производительностями возможны серьезные технологические трудности из-за больших габаритов. Существенной проблемой является расположение приточного и вытяжного вентиляторов относительно рекуператора при построении нагруженных систем. Поскольку приточная и вытяжная системы разделены тонкими перегородками, то при значительных перепадах давления между приточным и вытяжным каналами и при больших размерах рекуператора возможны прогибы перегородок и деформации рекуператора.

3. Рекуператоры на связанных теплообменниках. Это конструктивно наиболее гибкий вариант системы рекуперации. Один теплообменник «жидкость-воздух» устанавливается в приточной системе, второй – в вытяжной системе. Приточная и вытяжная системы могут быть разнесены территориально и связаны между собой замкнутой системой теплоизолированного трубопровода, по которой циркулирует антифриз. Таким образом, тепло отбирается у выбрасываемого из помещения воздуха и с помощью жидкого теплоносителя передается приточному воздуху во втором теплообменнике, стоящем на притоке. Параметры антифриза подбираются в соответствии с рабочим диапазоном отрицательных температур. Стандартный вариант обвязки с двумя разнесенными теплообменниками приведен на рис. 4.13. Теплообменник 1 установлен в вытяжной установке, а теплообменник 5 - в приточной, циркуляция этиленгликоля по теплоизолированным трубопроводам осуществляется насосом 4. Казалось бы, чем ниже температура наружного воздуха, тем большую часть тепла можно было бы вернуть с вытяжки на приток. Однако, к сожалению, это не так. При низких и очень низких температурах воздуха, поступающего к приточному теплообменнику, температура антифриза на выходе из него падает до какого - то критического уровня ниже нуля (определяется балансом тепловых мощностей приточного и вытяжного воздуха). Эта жидкость поступает на вход теплообменника, установленного в вытяжной системе и приводит к снижению температуры части поверхности этого теплообменника ниже нуля градусов. Это, в свою очередь, приведет к намораживанию влаги (отбираемой из вытяжного воздуха) на поверхности теплообменника. Следовательно, в таком режиме работа системы рекуперации не может поддерживаться постоянно. Потребуется устанавливать необходимую автоматику и периодически отключать рекуператор для удаления намороженной влаги с поверхности теплообменника на вытяжке. Решение проблемы заключается в необходимости избежать условия появления отрицательных

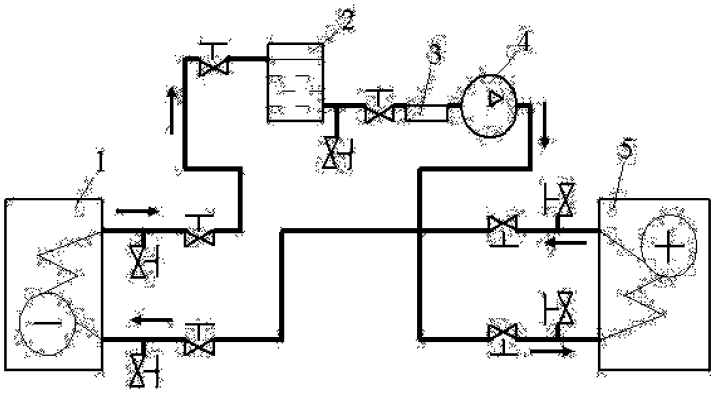


Рис. 4.13. Схема обвязки теплообменников с утилизацией тепла выходящего воздуха:
1-теплообменник в вытяжной системе; 2-расширительный бак; 3-фильтр; 4-насос для перекачки этиленгликоля; 5-теплообменник в приточной системе

температур на поверхности вытяжного теплообменника. При низких температурах наружного воздуха этого можно достичь, например, некоторым предварительным подогревом приточного воздуха перед приточным или вытяжным теплообменниками, что приведет, естественно, к снижению эффективности рекуперации и усложнению всей системы рекуперации. Другой путь заключается в заведомом снижении эффективности системы рекуперации для обеспечения непрерывных условий ее работы. В приточных установках ООО «ИННОВЕНТ» используется именно такая схема утилизации, эффективность при непрерывной работе которой составляет 30-45%.

В заключение следует отметить, что в схеме со связанными теплообменниками исключается попадание воздуха или влаги с вытяжки на приток. Кроме того, размеры теплообменников, как правило, позволяют вписаться в поперечное сечение приточно-вытяжной системы.

4.2.3. ПРИТОЧНАЯ МИНИУСТАНОВКА МПК-1,6

Использование канального прямоточного вентилятора позволяет создавать не только блочные приточные установки разной производительности и комплектации, но и моноблочные установки (миниустановки). ООО «ИННОВЕНТ» выпускает моноблочные установки (миниустановки) МПК-1,6 с функциями очистки и подогрева воздуха производительностью до 130 $м^3$/час. Установки рекомендуется использовать для подачи свежего воздуха в помещения, оснащенные герметичными оконными стеклопакетами, препятствующими инфильтрации свежего воздуха в помещение и удалению отработанного. Раздача воздуха от приточного агрегата может осуществляться как по сети воздуховодов, так и непосредственно в помещение. Отвод воздуха из квартиры происходит через кухонный вентиляционный канал за счет небольшого избыточного давления, создаваемого установкой. Для увеличения производительности установки рекомендуется в кухонный канал установить вытяжной вентилятор.

Моноблочные воздухоприточные установки обычно выпускаются в двух исполнениях: с электрическим и водяным теплообменником. Благодаря небольшим габаритам, установки вписываются в подшивной потолок. Использование в них вентилятора с пластиковым колесом и двигателя с внешним ротором делает их практически малошумными, а выносной пульт управления позволяет пользователю, при необходимости, самостоятельно управлять установкой.

4.2.3.1. ВАРИАНТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗДУХОПРИТОЧНЫХ УСТАНОВОК МПК-1,6 В МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЯХ

Возможны следующие схемы вентиляции квартир, оборудованных герметичными стеклопакетами, как в существующих, так и во вновь проектируемых зданиях.

1.Обеспечение вентиляции в существующих квартирах.

Приточная установка МПК-1,6 (в случае необходимости - две) монтируется в лоджии и подает очищенный и подогретый (зимой) воздух. Возможные варианты подачи воздуха:

а) воздух подается непосредственно в комнату, примыкающую к лоджии, далее воздух за счет избыточного давления поступает в смежные комнаты (например, через вентиляционные переточные решетки, установленные между комнатами, или через щели под дверьми);

б) разводка воздуха по комнатам осуществляется пластиковыми прямоугольными воздуховодами.

Возможные способы удаления воздуха из квартиры:

а) через приоткрытые оконные проемы;

б) через кухонный вентиляционный канал;

в) вытяжными вентиляторами, установленными в кухонном вытяжном канале и в санузле;

г) через вентиляционные клапаны, за счет избыточного давления, создаваемого приточной установкой.

2.Обеспечение вентиляции в квартирах вновь проектируемых зданий.

Предлагаются следующие схемы вентиляции: обычная, схема с частичной утилизацией тепла и схема с эффективной утилизацией тепла удаляемого воздуха (вопросы конденсации влаги и противопожарные мероприятия не рассматриваются).

2.1.Обычная схема принудительной вентиляции.

Приточная установка МПК-1,6 (одна или две) монтируется в лоджии, подает очищенный и подогретый (зимой) воздух. Разводка воздуха по комнатам осуществляется за счет избыточного давления (через щели под дверьми) либо пластиковыми прямоугольными воздуховодами.

Возможные способы удаление воздуха из квартиры:

а) через кухонный вентиляционный канал;

б) вытяжным вентилятором, установленным в кухонном канале;

в) через вентиляционные клапаны, за счет избыточного давления, создаваемого установкой.

2.2.Принудительная вентиляция с центральным вытяжным вентилятором.

Приточная установка МПК-1,6 (одна или две) монтируется в лоджии, подает очищенный и подогретый (зимой) воздух. Разводка воздуха по комнатам осуществляется за счет избыточного давления (через щели под дверьми), либо пластиковыми прямоугольными воздуховодами. Воздух удаляется из квартиры через центральный вентиляционный канал, за счет разрежения, создаваемого осевым (радиальным) вентилятором, установленным на крыше здания. Производительность вытяжного вентилятора регулируется изменением частоты вращения, в зависимости от количества работающих миниприточных установок.

2.3. Схема с частичной утилизацией тепла удаляемого воздуха. В здании предусмотрен центральный вытяжной канал, в центре которого (соосно) расположен приточный канал. Воздух в приточный канал подается низконапорным осевым вентилятором, имеющим производительность (при номинальной частоте вращения), равную суммарной производительности всех миниприточных установок. Раздача воздуха из центрального приточного канала по квартирам осуществляется миниприточными установками, обеспечивающими фильтрацию и подогрев воздуха. Производительность приточного вентилятора регулируется изменением частоты вращения, в зависимости от количества работающих миниприточных установок. Управление производительностью вентилятора осуществляется по сигналу датчика, измеряющего давление в канале, которое зависит от разбора воздуха миниприточными установками. Воздух из квартир удаляется за счет избыточного давления, создаваемого миниприточными установками и гравитационным напором, через центральный вытяжной канал, при этом за счет теплопередачи через стенки каналов происходит частичная утилизация тепла (должен быть предусмотрен слив конденсата).

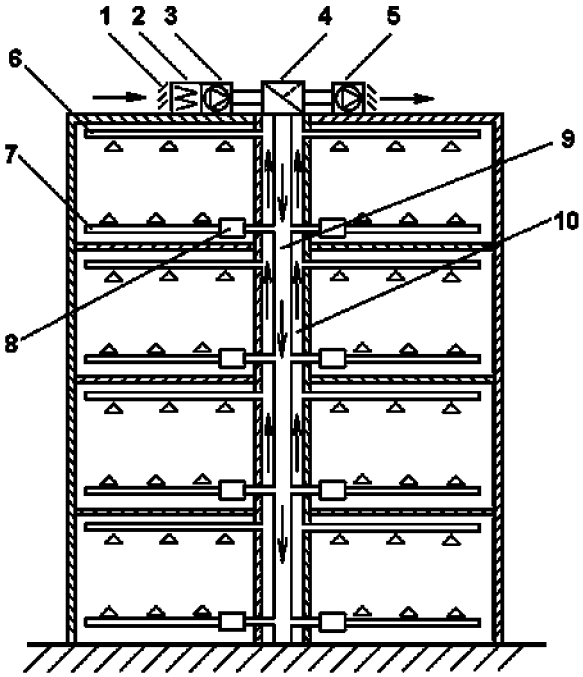


Рис. 4.14 Схема механической вентиляции с утилизацией тепла удаляемого воздуха

1-воздухозаборная решетка; 2-фильтр предварительной очистки воздуха; 3-приточный вентилятор; 4-теплообменник - утилизатор (с разделенными стенками); 5-вытяжной вентилятор; 6-вытяжной воздуховод; 7-воздухоприточный воздуховод; 8-минипритоная установка МПК-1,6-2; 9-центральный приточный канал; 10-центральный вытяжной канал

2.4. Схема с эффективной утилизацией выбрасываемого тепла (рис. 4.14).

В здании предусмотрен центральный канал с теплоизолированной перегородкой, разделяющей его на приточный и вытяжной каналы. Воздух подается приточным осевым (либо низконапорным радиальным) вентилятором и удаляется вытяжным осевым (либо низконапорным радиальным) вентилятором. Забор воздуха из центрального приточного канала и его раздача по квартирам осуществляется минипритоными установками, обеспечивающими фильтрацию и подогрев воздуха. Воздух из квартир удаляется за счет разрежения в вытяжном канале, создаваемого центральным вытяжным вентилятором. Производительность приточного и вытяжного вентилятора регулируется изменением частоты вращения. Управление производительностью приточного/вытяжного вентиляторов осуществляется по сигналу датчика, измеряющего давление в приточном канале, которое зависит от разбора воздуха минипритоными установками. Утилизация тепла удаляемого воздуха происходит либо в совмещенном теплообменнике-утилизаторе, либо в разнесенных теплообменниках с промежуточным теплоносителем. В первом случае должны использоваться теплообменные аппараты со стенками, разделяющими приточный и удаляемый воздух (очевидно, что должны быть предусмотрены стандартные мероприятия по сливу конденсата и предотвращения намораживания).

4 .2.4. ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПРИТОЧНЫХ УСТАНОВОК В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

В минимальный набор воздухоприточной установки (рис. 4.15), как правило, входят: входной воздушный клапан 1, фильтр 2, вентилятор 3, теплообменник 4. Рассмотрим работу воздухоприточной установки в зимний период времени. При резко отрицательных наружных температурах воздух имеет низкую абсолютную влажность (1..2 г/кг), поэтому подаваемый приточной установкой в помещение нагретый воздух имеет низкую абсолютную и, соответственно, низкую относительную влажность – на уровне нескольких десятков процентов. При отключении установки закрывается входной клапан, выключается вентилятор и в зимнее время, если используется водяной теплообменник, система автоматики переводится в дежурный режим, при котором через теплообменник устанавливается минимальный расход воды для защиты его от замораживания. Если наружный воздух достаточно холодный, то на внутренней поверхности входного клапана устанавливается отрицательная температура. Так как вентилятор не работает, то из-за перепада температур внутри установки (включая воздуховоды) возможна циркуляция воздуха: приток теплого воздуха изнутри к входному клапану и отток охлажденного на его поверхности воздуха через установку по воздуховодам. В этом случае в выключенной установке возможно некоторое незначительное намораживание льда на входном клапане. Если же в помещении имеются существенные влаговыделения, приточная установка содержит секцию увлажнения воздуха или работает в режиме рециркуляции, то в этом случае намораживание льда на клапане может быть довольно значительным, и клапан может оказаться заблокированным при включении установки.

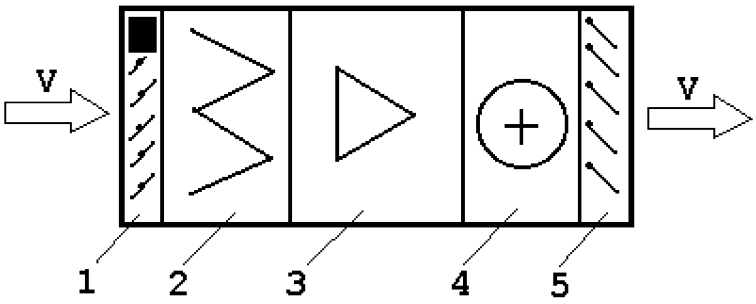


Рис. 4.15. Приточная установка с защитой от намораживания влаги на внутренней поверхности входного клапана: 1- входной клапан с электроприводом; 2- воздушный фильтр; 3- вентилятор; 4- секция теплообменника; 5- обратный клапан гравитационный

Каким образом защищается входной клапан от намораживания льда?

Для этого, во-первых, створки входного клапана делают утепленными – между двумя металлическими поверхностями створки кладут слой теплоизоляционного материала. Однако, несмотря на теплоизоляцию, тепло отводится по периметру створки и по корпусу клапана. Как вариант, створки клапана, выполненные из листового металла, покрываются теплоизолирующим материалом типа мягкой резины или пенополиэтилена и т.п.

Во-вторых, на край створки, соприкасающийся в закрытом состоянии с краем соседней створки, наклеивают мягкий материал типа резины. В закрытом состоянии клапана резина деформируется, и, кроме того, лед к ней не прилипает. В этом случае облегчается открытие обмерзшего клапана, так как за счет деформации резины лед откалывается от резины. Проблемы с открытием клапана возникают только, если льда наморожено много.

В-третьих, входной клапан при неработающей установке обогревают: между створками клапана на всю их ширину устанавливают прямые ТЭНы, а их концы выводят в закрытые полости по бокам корпуса клапана.

Электронагреватели включают перед открыванием клапана, они прогревают стыки створок, лед тает и клапан может открываться. Недостатки этой конструкции состоят в том, что электрические концы ТЭНов надо защищать от возможного контакта с механизмом привода створок и, для обогрева ТЭНами необходима электрическая энергия (иногда значительная), соответствующая низковольтная аппаратура, автоматика и т.д. Кроме того ТЭНы гигроскопичны: влага может проникать через уплотнения концов внутрь ТЭНов, вызывая утечки электричества или, в крайнем случае, пробой ТЭНов.

По нашему мнению, наилучшей защитой входного клапана от намораживания льда является установка за секцией теплообменника воздушного клапана 5, гравитационного или с электроприводом. Если же в установке используется секция увлажнения, то клапан должен быть установлен перед ней. Если это гравитационный клапан, то под напором воздуха он открывается, а при неработающей установке закрывается. В этом случае при неработающей установке предотвращается возможный приток влажного воздуха к входному клапану, а внутри установки между закрытым входным воздушным клапаном и клапаном на выходе образуется замкнутый объем с пониженной влажностью, за счет чего резко уменьшается интенсивность намораживания. Если же установка имеет к тому же водяное отопление, то воздух за счет постоянного нагрева (дежурный режим) имеет в этой полости очень малую влажность, вероятность намораживания становиться еще меньше и установка дополнительных ТЭНов не требуется. В случае работы приточной установки в режиме полной рециркуляции, если возвращающий воздух имеет повышенную влажность, то должен быть предусмотрен обогрев створок входного воздушного клапана. В целом, наилучшим решением проблемы будет применение теплоизоляции входного клапана совместно с обратным (гравитационным) клапаном на выходе установки.

4.2.5. НЕКОТОРЫЕ СООБРАЖЕНИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТСИСТЕМ

В последнее время уделяется значительное внимание энергосбережению промышленных зданий. Известны мероприятия, позволяющие значительно снизить энергопотребление на обогрев и вентиляцию:

- утепление ограждающих конструкций;
- использование альтернативных систем отопления (инфракрасные обогреватели, теплые полы и т.д.);
- утилизация тепла выбрасываемого воздуха;
- возврат тепла из верхней зоны вентиляторами - дестратификаторами;
- использование новых систем подачи воздуха для снижения общего воздухообмена (метод затопления, организация локальных чистых мест и т.д.).
-защита от прорыва холодного воздуха в помещение и т.д.

Наряду с этими известными методами, существуют огромные резервы по снижению энергопотребления в самих системах вентиляции, о которых необходимо знать, приступая к проектированию или к модернизации уже существующих систем (речь идет только о потреблении электроэнергии на привод вентилятора). Гидравлическая мощность, переданная потоку колесом вентилятора, определяется произведением производительности Q ($м^3/с$) и полного давления вентилятора P_v (равному сопротивлению сети P_c): то есть $Q \cdot P_v$. Мощность, подводимая к колесу вентилятора, больше гидравлической мощности на величину потерь в вентиляторе $P_v \cdot Q / \eta$, а мощность, потребляемая из сети вентилятора, больше мощности, подводимой к колесу, на величину потерь в электродвигателе $P_v \cdot Q / (\eta \cdot \eta_{эл})$. Полный КПД вентилятора находится в пределах

0,6….0,86, а КПД электродвигателей от 0,1 до 0,9 (меньшие значения соответствуют электродвигателям малой мощности. Так как КПД вентилятора и электродвигателя являются конечными величинами, то отсюда следует, что уменьшение потребления энергии может быть достигнуто уменьшением производительности или сопротивления сети. Значительного уменьшения производительности в вентиляционных системах можно добиться, используя рациональные схемы воздухообмена, однако понятно, что всегда существует предел снижения производительности. Таким образом, реальным рычагом снижения мощности электропривода является снижение сопротивления сети. Частично, в главе 2 были рассмотрены варианты повышения эффективности работы радиальных вентиляторов в спиральном корпусе за счет снижения сопротивления сети (снижения потерь давления с выходной скоростью). Ниже рассмотрены некоторые пути повышения эффективности работы радиальных (в том числе и канальных) вентиляторов в приточных и вытяжнных системах.

4.2.5.1. ВОЗДУХОПРИТОЧНЫЕ УСТАНОВКИ

Рассмотрим типовую задачу: подбор аэродинамических характеристик вентилятора для приточной установки (или приточной системы). Производительность вентилятора определяется нормами воздухообмена обслуживаемого помещения, а давление вентилятора определяется суммарными потерями давления в самой длинной (или самой нагруженной) ветви системы воздуховодов.

Однако часто бывают случаи, когда требуемый расход воздуха в этой самой длинной ветви составляет лишь малую часть от общего расхода системы (рис.4.16.а). Другой случай - вентиляционная система с несколькими воздуховодами различного сопротивления (рис.4.16б). Общепринятая практика проектирования предусматривает подбор вентилятора **на заданный общий расход системы и давление, определяемое сопротивлением самой длинной или напряженной ветви.** Анализ множества вентсистем показал, что при таком подходе к их проектированию приточные установки имеют малую аэродинамическую эффективность.



Рис. 4.16. Схемы воздухоприточных установок

Определим аэродинамическую эффективность приточной установки, как полезную мощность, отнесенную к мощности привода вентилятора:

$$E = \frac{Полезная \cdot мощность}{Мощность \cdot вентилятора};$$

Примем, что «Полезная мощность» – это мощность, затраченная на подготовку воздуха, то есть преодоление аэродинамического сопротивления воздухозаборной решетки -$N_{Вход}$, фильтра -$N_{фильтр}$, калорифера -$N_{кал}$, (охладителя, увлажнителя, осушителя и т.д) и мощность потока выходящего из приточных устройств (решеток) - $N_{реш}$. Из понятия «полезная мощность» исключена мощность на преодоление сопротивления тракта, то есть потери давления на трение в воздуховодах $\Sigma\Delta Pi_{трен}$, в местных сопротивлениях $\Sigma\Delta Pi_{мест}$ (поворотные колена, тройники, переходы и т.п.).

Мощность вентилятора- $Nв = \frac{PvQ}{\eta}$, где P_v – полное давление вентилятора, Q – расход воздуха, η - КПД вентилятора по полным параметрам.

Полное давление вентилятора состоит из потерь давления в приточной установке, потерь давления на трение в воздуховодах $\Sigma\Delta Pi_{трен}$, в местных сопротивлениях $\Sigma\Delta Pi_{мест}$ (поворотные колена, тройники, переходы и т.п.) плюс динамическое давление на выходе приточных решеток.

Выразим указанные мощности как:

$N_{вход} = \Delta P_{вход} \cdot Q$; $N_{фильтр} = \Delta P_{фильтр} \cdot Q$; $N_{кал} = \Delta P_{кал} \cdot Q$; $N_{реш} = \rho V^2_{вых} \cdot Q /2$;

где: $\Delta P_{вход}$, $\Delta P_{фильтр}$, $\Delta P_{кал}$ - потери давления, соответственно, на входной решетке, фильтре и калорифере; $V_{вых}$ – условная средняя корость выхода воздуха из выпускных устройств.

Мощность, теряемая в выпускных устройствах (решетках):

$N_{реш1} = \Sigma[\zeta_i * \rho V^2_{кан} \cdot Q_i /2]$, где

$V_{кан}$ – средняя скорость в воздуховоде (обычно в воздуховоде принимается постоянная средняя скорость) возле выпускной решетки, ζ_i- коэффициент потерь в выпускной решетке, ρ - плотность воздуха.

Потери давления, входящие в полезную мощность

$\Delta P_{пол} = \Delta P_{вход} + \Delta P_{фильтр} + \Delta P_{кал} + \rho V^2_{вых}/2$.

Итак, эффективность системы:

$$E = \Delta P_{пол} \cdot \eta / P_v =$$

$$\Delta P_{пол} \cdot \eta / (\Delta P_{пол} + \Sigma[\Delta Pi_{трен} \cdot (Qi/Q)] + \Sigma[\Delta Pi_{мест} \cdot (Qi/Q)] + \rho V^2_{кан} \cdot \Sigma[\zeta_i \cdot (Qi/Q)]/2)$$

Потери давления на входной решетке, фильтре и калорифере известны, потери давления в воздуховодах и местных сопротивлениях рассчитываются. Основные проблемы связаны с коэффициентами потерь в выпускных решетках ζ_i. Реально при стандартном подходе к проектированию вентсистем происходит следующее.

1) При расчете системы давление вентилятора часто берут с большим запасом. Это означает, что существенное увеличение коэффициента потерь будет касаться не только ближайших к вентилятору решеток, но всех выпускных решеток системы. В противном случае в самом начале системы потребуется ввести местное сопротивление, компенсирующее избыточное давление вентилятора.

2) Поскольку давление вентилятора рассчитывается по самому нагруженному участку, а на всей длине системы бывает много выпускных устройств, то расположенные ближе к вентилятору устройства находятся в условиях повышенного статического давления, и для обеспечения заданного расхода через выпускные устройства приходится вводить дополнительные местные сопротивления. Это означает существенное увеличение коэффициента потерь в этих выпускных устройствах ζ_i и в системе.

Более наглядно, распределение мощности вентилятора приведено на рис. 4.17. Здесь слева квадратом 1 условно показана мощность вентилятора, соответствующая стандартной практике проектирования. Квадрат 2 –мощность правильно подобранного вентилятора (без запаса проектировщика). Мощность, соответствующая квадрату 3 – это минимально возможная мощность приточной установки (при имеющихся потерях в системе), в которой минимизированы потери на дросселирование в выпускных устройствах. Ветвь «к потребителю» -это суммарная гидравлическая мощность потока выходящего из воздуховыпускных устройств.

Рис. 4.17. Распределение мощности вентилятора: 1-при стандартном подходе, 2-без «запаса»; 3- минимизация потерь связанных с дросселированием в воздуховыпускных устройствах

В качестве примера рассмотрим приточную установку с производительностью 120000 м^3/час (33,33 м^3/с), работающую на сеть с тремя выраженными участками. Схема сети воздуховодов приведена на рис.4.18а, здесь же показаны потери давления на каждом из 3-х участков сети. Подача воздуха происходит через раздающие решетки со скоростью истечения $V_{вых}$ =2,5 м/с.

Аэродинамические потери приточной установки: сопротивление шахты, входного клапана, фильтра, калорифера, секции увлажнения $\Delta P_{прит}$ =50+20+200+150+50=470 Па, при этом полное сопротивление сети (определенное как сумма потерь всех участков, плюс динамическое давление на выходе из воздуховыпускных решеток) составляет 1224 Па. Для приточной установки с **некоторым запасом по давлению** подобран радиальный вентилятор типа ВЦ-4-70-16 (полное давление вентилятора P_v= 1400 Па), с установленной мощностью электродвигателя Nв=75кВт и потребляемой мощностью $N_в$= 1400х33,33/0,75=62,2кВт. Для обеспечения заданной производительности в вентсистему были введены дополнительные сопротивления, которые условно отражены на рис.4.18 позицией 4. Гидравлическая мощность потока, выходящего из решеток, $N_{вых}= Q\cdot\rho\cdot V^2_{вых}/2$ = 33,33·1,2·2,5^2/2=**125 Вт. Аэродинамическая эффективность установки по доставке воздуха $N_{вых}/N_в$ составляет 125/62200=0,002 или же 0,2%! Аэродинамический КПД вентсистемы, включающий затраты мощности на преодоление сопротивления входной шахты, решетки, фильтра, калорифера и увлажнителя составляет Е=0,25 или же 25%.** Как увеличить аэродинамическую эффективность вентсистемы при заданных потерях в тракте? Наиболее выгодный путь – следующий.

1. Надо разбить самую длинную (или самую нагруженную) ветвь системы воздуховодов на две примерно равные по потерям части (если таких ветвей несколько, то сделать это для каждой ветви так, чтобы сопротивления начальных частей, включающих вентилятор, были близки друг другу).
2. Подобрать основной вентилятор на заданный расход воздуха и аэродинамические потери до конца первой части (давление

вентилятора надо брать с небольшим запасом, чтобы в конце первой части системы было некоторое избыточное давление).

3. Для второй, последующей части системы, подобрать вентилятор, рассчитанный на расход воздуха через эту часть и давление, соответствующее потерям в этой части (в случае нескольких ветвей расчет делается для параметров каждой конкретной ветви).

Установим один вентилятор доводчик (рис. 4.18б) с производительностью 60000м^3/час и полным давлением 500 Па, которое равно суммарным потерям второго и третьего участков, при этом центральный вентилятор имеет полное давление 620 Па. Установим два вентилятора - доводчика (рис.4.18 в) с полным давлением 150 Па и 350Па и производительностью 60000 и 10000м^3/час, соответственно (рис.4.18в).

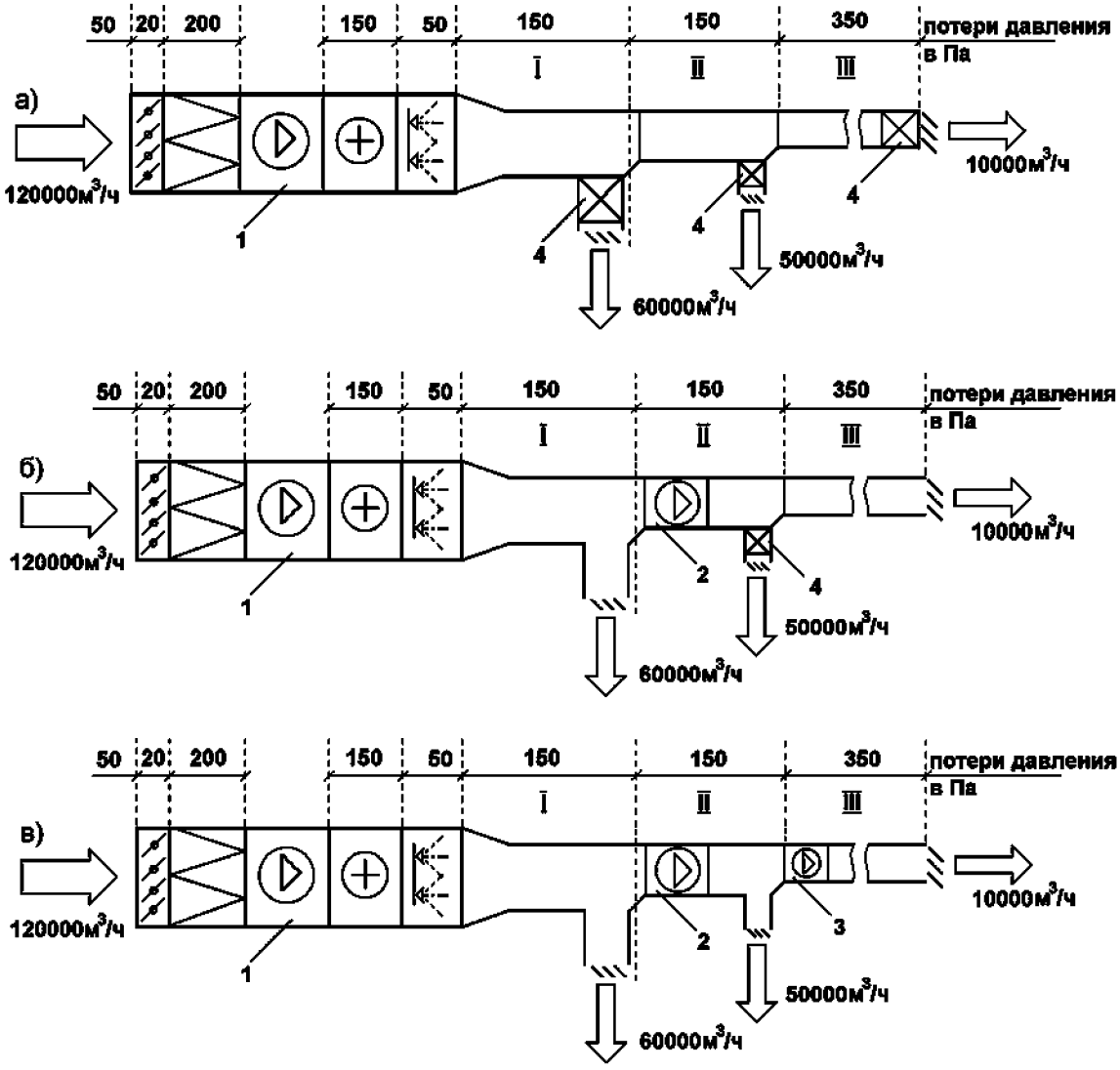


Рис. 4.18. Схемы приточных установок: а) «обычная»; б) с одним вентилятором – доводчиком; в) с двумя вентиляторами –доводчиками; 1-центральный вентилятор; 2,3 – вентиляторы –доводчики; 4- дроссельное устройство

Результаты расчетов суммарной мощности вентиляторов, уровня звуковой мощности вентиляторов и аэродинамической эффективности воздухоприточных

установок приведены в табл. 4.2. Исходный вариант соответствует установке с вентилятором, имеющим завышенное давление (запас проектировщика). Вариант а) – вентилятор имеет расчетное давление.

Табл. 4.2

Параметр	Исходный вариант	Один центр. вентилятор (вариант а)	Один вентилятор – доводчик (вариант б)		Два вентилятора –доводчика (вариант в)		
			Центр. вентилятор	Вентилятор доводчик	Центр. вентилятор	Вентилятор доводчик 1	Вентилятор доводчик 2
Полное давление, вентилятора P_v Па	1400	1124	620	500	620	150	350
Производительность, $м^3$/час	120000	120000	120000	60000	120000	60000	10000
Потребляемая мощность, кВт	62,2	49,8	27,55	11,13	27,55	3,34	1,3
Уровень звуковой мощности, дБА	114	111	100	92	100	90	81
Суммарная потребляемая мощность, кВт	**62,2**	**49,8**	**38,7**		**31,9**		
КПД вентсистемы	**0,25**	**0,318**	**0,409**		**0,496**		

Как видно, если вентилятор имеет расчетное давление, то эффективность приточной установки увеличилась с 0,25 до 0,318, то есть на 27% (за счет уменьшения потерь на дросселирование). Установка одного вентилятора – доводчика привела к уменьшению потребляемой мощности с 62,2кВт до 38,7кВт и повышению эффективности приточной установки с 0,25 до 0,409. Установка двух вентиляторов – доводчиков привела к уменьшению потребляемой мощности с 49,8кВт до 31,9 кВт и повышению эффективности приточной установки с 0,318 до 0,496, **то есть в два раза!**

Рассмотрим, как изменяются при этом параметры центрального вентилятора. В нашем примере давление центрального вентилятора уменьшено в два раза относительно расчетного. Это означает, что в ряде случаев радиальный вентилятор может быть заменен на вентилятор другого типа, в том числе и осевой, что дает некоторые преимущества в компоновке. Уровень звуковой мощности на выходе уменьшился с 114 до 100дБа, в линейных единицах это уменьшение звуковой мощности примерно в 20 раз! Очевидно, что при этом проще решаются проблемы с глушением шума выхода и при необходимости входа.

Предлагаемый способ подачи приточного воздуха с вентиляторами доводчиками требует тщательной наладки вентсистемы для исключения возникновения обратных токов. Вентиляторы – доводчики должны устанавливаться вне помещений с постоянным пребыванием людей, например, в подсобных помещениях, коридорах и .т.п. Вентиляторы - доводчики в ряде случаев требуют дополнительно установки глушителей шума.

Следует отметить ещё один фактор, влияющий на аэродинамические потери и шум в вентиляционных системах. При построении вентиляционных систем, в основном, используют воздуховоды из оцинкованной стали. Однако в некоторых случаях, для упрощения монтажа и в условиях ограниченного пространства, используют также гибкие воздуховоды из эластичного пластика с проволочным каркасом. Эти воздуховоды имеют в несколько раз выше потери давления, чем обычные гладкие воздуховоды. Это приводит к необходимости подбирать вентилятор на повышенное давление, увеличивается также

потребляемая мощность и шум, снижается общая эффективность вентиляционной системы.

Приведенные результаты показывают, что при построении эффективных малошумных вентиляционных систем надо большое внимание уделять правильности выбора вентилятора, минимизации потерь в воздуховодах, выпускных устройствах. Распределенные системы выгоднее, чем системы с одним вентилятором, с аэродинамической точки зрения, затрат мощности и снижения корпусного шума и шума, распространяющегося по воздуховодам.

4.2.5.2. ВЫТЯЖНЫЕ СИСТЕМЫ

Очевидно, что все вышесказанное относится также и к вытяжным вентсистемам. Для увеличения аэродинамической эффективности вытяжных систем необходимо пользоваться теми же рекомендациями, что были даны в разделе 4.2.5.1. Но если воздухоприточная система объединена с вытяжной, например, секцией рециркуляции или утилизации тепла, то появляются дополнительные аэродинамические потери (проблемы с выпадением влаги, намораживанием льда и пр. не затрагиваются).

. Поясним это на ряде примеров 1. Рассмотрим типовую схему приточно-вытяжной системы с рециркуляцией воздуха (рис.4.19).

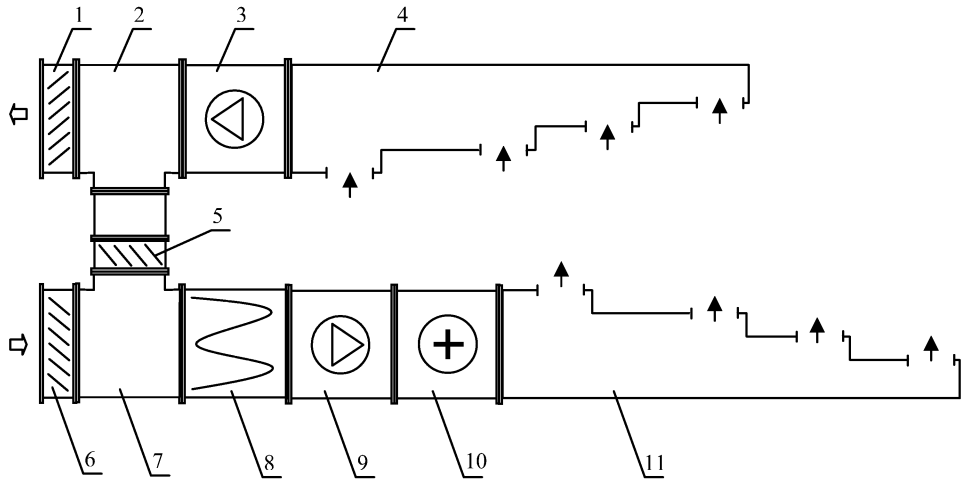


Рис. 4.19. Схема приточно-вытяжной установки с рециркуляцией.
1-воздушный клапан; 2-камера разделения потока; 3-вытяжной вентилятор; 4-вытяжной канал; 5-рециркуляционный воздушный клапан; 6-входной воздушный клапан; 7-камера смешения; 8-фильтр; 9-приточный вентилятор; 10-теплообменник; 11-приточный канал

В рециркуляционной камере 2 вытяжной системы устанавливается избыточное статическое давление, равное потерям в выходной решетке 1, то есть, примерно, 20…50 Па. В рециркуляционной камере 7 приточной системы устанавливается разрежение, равное потерям во входной решетке 6, то есть примерно, 20…50 Па. Полная рециркуляция достигается при закрытии воздушных клапанов 1 и 6, при этом клапан 5 открыт полностью. При малой степени рециркуляции клапан 5 должен быть прикрыт, чтобы выровнять давления в камерах 2 и 7. Потери мощности в этом случае равны перепаду давления (в нашем случае до 100 Па), умноженному на секундный расход перепускаемого через клапан 5 воздуха.

2. Рассмотрим типовую схему приточно-вытяжной системы с рециркуляцией и утилизацией тепла (рис.4.20):
а) утилизатор тепла 12 установлен перед вытяжным вентилятором 3 (на стороне всасывания вытяжного вентилятора);
б) утилизатор тепла 12 установлен за вытяжным вентилятором 3 (на напорной стороне вытяжного вентилятора).
В данном случае не имеет значения тип утилизатора (это может быть утилизатор с разделенными теплообменниками), а только его аэродинамические потери.

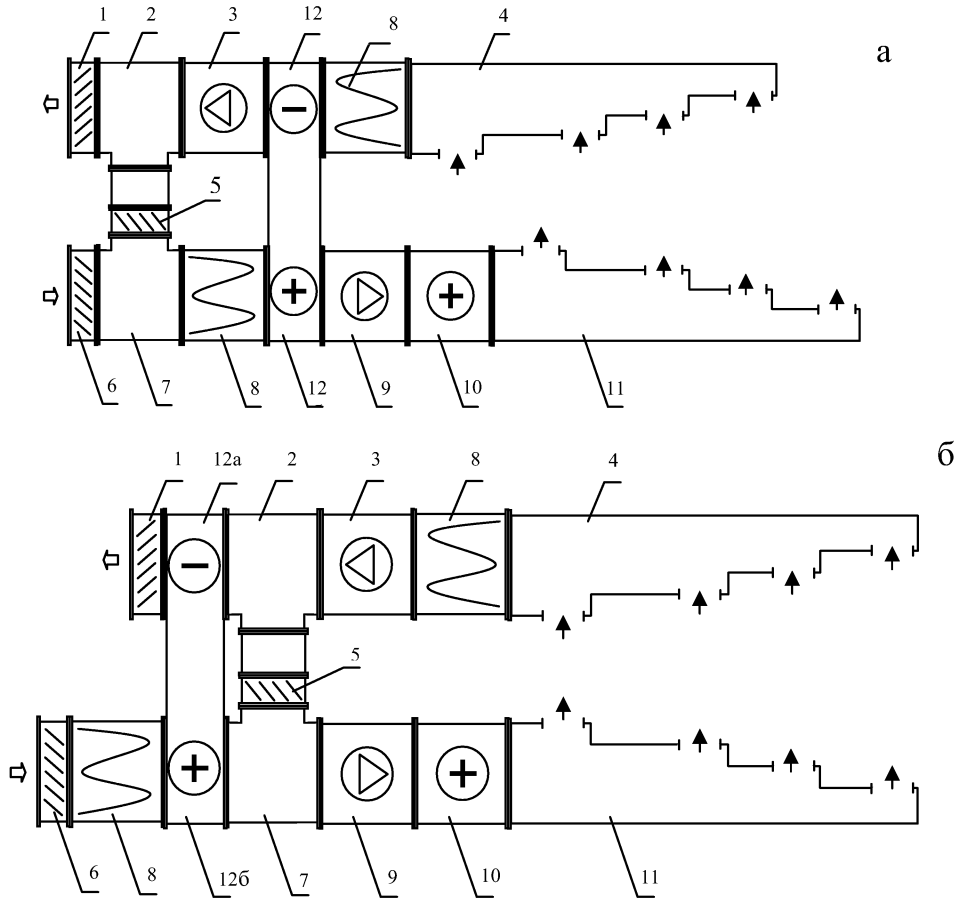


Рис. 4.20. Схема приточно-вытяжной установки с рециркуляцией и утилизацией тепла: а) утилизатор перед входом в вытяжной вентилятор; б) утилизатор на выходе из вытяжного вентилятора;1-воздушный клапан; 2-камера разделения потока; 3-вытяжной вентилятор; 4-вытяжной канал; 5-рециркуля-ционный воздушный клапан; 6-входной воздушный клапан; 7-камера смешения; 8-фильтр; 9-приточный вентилятор; 10-теплообменник; 11-приточный канал; 12-рекуператор: 12а-воздухоохладитель; 12б- воздухоподогреватель

В первом варианте разница полных давлений вытяжной и приточной частей рециркуляционной секции равна сумме потерь в воздушных клапанах и может быть, примерно, 100 Па (смотри выше). Во втором случае разница равна сумме потерь в рекуператоре на теплой стороне + выходной решетке и в утилизаторе на холодной стороне + входной решетке и может составлять 400..500 Па. Дросселирование для обеспечения заданной степени рециркуляции приводит к существенным потерям мощности, уже соизмеримым с мощностью **привода вентиляторов.** Прямые потери мощности будут в 4…5 раз больше, чем в первом случае, но при этом теплообменник может иметь меньшую поверхность и, следовательно, более высокую степень регенерации тепла (но более серьезную проблему с намораживанием инея).

4.2.5.3. ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГИБКИХ ВОЗДУХОВОДОВ

Ряд канальных вентиляторов в круглом корпусе, например, серия KD….XL3 [1], CK… C[2] имеют достаточно высокое динамическое давление на выходе и, соответственно, высокую скорость потока, что необходимо учитывать при их использовании в вентиляционных системах.

Пример такого вентилятора приведен на рис. 4.21. При производительности, например, 800 $м^3$/час скорость потока на выходе равна 11 м/с, а динамическое давление 73 Па. Аэродинамические потери в воздуховодах, присоединяемых к вентилятору, определяются в долях скоростного напора в них. Поэтому, если диаметр воздуховода равен диаметру присоединительного отверстия вентилятора, эти потери будут достаточно велики.

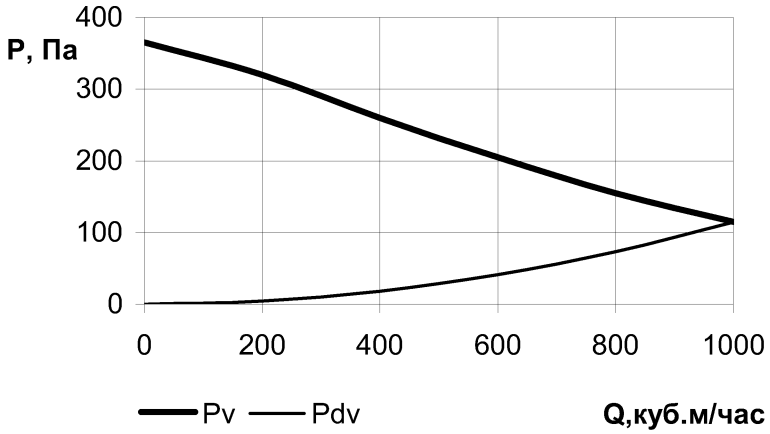


Рис. 4.21. Аэродинамическая характеристика канального вентилятора в круглом корпусе CK160C [2]: P_v- полное давление вентилятора; P_{dv} -динамическое давление на выходе из вентилятора

Особо надо отметить проблемы применения гибких воздуховодов совместно с канальными вентиляторами. При построении вентиляционных систем, в основном, используют воздуховоды из оцинкованной стали. Однако в некоторых случаях для упрощения монтажа и в условиях ограниченного пространства используют также гибкие воздуховоды из эластичного пластика с проволочным каркасом. Обычно это воздуховоды небольшого диаметра (от 100 мм до 315 мм). Аэродинамические потери в гибких воздуховодах значительно превышают потери в воздуховодах с гладкими стенками, и это надо учитывать при расчете систем. В технической информации на такие воздуховоды приводят графики, позволяющие определить потери давления на 1 м длины **растянутого** воздуховода при заданных средней скорости течения, температуре воздуха и номинальном диаметре воздуховода. Однако надо помнить, что в реальных ситуациях воздуховод не бывает растянутым, он – гофрированный, особенно если им выполнен поворот воздуховода. Это значит, что реальные потери давления в нем должны быть больше. Попробуем оценить, на сколько. Для этого обратимся к справочной литературе по гидравлическим сопротивлениям [3]. При средних скоростях в таких каналах 3-5 м/с характерные числа Рейнольдса составляют $(0,3…1)*10^5$. В таких условиях коэффициент сопротивления λ трубы, при относительной шероховатости стенки около 0,033, почти в четыре раза превышает коэффициент сопротивления такой же трубы с гладкими стенками. Примерно такие же оценки получаются при рассмотрении не сильно

гофрированной трубы. Таким образом, если для гладкой трубы в рассматриваемых условиях можно приблизительно считать λ=0,02 , то для средне гофрированной трубы λ может достигать значений 0,08...0,1 (и более) и, соответственно, потери давления на 1 м длины трубы и в поворотном колене должны быть больше, чем для растянутой (гладкой) трубы. Это приводит к необходимости повышать давление вентилятора, повышаются также потребляемая мощность и шум, снижается общая эффективность вентиляционной системы. Вообще, если предполагается использование гибких воздуховодов, то для снижения потерь давления среднерасходную скорость в воздуховоде следует принимать не более 4…5 м/с.

Литература.

1. Каталог канальных вентиляторов фирмы “Kanal Flakt” (“SystemAir”).
2. Каталог канальных вентиляторов фирмы “Ostberg”.
3. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, -Под ред. М.О. Штейнберга, 3-е изд. перераб. и доп., М. Машиностроение, 1992,672с.

4.3. ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫЕ ЗАВЕСЫ

Основное назначение воздушно - тепловых завес - препятствие проникновению холодного воздуха в помещение, а в случае его прорыва, разбавление теплым воздухом, выходящим из завесы, до необходимой температуры.

В настоящее время на рынке вентоборудования имеется достаточно широкий выбор воздушно-тепловых завес, причем большая часть – это относительно маломощные завесы, предназначенные для дверей, оборудованных тамбурами. Среди отечественных завес для промышленных сооружений можно назвать серию завес ЗВТ, которые были разработаны в 70-х годах и с тех пор выпускаются рядом предприятий. В этих завесах используются радиальные вентиляторы со спиральным корпусом типа Ц14-76, Ц4-76 (иногда в них используются и осевые вентиляторы) с производительностью в одном стояке до 20000 $м^3$/час. В настоящее время, с появлением новых типов вентиляторов, в завесах начали использоваться канальные вентиляторы, которые улучшили их технические характеристики и придали завесам более эстетичный вид. Предприятие ООО «ИННОВЕНТ» специализируется в производстве мощных завес типа ТЗК-ИННОВЕНТ для ворот с площадью проема от 4 $м^2$ и выше. В этих завесах используются канальные вентиляторы с производительностью в одном блоке до 22000$м^3$/час.

4.3.1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. КРИТЕРИЙ ПОДБОРА ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС

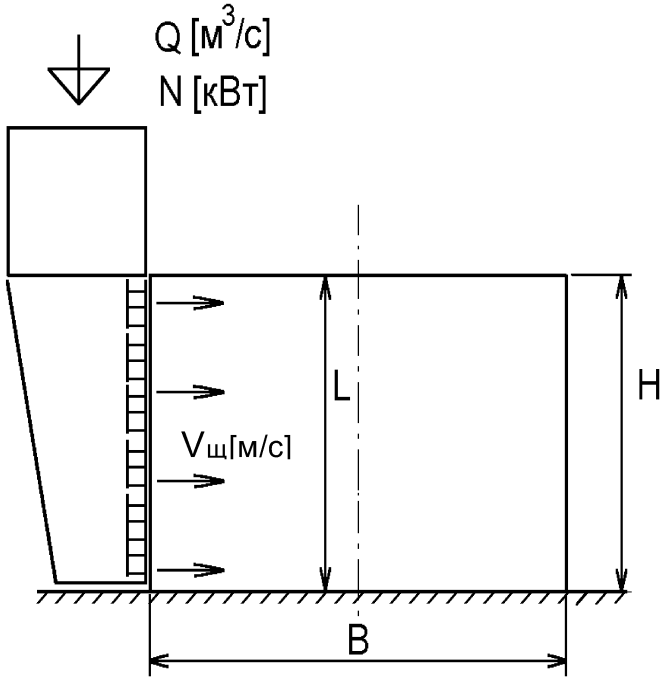


Рис. 4.22. Схема односторонней воздушно-тепловой завесы

Рассмотрим некоторые энергетические параметры, характеризующие воздушно-тепловые завесы. Схема односторонней вертикальной завесы приведена на рис. 4.22.

Количество движения истекающей из раздаточного короба струи (на единицу длины **L** завесы):

$$(mV_ш)_{ед} = \rho V_ш^2 F_ш / L = \rho Q^2 / L^2 \delta \qquad (4.1)$$

здесь: $V_ш$ -средняя скорость выхода потока из щели, м/с; Q-производительность вентилятора, $м^3$/с ; δ-ширина щели, м; $F_ш = L\delta$ –площадь щели, $м^2$; ρ - плотность воздуха, истекающего из щели, кг/$м^3$.

Мощность привода вентилятора (на единицу длины **L** завесы):

$$N_{ед} = P_v Q / (\eta L) = \xi \rho V_ш^3 \delta / (2\eta) \qquad (4.2)$$

Здесь: ξ - суммарный коэффициент аэродинамических потерь в завесе; η- полный КПД вентилятора.

Запишем удельное количество движения струи, как отношение количества движения струи к мощности вентилятора: $m V_щ / N_{ед}$. Этот параметр характеризует количество движения струи на единицу подводимой в вентиляторе мощности:

$$m V_щ / N_{ед} = 2\eta / (\xi V_щ) \qquad (4.3)$$

Очевидно, что чем выше этот параметр, тем выше энергетическая эффективность завесы.

Приведенные формулы позволяют сделать некоторый анализ энергетической эффективности завес (без учета влияния реальных характеристик вентилятора).

Из формулы (4.1) следует, что количество движения струи завесы с длиной короба L прямо пропорционально квадрату производительности вентилятора Q или скорости истечения струи $V_щ$ и обратно пропорционально ширине щели δ. Таким образом, увеличивать количество движения струи можно либо увеличивая производительность вентилятора (при неизменной ширине щели), либо - при меньшей производительности, увеличивая скорость истечения (уменьшая ширину щели). Но, как следует из формулы (4.2), потребляемая вентилятором мощность пропорциональна скорости истечения в кубе - $V_щ^3$. В результате, как видно из (4.3), увеличение скорости истечения струи приводит к уменьшению количества движения на единицу затраченной мощности и, следовательно, энергетически не оправдано.

Аэродинамическую эффективность или же шиберующие свойства завесы можно оценить параметром ***К***, который характеризует отношение количества движения истекающей из щели струи к количеству движения врывающегося в проем ворот воздуха (на единицу длины завесы):

К=$\dfrac{(mV_щ)_{ед.струи}}{(mV_o)_{ед.врыв.потока}}$. Для оценочных расчетов можно принять равенство плотностей врывающегся воздуха и истекающей струи, тогда параметр ***К*** при односторонней боковой подаче - $\dfrac{V_щ^2\delta}{V_o^2 B}$; при двухсторонней подаче - $\dfrac{2V_щ^2\delta}{V_o^2 B}$;

при вертикальной подаче (горизонтальное расположение короба) - $\dfrac{V_щ^2\delta}{V_o^2 H}$.

Здесь: δ - ширина щели (м); V_o - скорость врывающегося воздуха (м/с); B - ширина ворот (м); H - высота ворот (м).

При отсутствии тамбура величина параметра ***К*** должна быть не менее 0,5-0,6 (при скорости V_o=3 м/с).

Возможны следующие варианты подбора воздушно-тепловых завес:

а) по параметрам: производительности, тепловой мощности и скорости истечения, полученным в результате расчета воздушно-тепловых завес по существующим методикам;

б) по параметру ***К*** и тепловой мощности завесы.

Необходимо иметь в виду, что тепловая мощность (подогрев воздуха) завесы не влияет на ее шиберующие качества, а определяет только величину и темп восстановления температуры воздуха в зоне ворот в случае прорыва холодного воздуха.

4.3.2. ОБЗОР РЫНКА ЗАВЕС

В настоящее время на российском рынке представлены, в основном, импортные завесы фирм Termoscreen, Frico и Pyrox, Remak и т.д. Наиболее часто используются завесы с электроподогревом и с горизонтальным расположением раздаточного короба над воротами. Анализ технических характеристик этих завес показывает, что средний уровень подогрева воздуха не превышает 20°С, а скорость истечения струи - не более 10 м/с. Несмотря на то, что эти параметры не соответствуют рекомендуемым для наших климатических условий, заказчики, а зачастую и проектировщики, используют завесы такого типа для перекрытия ворот с довольно большими проемами. К сожалению, некоторые фирмы в своих рекомендациях, а также в программах подбора воздушно-тепловых завес, предлагают заведомо неэффективные завесы, в результате чего потребитель не получает ожидаемого эффекта от их установки и терпит дополнительные убытки.

Следует различать маломощные тепловые завесы (устанавливаемые в вестибюлях, дверях с тамбурами) и мощные воздушно-тепловые завесы для ворот промышленных сооружений. Маломощные завесы устанавливаются в дверях, вестибюлях и, строго говоря, не являются завесами, так как не обеспечивают защиты от проникновения холодного воздуха в помещение. Это обычные обогреватели, с распределенным выходом теплого воздуха из щелей. Причем такого типа завесы обычно располагаются горизонтально над дверями, что является крайне неудачным решением, хотя и удобным с точки зрения монтажа и обслуживания. Даже при наличии тамбура, оборудованного завесой над дверью, холодный воздух, как более тяжелый, затапливает нижнюю зону помещения, а теплый, в том числе и подогретый в завесе воздух, вытесняется на улицу. Следует отметить, что в России такого рода маломощные завесы было принято располагать в нижней зоне, что более разумно, так как в этом случае весь теплый воздух, подогретый в завесе, остается в помещении.

Обработка технических характеристик рекламных материалов ряда фирм (по состоянию на 2001-2002г), предлагающих относительно мощные воздушно-тепловые завесы, приведена в табл. 4.3. Как видно из таблицы, в большинстве случаев параметр ***K*** находится в диапазоне 0,1-0,3 (при скорости врывания 3 м/с), то есть значительно ниже рекомендуемой величины. Это не означает, что завесы плохие, а говорит о том, что длина струи (дальнобойность струи), приведенная в рекламных материалах, сильно завышена, иногда в несколько раз. Следовательно, при боковом расположении эти завесы могут перекрывать существенно меньшую, чем указанно в рекламных материалах, ширину проема, а при горизонтальном расположении над воротами вообще малоэффективны.

Пользуясь рекламными материалами или анализируя коммерческие предложения, необходимо тщательно проверять заявленные цифры для качественной оценки эффективности завес.

ОБЗОР ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ СООРУЖЕНИЙ Таблица 4.3

N	Тип	Производ. $Q(м^3/с)$	Щель, δ,мм	Длина L, м	Эфф. длина струи, м	Тепл. мощн, КВт	Скорость струи $V_щ$, м/с	Уд. кол. движения	Пара-метр К	Примечание
1	B-4W-1500 REMAK	4300	70	1,5	3,5	37	12,5	11,4	0,3	Размер щели задан самостоятельно
2	P9-W REMAK	7500	46	5		38	9	5,1	0,225	2 стойки
3	PSI2000W6 Thermoscreen	7350	64	2	6	48	16макс	19,5	0,303	
4	Thermozone AC312 FRICO	2700	50	1,67	3,5	12	9	5	0,128	Размер щели задан самостоятельно
5	AC418 FRICO	4500	70	1,67	4,5	18	11	9,6	0,209	
6	AC602X FRICO	18000	80	6	3 (условно)	Без подогрева	10,5	10,5	0,32	**НИЖНЯЯ ПОДАЧА**
7	Viento C3 GEA	8250	120	2	3,5	45	9,8	13	0,36	
8	Viento B3 GEA	4600	86	2	3	32,7	7,5	5,7	0,18	
9	LPG2500 GELU	6300	77	2,5	2,8	33	9	7,6	0,247	
10	TI TEKADOOR	18000	104	5	5	84	12	12	0.33	Размер щели задан самостоятельно
11	ВТЗ-3/4 ЛотвентСервис	6200	50	4	3	73	8,6	4,44	0,137	
12	КЭВ-24П22 Тепломаш	2700	50	1,5	3,5	24	8	3,7	0,1	Размер щели задан самостоятельно
13	ТЗК-5-4 ИННОВЕНТ	9000	60	4	1,5	60	13	11	0,65	2 стойки
14	ТЗК-6,3-4 ИННОВЕНТ	185 00	60	6	2	100	14	14	0,65	2 стойки

Скорость врывающегося холодного воздуха в зоне ворот V_0 принята равной 3м/с

4.3.3. ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫЕ ЗАВЕСЫ ТЗК-ИННОВЕНТ

Специалистами ООО “ИННОВЕНТ” несколько лет назад были разработаны канальные радиальные вентиляторы с корпусом квадратного сечения. В них оказались удачно соединены характеристики радиальных вентиляторов с прямоточным течением воздуха, которое соответствует осевым вентиляторам. На базе этих вентиляторов была разработана широкая гамма воздушно-тепловых завес ТЗК-ИННОВЕНТ, которые имеют исключительно удачные компоновочные решения, так как канальные вентиляторы УНИВЕНТ^R позволяют осуществлять выход потока в любую сторону. Схематично воздушно-тепловая завеса с прямоточным выходом потока и с водяным теплообменником, дополнительным шумоглушением в коробе показана на рис. 4.23.

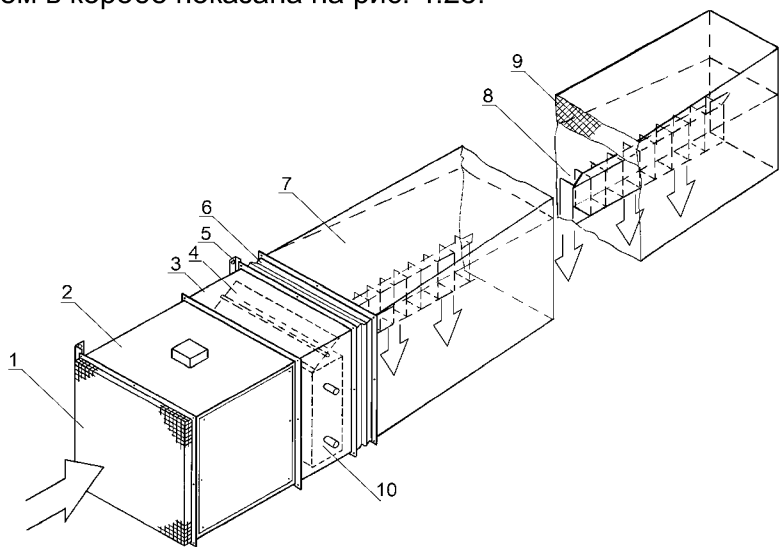


Рис.4.23. Воздушно-тепловая завеса ТЗК-ИННОВЕНТ с водяным калорифером: 1-входная сетка; 2-радиальный вентилятор; 3-калориферный блок; 4-воздушный перепускной клапан; 5-кронштейны; 6-гибкая вставка; 7-раздаточный короб; 8-воздуховыпускные щели; 9-звукопоглощающий материал; 10-теплообменник

Завеса состоит из силового блока и раздаточного короба. Силовой блок включает в себя: входную сетку 1, канальный вентилятор 2 типа УНИВЕНТ^R, блок теплообменника 3 с теплообменником 10. Для согласования производительности теплообменника и вентилятора дополнительно установлен воздушный перепускной клапан 4. При водяном подогреве, воздушный перепускной клапан имеет ручное управление, а в случае парового обогрева – электропривод. Раздаточный короб 7 имеет ряд воздушных щелей 8. Выход потока осуществляется параллельно плоскости ворот, а в ряде случаев поток выпускается под углом 15^0 в сторону от ворот. Силовой блок соединен с раздаточным коробом через гибкую вставку 6. Для снижения шума, завесы могут оснащаться звукопоглощающим материалом 9, установленным в раздаточном коробе. При необходимости, на входе в вентилятор можно дополнительно установить глушитель шума типа ГШК (на рисунке не показан).

Воздушно-тепловые завесы оснащаются электро- или водяными (паровыми) теплообменниками тепловой мощностью от 7 до 200кВт и имеют производительность по воздуху от 1200 до 22000 м^3/час (в одном силовом блоке).

В таблице 4.4 приведены ориентировочные диапазоны параметров выпускаемых завес (одного силового блока):

Таблица 4.4

Тип завесы	Производ. по воздуху, $м^3$/час	Тепловая мощность, кВт	Теплоно-ситель	Длина воздуховода завесы, м	Макс. скорость струи, м/с
ТЗК-2,5	2500	10-15	Эл/вод	1,5-2	11,5-9
ТЗК-3,15	4400	10-25	Эл/вод	2-2,5	12-10
ТЗК-4	6700	25-50	Эл/вод/пар	2-3	15-10
ТЗК-5	9500	40-60	Эл/вод/пар	2,5-3,6	15-10,5
ТЗК-6,3	22000	60-140	Эл/вод/пар	4,2-5,4	16-12,5

Примечание. В таблице приведена производительность вентилятора с учетом потерь давления в калорифере и раздаточном коробе.

ООО “ИННОВЕНТ” выпускает воздушно-тепловые завесы с различной компоновкой силового блока с раздаточным коробом. Рекомендуемое расположение завес - с вертикально установленными раздаточными коробами. Завесы с горизонтальным расположением короба над воротами необходимо устанавливать в исключительных случаях, так как при подаче воздуха сверху существенно больше вероятность врывания холодного воздуха в помещение и выноса горячего (подогретого в завесе) воздуха из помещения, чем при боковой одно- или двухсторонней подаче. Воздушно-тепловые завесы ТЗК-ИННОВЕНТ, как правило, выпускаются с раздаточным коробом, обеспечивающим выход потока из щелей параллельно плоскости ворот. При этом, в случае прорыва холодного воздуха в помещение, большая часть воздуха, подогреваемого в завесе, возвращается в помещение.

Вариант исполнения воздушно-тепловой завесы определяется наличием свободного места в зоне ворот и типом ворот. Различные варианты компоновки воздушно - тепловых завес при отсутствии достаточного места в зоне ворот приведены в каталоге оборудования ООО «ИННОВЕНТ». Практически, силовой блок с водяным или электрическим теплообменником может быть установлен в любом положении и соединен с раздаточным коробом соответствующим переходником. Силовые блоки с паровыми теплообменниками могут устанавливаться только с вертикальной ориентацией теплообменника, что сужает рамки компоновочных решений. Во всех случаях, при выборе варианта компоновки необходимо иметь в виду, что для нормальной работы перед вентилятором должно быть свободное пространство не менее диаметра колеса.

4.3.4. МЕРОПРИЯТИЯ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ ПРИ УСТАНОВКЕ ЗАВЕС

1. Режимы втекания холодного воздуха при отсутствии завес. Режимы втекания холодного воздуха в помещение определяются положением нейтрали, которое рассчитывается по известным методикам, например [1]. Для анализа процессов, происходящих при втекании холодного воздуха, из множества режимов втекания, выделим два, которым соответствует положение нейтрали: в зоне ворот и выше верхней кромки ворот. В первом случае холодный воздух втекает через нижнюю зону ворот; вытесняя через верхнюю зону теплый воздух. Во втором - холодный воздух втекает через всю плоскость ворот, вытесняя теплый через фонари или открытые проемы.

Рассмотрим различия в картинах втекания холодного воздуха при этих двух режимах.

Втекание холодного воздуха «через нейтраль». Первый режим реализуется в том случае, если помещение полностью или частично герметичное. В дальнейшем, для простоты, будем называть этот режим - режимом втекания «через нейтраль» и относим его к полностью герметичному помещению. Этот режим характеризуется тем, что имеет равенство массовых расходов поступающего холодного воздуха и вытекающего теплого. Схема втекания холодного воздуха «через нейтраль» приведена на рис. 4.24.

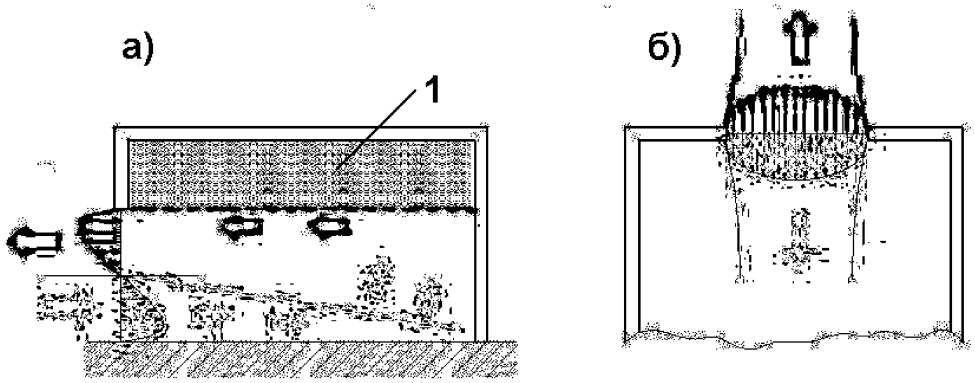


Рис.4.24. Режим врывания холодного воздуха «через нейтраль»: а) сечение помещения; б) вид в плане; сплошные линии – верхняя зона, пунктир – нижняя зона ворот; 1-подушка теплого воздуха

При периодическом открывании ворот (временной интервал, достаточный для восстановления температуры в помещении), в зависимости от времени открытия, объема помещения и т.д, идет интенсивное затопление нижней зоны помещения холодным воздухом. При этом нейтраль перемещается наверх, а интенсивность втекания холодного воздуха уменьшается. Втекание холодного воздуха прекращается, когда холодный воздух заполняет помещение до уровня верхней кромки ворот. Если высота помещения больше высоты ворот, то в верхней зоне помещения создается подушка теплого воздуха, которая является естественным аккумулятором теплого воздуха. Как уже было сказано, это предельный режим, и любое нарушение герметичности приведет к тому, что часть воздуха будет вытесняться через существующие неплотности и режим течения будет комбинированный. Если ворота открыты долгое время или же постоянно, то все помещение (за исключением воздушной подушки) окажется заполненным холодным воздухом. Если же при этом, в помещении есть источники тепла, то организуется слабоинтенсивное постоянное замещение холодным воздухом теплого, причем все процессы обмена происходят в верхней зоне ворот.

Втекание холодного воздуха через всю плоскость ворот. Второй режим реализуется только в том случае, если в помещении есть открытые фонари, ворота и т.д. с поверхностью существенно больше площади ворот (в противном случае организуется смешанный режим). Этот режим характеризуется отсутствием каких бы то ни было выбросов теплого воздуха через верхнюю зону ворот. Схема течения приведена на рис. 4.25. При периодическом открывании ворот идет интенсивное затопление нижней зоны. Втекание холодного воздуха прекращается, когда холодный воздух заполняет помещение до верхнего уровня открытого проема. Как и в первом случае, в верхней зоне, в зависимости от расположения открытых проемов, возможно образование подушки теплого воздуха. Если же ворота открыты долгое время или постоянно, то все помещение

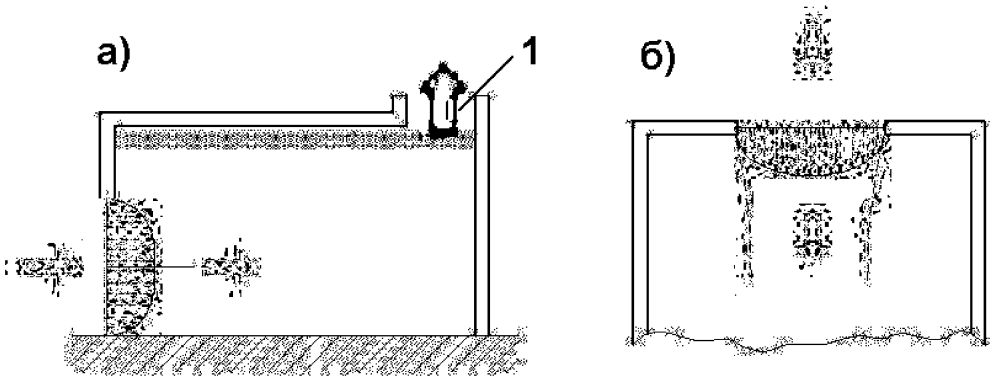


Рис 4.25. Втекание холодного воздуха через всю плоскость ворот: а) сечение помещения; б) вид в плане; 1-фонарь

(за исключением воздушной подушки) оказывается заполненным холодным воздухом. В этом случае организуется слабоинтенсивное постоянное втекание холодного воздуха, который вытесняет теплый воздух, восходящий от источников теплопоступлений через фонари, открытые проемы и т.д. При этом температура воздуха в помещении (вне зоны конвективных струй) равна наружной температуре.

2. Режимы втекания холодного воздуха при работающих завесах. Необходимо различать два режима работы завес: расчетный и нерасчетный. Воздушно-тепловые завесы рассчитываются на минимальную температуру наружного воздуха и максимальные ветровые нагрузки. Как правило, такие условия имеют место не более 10 дней в году, а в остальное время завесы работают при нерасчетном режиме. Принято считать, что боковые завесы наиболее эффективно препятствуют проникновению холодного воздуха, если выпускать воздух из щелей под углом 30…45^0 в сторону от ворот. Так как параметры завес, как правило, не регулируются, то при изменении внешних условий возникают значительные потери, связанные с выносом теплого воздуха из помещения, в том числе энергии, затраченной на подогрев воздуха в завесах. Рассмотрим течение в зоне ворот, обустроенных стандартными завесами (завесами, рассчитанными на минимальную температуру воздуха), при расчетных и нерасчетных внешних условиях.

Режим втекания «через нейтраль». Если помещение герметичное (фонари и открытые проемы отсутствуют), то холодный воздух врывается через нижнюю

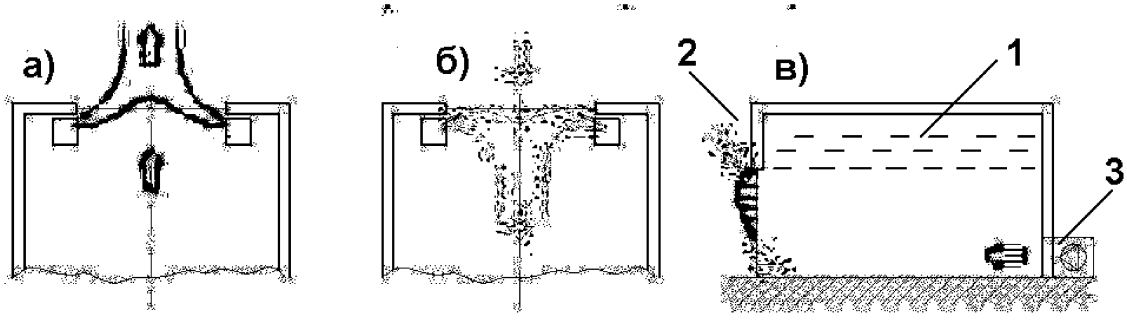


Рис 4.26. Нерасчетный режим работы боковых завес при втекании холодного воздуха «через нейтраль»; а) – вид в плане, верхняя зона; б) – вид в плане, нижняя зона ворот; 1-подушка теплого воздуха; 2 – дополнительное поступление холодного воздуха; 3 – приточная установка

зону ворот, а теплый воздух выталкивается через верхнюю зону ворот. При расчетном режиме струи в нижней зоне ворот обращены внутрь помещения и препятствуют попаданию холодного воздуха (рис.4.26б). Для предотвращения выноса теплого воздуха из помещения, щели в верхней части ворот должны быть обращены навстречу вытекающему воздуху, то есть внутрь помещения. Так как обычно короба имеют направление выпуска воздуха под некоторым углом по всей длине щели в сторону от ворот, то в верхней зоне ворот струи выносят теплый воздух из помещения и в нем создается дополнительное разрежение, тем самым, усиливая (провоцируя) втекание холодного воздуха. В этом случае эффективно работает только нижняя часть завесы, а верхняя часть завесы, в лучшем случае является балластом, а в худшем случае, способствует увеличению втекания холодного воздуха. Так как половина мощности привода вентилятора работает вхолостую или даже с обратным эффектом, то прорыв холодного воздуха возможен даже при расчетных условиях (несмотря на то, что завеса рассчитана по отработанным методикам). Однако если внешние условия не соответствуют расчетным, например, повысилась температура наружного воздуха или изменилась ветровая нагрузка (ворота оказались в зоне пониженного давления), то эффект выноса теплого воздуха в верхней зоне увеличивается, при этом струи в верхней зоне смыкаются (рис. 4.26). В этом случае происходит замещение теплого воздуха холодным, который прорывается в верхней части ворот (4.27, поз.1), либо за счет разбалансировки приточно-вытяжной системы, если таковая имеется.

Режим втекания через всю плоскость ворот. На расчетном режиме, если нет прорыва холодного воздуха, струи смыкаются и результирующая струя обращена внутрь помещения. Присоединенные массы воздуха, образующиеся за счет турбулентного обмена между внешними границами струй и наружным воздухом, выбрасываются через фонари, открытые проемы .и.т.д. При прорыве холодного воздуха весь теплый воздух, подогретый в завесе, поступает в помещение. Однако если внешние условия не соответствуют расчетным, то при достаточном импульсе, струи могут быть направлены из помещения наружу (рис.4.27а). При этом весь теплый воздух, подогретый в завесе и, кроме того, огромные массы присоединенного воздуха выбрасываются из помещения наружу (рис.4.27б). В помещении же создается разрежение, которое провоцирует втекание холодного воздуха через верхнюю часть ворот (рис. 4.27в, поз.1) либо обратным течением

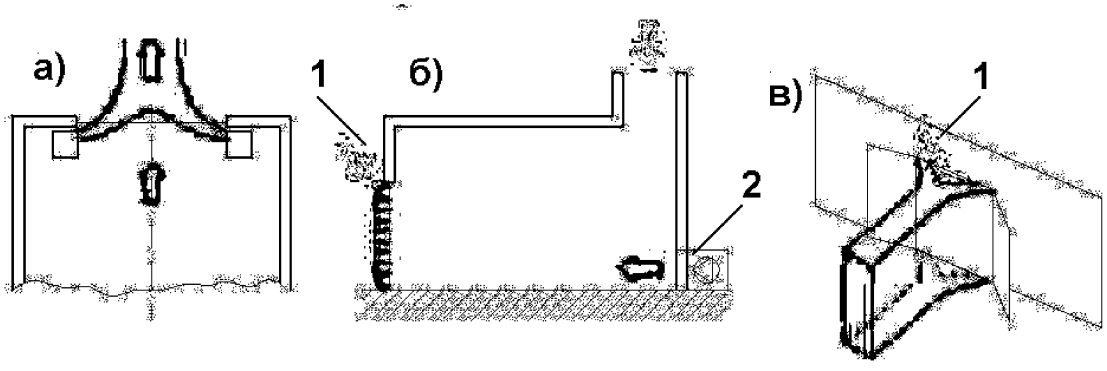


Рис. 4.27. Нерасчетный режим работы боковых завес при втекании холодного воздуха «через нейтраль»; а) вид в плане; б) сечение; в) вид на ворота снаружи; 1 - поступле-ние холодного воздуха; 2 –приточная установка

через фонари или открытые проемы. Если в помещении существует приточно-

вытяжная вентиляция, то разрежение в помещении разбалансирует систему – увеличивается приток воздуха. Потери тепла, выбрасываемого с теплым воздухом, например, для ворот 4х4м могут составлять 100…150кВт!

Подводя черту под анализом особенностей течения при двух крайних режимах врывания холодного воздуха, необходимо сказать следующее. Очевидно, что наиболее эффективный вариант завес – это регулируемые завесы, то есть завесы, у которых угол выхода потока из щелей может меняться по высоте ворот, в зависимости от режима втекания холодного воздуха, а частота вращения вентилятора может меняться в зависимости от внешних условий. Технически это осуществимо, но сильно удорожает конструкцию завесы. Специалисты ООО «ИННОВЕНТ» пошли по следующему пути. В стандартном варианте завес ТЗК-ИННОВЕНТ истечение струи из щелей происходит параллельно плоскости ворот. В ряде случаев угол выхода потока из щели изменяется по высоте ворот, в верхней части ворот истечение воздуха - в сторону помещения, в средней части параллельно воротам, в нижней части - от ворот.

Специалисты ООО «ИННОВЕНТ» для увеличения эффективности работы воздушно-тепловых завес предлагают ряд рекомендаций по их подбору и доработке строительных конструкций в зоне ворот, которые сводятся к следующему.

1.Выбор типа воздушно-тепловых завес.

1.1. Предпочтение следует отдавать (в порядке их эффективности):

- нижним завесам;
- боковым, двусторонним завесам;
- односторонним завесам;
- завесам с горизонтальной подачей (над воротами).

1.2. Угол выхода потока из щелей должен быть согласован в каждом конкретном случае с режимом прорывания холодного воздуха.

1.3. При раздвижных воротах, завесы следует делать боковыми двусторонними или односторонними (для использования эффекта настилающейся струи). Использовать завесы с горизонтальной подачей в этом случае вдвойне неэффективно, так как при открывании ворот часть завесы работает вхолостую.

1.3. Следует исключить нагрев помещения завесами при закрытых воротах.

1.4. Забор воздуха по возможности должен производиться из верхней зоны помещения.

2. Доработка строительных конструкций.

2.1. По возможности, необходимо делать тамбуры с раздельным раскрытием ворот. В этом случае энергозатраты на отсечение холодного воздуха снижаются в разы.

2.2. Желательно иметь потолки с карманами, то есть высота потолков должна быть существенно выше ворот. При их отсутствии (высота потолка равна высоте ворот) желательно устанавливать гибкие экраны на потолке.

2.3. Для восстановления температуры воздуха в зоне ворот необходимо использовать подушку теплого воздуха, возвращая его в рабочую зону.

1.Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции, М. Профиздат, 1990,447с

4.4. ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ

Крышные вентиляторы предназначены для удаления воздуха из помещений непосредственно через крышу или через крышу и воздуховоды. В ряде случаев крышные радиальные вентиляторы могут использоваться с сетями с большим аэродинамическим сопротивлением. Крышные вентиляторы – это вентиляторы, имеющие **свободный выход потока.** Они устанавливаются на специальном пьедестале (строительный стакан или конструкция типа стакана) на крыше здания. В качестве крышных вентиляторов используются обычно осевые вентиляторы или радиальные вентиляторы с назад загнутыми лопатками. Радиальные вентиляторы со спиральным корпусом не используются в качестве крышных вентиляторов, так как они (особенно с загнутыми вперед лопатками) имеют значительный скоростной напор на выходе из вентилятора, который при свободном выходе потока полностью теряется. Рабочая точка крышного вентилятора определяется точно так же, как и для любого другого вентилятора, как точка пересечения характеристики вентилятора с характеристикой сети. Если сеть на входе отсутствует, то рабочей точкой будет крайняя правая точка характеристики вентилятора – производительность в ней соответствует нулевому статическому давлению вентилятора. Существует два типа радиальных крышных вентиляторов обычного исполнения:

-вентиляторы с радиальным (веерным) выбросом;

-вентиляторы с факельным выбросом.

Вентилятор с радиальным (веерным) выбросом (рис.1,а) - это вентилятор со свободно вращающимся радиальным колесом, у которого поток выбрасывается в радиальном направлении. У такого типа вентиляторов радиальная скорость потока на выходе затухает очень быстро, поэтому поток не выбрасывается далеко от колеса. Вентиляторы с факельным выбросом (рис. 4.28,б) – это вентиляторы очень похожие на канальные прямоточные вентиляторы, у которых поток выбрасывается в осевом направлении вверх. И в тех и в других вентиляторах используются колеса с назад загнутыми лопатками.

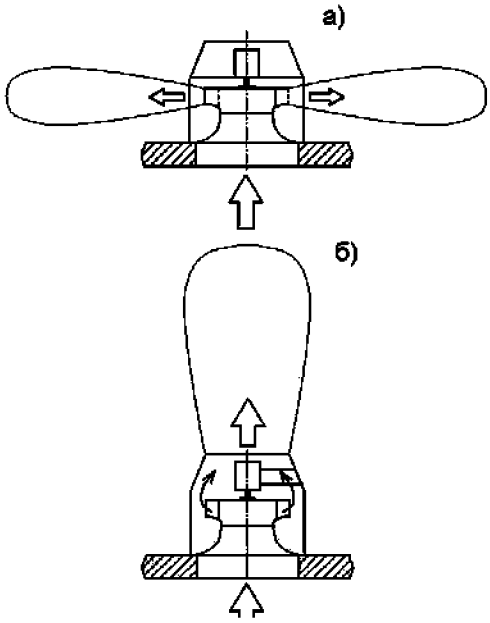


Рис. 4.28. Схемы крышных радиальных вентиляторов: а) веерный выброс; б)факельный выброс

Крышные вентиляторы устанавливаются на крышах зданий на соответствующих основаниях, возвышающихся над крышей для защиты вентиляторов от снежного покрова. Поскольку крышные вентиляторы находятся снаружи зданий, то они должны быть максимально защищены от воздействий внешней среды и при этом сохранять работоспособность. Схема воздействия на вентилятор приведена на рис. 4.29. Существуют несколько особенностей работы крышных вентиляторов.

1. Одним из важнейших факторов, влияющих на работоспособность крышных вентиляторов, является температура окружающего воздуха и ее суточные перепады. В большинстве крышных вентиляторов при нерабочем состоянии электродвигатель принимает температуру окружающей среды. При

низких отрицательных температурах запуск электродвигателя происходит на холодном воздухе и, в случае, если в воздуховодах перемещается также холодный воздух, то для его перемещения необходима увеличенная мощность, из-за увеличенной плотности воздуха. Таким образом, при включении вентилятора при отрицательных температурах двигатель крышного вентилятора испытывает повышенные пусковые токи по сравнению с запуском при нормальной температуре. Именно поэтому, в частности, в отечественных вентиляторах электродвигатели имеют соответствующий запас мощности. Если же температура наружного воздуха опускается ниже – 40^{o}С, то, с формальной точки зрения, использовать обычные двигатели серии АИР нельзя, поскольку они предназначены для работы при температурах выше – 40^{o}С.

2. Предотвращение выхода теплого воздуха. Для предотвращения выброса теплого воздуха обычно устанавливают обратный клапан. Как правило, обратный клапан устанавливают на входе в вентилятор. В этом случае электродвигатель находится в холодном воздухе. Так как клапан не является герметичным, то возможно намораживание льда в кольцевом зазоре 1.

3. Следующей проблемой являются атмосферные осадки (рис. 4.29). Высота стакана 2 должна быть такой, чтобы исключить занос снегом. Крышный вентилятор не должен допускать попадание осадков внутрь помещения через всасывающую шахту вентилятора.

Обычно это обеспечивается:

а) установкой колпака соответствующего размера (который является принадлежностью вентилятора), препятствующего прямому попаданию внутрь вентилятора атмосферных осадков;

б) отводом влаги с основания вентилятора (имеется в виду основание, которым вентилятор устанавливается на стакан; на нем под рабочим колесом может скапливаться влага), что должно быть предусмотрено в конструкции вентилятора;

в) установкой поддона 4 внутри шахты под вентилятором, для отвода конденсата 5 (поддон не является принадлежностью вентилятора).

Рис. 4.29. Схема воздействия на крышный вентилятор: 1-кольцевой зазор; 2-стакан, 3-клапан, 4- поддон, 5-слив конденсата

Следует отметить, что далеко не все вентиляторы, в том числе и производимые российскими предприятиями, имеют конструктивные элементы обеспечивающие соответствующую защиту.

4. Конденсация влаги на обратном клапане. Поскольку в большинстве случаев обратный клапан 3 устанавливается перед входом вентилятора, то холодный воздух при неработающем вентиляторе проникает к обратному клапану, и на его внутренней, теплой стороне возможно образование конденсата, который стекает в поддон. При значительной отрицательной температуре воздуха на внутренней поверхности обратного клапана возможно образование наледи, которая может препятствовать открыванию клапана при включении вентилятора.

Ни в одном из выпускаемых в настоящее время крышных вентиляторов эта проблема не решена.

Условия эксплуатации крышных вентиляторов в России имеют перечисленные выше особенности: резкая смена ночных/дневных температур, забивание снегом, конденсация влаги на внутренних поверхностях и намораживание льда. Исторически сложилось так, что в России используются, в основном, вентиляторы с веерным выбросом, которые имеют определенную защиту от внешних воздействий (колпак). Вентиляторы же с факельным выбросом (обычно это импортные вентиляторы), на наш взгляд, малоприменимы в российских условиях, так как имеют постоянно открытую рабочую (центральную) часть и, следовательно, опасность попадания воды и снега.

Специалистами ООО «ИННОВЕНТ» был разработан и выпускается ряд крышных вентиляторов ВКР-ИННОВЕНТ с веерным выбросом с номерами N1,6…..6,3 и с производительностью от 200 до 25000м^3/час. Вентиляторы имеют колпаки (крыши) с размерами, препятствующими прямому попаданию влаги внутрь вентилятора. Основным требованием при разработке конструкции вентиляторов ВКР-ИННОВЕНТ было получение максимальной производительности при минимальной частоте вращения колеса. В вентиляторах ВКР-ИННОВЕНТ этого удалось добиться благодаря использованию специальных рабочих колес. Сравнение аэродинамических характеристик крышных вентиляторов различных производителей приведены на рисунках 4.30 и 4.31. Как видно, вентиляторы ВКР-ИННО-ВЕНТ имеют максимальную производительность, в среднем, примерно на 15…20% больше, чем вентиляторы ВКРМ и примерно в 1,5 раза больше, чем стандартные западные крышные вентиляторы. Обращает на себя внимание пониженная частота вращения колес западных

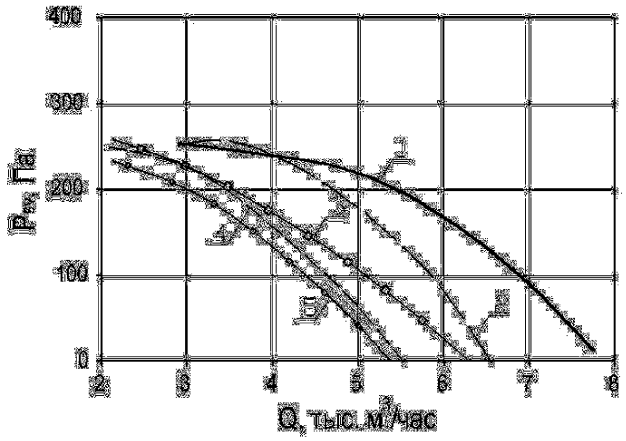


Рис. 4.30. Сравнение аэродинамических характеристик крышных вентиляторов:
1 ——— ВКР-ИННОВЕНТ 5-6; $N_{уст}$=0,75 кВт, n=920 об/мин
2 — — ВКРМ-5-03; $N_{уст}$=0,75 кВт, n=915 об/мин [Мовен]
3 —□— DHW 500-6-6D; $N_{двиг}$=0,52 кВт, n=860 об/мин [Rosenberg]
4 – – – - DH 500-6/6D; $N_{двиг}$=0,42 кВт, n=900 об/мин [Wolter]
5 —○— DHS 500D6/6; $N_{двиг}$=0,44 кВт, n=870 об/мин [Systemair]

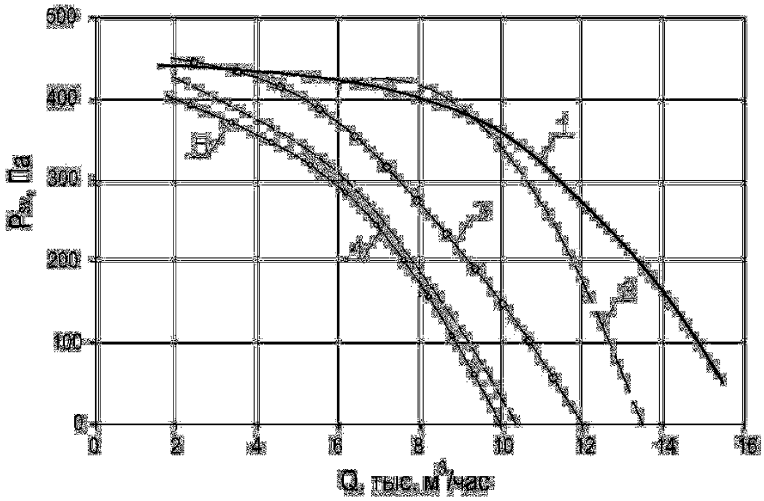


Рис. 4.31. Сравнение аэродинамических характеристик крышных вентиляторов:
1 ——— ВКР-ИННОВЕНТ 6,3-6; $N_{уст}$=3 кВт, n=930 об/мин
2 — — ВКРМ-6,3-03; $N_{уст}$=2,2 кВт, n=950 об/мин [Мовен]
3 —□— DHW 630-6-6D; $N_{двиг}$=1,4 кВт, n=880 об/мин [Rosenberg]
4 – – – - DH 630-6/6D; $N_{двиг}$=1,1 кВт, n=860 об/мин [Wolter]
5 —○— DHS 300D6/6; $N_{двиг}$=1,1 кВт, n=860 об/мин [Systemair]

вентиляторов, что свидетельствует о перегрузке электродвигателей (то есть, электродвигатели имеют мощность, меньше потребляемой колесом). При этом следует помнить, что характеристики западных вентиляторов приведены для нормальных атмосферных условий. Если же в них используется электродвигатель с внешним ротором, то при отрицательных температурах воздуха характеристика вентилятора может измениться непредсказуемо.

Увеличенная производительность позволяет в ряде случаев заменять обычный вентилятор вентилятором ВКР-ИННОВЕНТ меньшего типоразмера, либо для тех же целей использовать меньшее количество вентиляторов, что немаловажно, так как от этого зависит количество стаканов на крыше.

Аэродинамические и акустические характеристики вентиляторов ВКР-ИННОВЕНТ приведены каталоге оборудования ООО «ИННОВЕНТ».

4.5. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ «УНИТЕРМ»

Отопительные агрегаты «УНИТЕРМ» предназначены для локального воздушного обогрева рабочих мест, бытовых и производственных помещений, сушки различных поверхностей и материалов в режиме рециркуляции. Возможно использование агрегатов в технологических процессах для подачи подогретого воздуха под избыточным давлением.

Особенностью агрегатов являются:

-оптимальный перепад температур;

-комплектация водяными, паровыми или электрическими калориферами;

-специальные системы управления и защиты для установок с водяным и паровым калорифером;

-наличие терморегулятора и защиты ТЭН'ов электрокалориферов от перегрева;

-ступенчатая регулировка мощности электрокалорифера;

-удобство подключения, управления, монтажа и перемещения;

-простота и короткие сроки монтажа;

-низкие уровни шума и звукопоглощающее исполнение (по требованию Заказчика).

Как правило, воздухонагреватели, предлагаемые на рынке, предназначены для работы только в режиме свободной рециркуляции. Это обусловлено тем, что в этих аппаратах используются низконапорные осевые вентиляторы. При работе такого аппарата теплый воздух под действием гравитационных сил скапливается у потолка, что создает значительные градиенты температуры по высоте, достигающие значений 1 ^{o}C/м. При высоких потолках (выше 6-8 м) разница между температурой у пола и вблизи потолка может составлять десятки градусов (см. рис. 4.32).

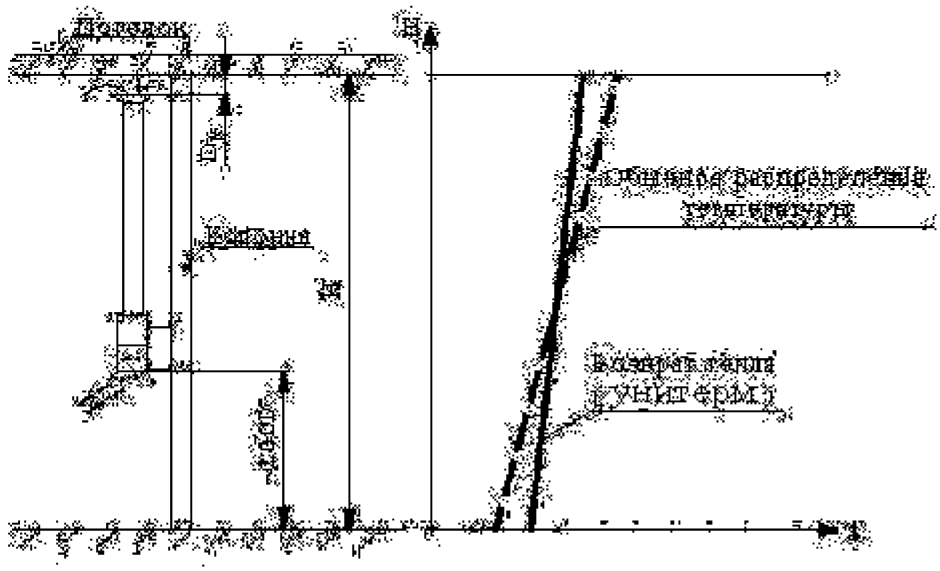


Рис. 4.32. Схема распределения температуры по высоте помещения без и с использованием агрегатов «УНИТЕРМ»

Это приводит к значительным теплопотерям в верхней зоне, особенно при недостаточной теплоизоляции, наличии фонарей и больших ветровых нагрузках. Отсутствие достаточной циркуляции воздуха приводит к существенному ухудшению температурного режима в холодное время года. Обычная практика предусматривает в этом случае увеличение мощности отопления или установку дополнительных воздухонагревателей. Это приводит к увеличению температуры

воздуха в нижней зоне, но, одновременно, растут теплопотери в верхней зоне, так как растет температура воздуха и в верхней зоне. Для выравнивания температуры воздуха в помещении необходимо увеличивать циркуляцию воздуха, например струйными вентиляторами (по объему) или вентиляторами – дестратификаторами (по высоте). Для возврата тепла из верхней зоны применяют осевые вентиляторы - дестратификаторы. Это обычные осевые вентиляторы с единичной мощностью 0,18…0,37кВт. Их количество рассчитывается, исходя из площади примерно 100 м^2 на один вентилятор. Отопительные агрегаты «УНИТЕРМ» также могут использоваться как обычные воздухонагреватели в режиме рециркуляции. Однако можно предложить более эффективный вариант - выравнивание температуры в помещении с одновременным нагревом воздуха агрегатами «УНИТЕРМ». Агрегаты «УНИТЕРМ», в отличие от стандартных воздухоподогревателей с осевым низконапорным вентилятором, имеют возможность работать с сетью. В этом случае они устанавливаются на высоте, например, 2 м, а забор воздуха производится через вертикальные воздуховоды из верхней зоны (рис. 4.32). При таком размещении теплый воздух возвращается из верхней зоны и, следовательно, происходит выравнивание температуры по высоте помещения. Прямые потери через кровлю могут быть уменьшены приблизительно до 20%, следовательно, суммарная тепловая мощность всех агрегатов или же их количество могут быть также уменьшены до 20%.

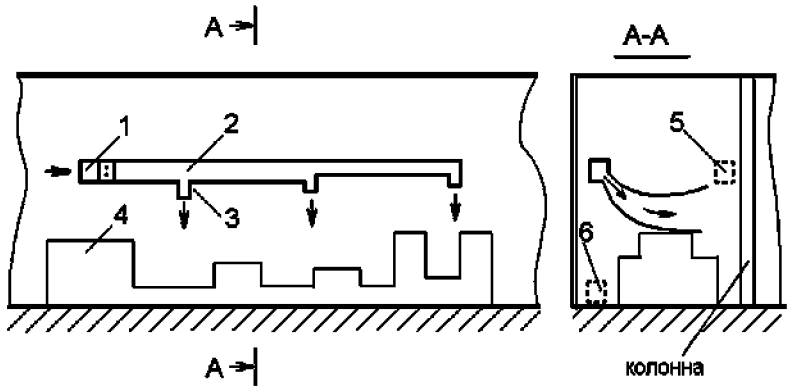


Рис. 4.33. Подача теплого воздуха в рабочие зоны; 1-агрегат Унитерм, 2- воздуховод, 3-раздающие воздуховоды (опуски), 4-оборудование, 5-расположение силового блока на колонне, 6-на полу

Агрегаты «УНИТЕРМ» могут быть использованы как отопительные агрегаты, позволяющие доставлять теплый (при необходимости очищенный) воздух непосредственно в рабочие зоны (рис. 4.33). В качестве воздуховодов могут быть использованы воздуховоды как из оцинкованного листа, так и матерчатые.

5. ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

ООО «ИННОВЕНТ», кроме большой гаммы вентиляционно-отопительного оборудования, выпускает приборы для измерения давления, скорости потока и измерения акустических параметров вентоборудования.

5.1. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА ВОЗДУХА В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

Для определения распределенных и локальных аэродинамических потерь в различных элементах воздуховодов, потерь в воздушных фильтрах, клапанах, теплообменниках, расхода воздуха в воздуховодах или производительность вентилятора, статического и полного давлений вентилятора необходимо измерять статическое и полное давления в каналах. Для этих целей специалистами ООО «ИННОВЕНТ» был разработан и выпускается прибор «МД1-2000». По результатам эксплуатации этого прибора сторонними организациями поступила масса вопросов, связанных, в основном, с методикой измерений. Ниже приведены методические указания по измерению скорости и давления в потоке (материал был предоставлен к.т.н. Керстеном И.О.). Методы измерения давлений (статического и полного) вентилятора можно найти в [1,2].

Прибор «МД1-2000» для измерения перепада давлений и скорости потока состоит из двух частей:

- комбинированного приемника давления;
- измерителя разности (перепада) давлений (дифференциальный манометр ДМ).

1. Используется комбинированный приемник давления типа ВЦНИИОТ-ЦАГИ (далее ПДК). Он представляет собой изогнутую под углом 90^{o} цилиндрическую трубку (рис.5.1). ПДК имеет полусферический наконечник с центральным приемным отверстием.

Рис. 5.1. Комбинированный приемник давления (ПДК), (ГОСТ 12.3.018-79):
1- приемник полного давления Ро; 2- наконечник с приемником полного давления Ро; 3- щелевой кольцевой приемник статического давления Р; 4- металлическая трубка круглого сечения (державка ПДК); 5- гибкая трубка передачи полного давления Ро; 6- канал передачи статического давления Р; 7- штуцер статического давления Р; 8- штуцер полного давления Ро

На центральное отверстие ПДК действует полное давление **Ро** (давление торможения) набегающего потока. Щелевое кольцевое отверстие на боковой поверхности ПДК воспринимает статическое давление **Р** набегающего потока. Во время проведения измерений наконечник должен быть установлен навстречу потоку.

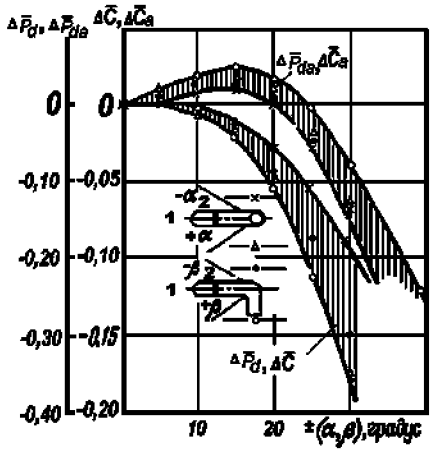


Рис. 5.2. Погрешности измерения динамических давлений и скоростей потока комбинированным приемником ВЦНИИОТ-ЦАГИ [1]

На рис. 5.2 приведен пример чувствительности измерений комбинированного приемника давлений ВЦНИИОТ-ЦАГИ к углам его установки относительно направления набегающего потока.

В диапазоне углов скоса (угол между набегающим потоком и осью наконечника) α, β = $\pm 25^0$ ПДК такого типа измеряет расходную составляющую динамического давления P_{da} с погрешностью $\Delta P_{da} \leq 6\%$ и осевую скорость потока C_a с погрешностью $\Delta C_a \leq 3\%$.

2. Измеритель разности (перепада) давлений – дифференциальный манометр ДМ находится вне потока и фиксирует перепады давлений при обтекании ПДК. Передача давлений от ПДК к ДМ осуществляется двумя длинными гибкими эластичными трубками из резины или пластика. При этом следует помнить, что существующие манометрические приборы, в том числе МД1-2000, могут обеспечить нижний предел измерений давления не лучше 1…3 Па.

5.1.1. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ

ПДК может быть использован для измерения полного давления **Po** и статического давления **P** потока воздуха относительно атмосферного давления, а также динамического давления **Pd** (скоростного напора). Схема отсчета давлений приведена на рис. 5.3, где для наглядности показаны уровни жидкости в U-образных жидкостных манометрах.

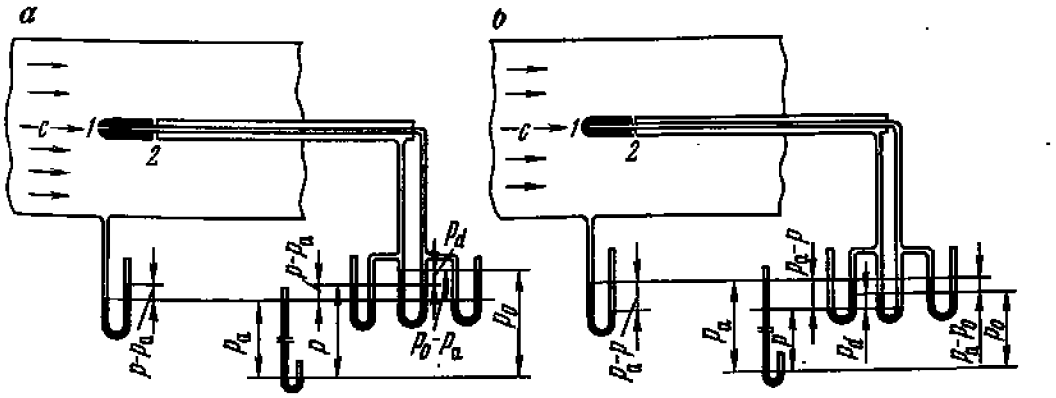


Рис. 5.3. Схемы для отсчета давлений [1]:
a) P > Pa; b) P < Pa; Pa- атмосферное давление; P- статическое давление в потоке; Po- полное давление в потоке; Pd- динамическое давление; C- скорость набегающего потока; 1- приемник полного давления комбинированного зонда; 2- кольцевой щелевой приемник статического давления комбинированного зонда

Схема a) на рис. 5.3 **P > Pa**, реализуется, например, если измерения производятся в воздуховоде после вентилятора. Схема b) на рис. 5.3 **P < Pa**, реализуется, например, если измерения производятся в воздуховоде до вентилятора.

5.1.2. ИЗМЕРЕНИЕ СКОРОСТИ ПОТОКА

Динамическое давление $\mathbf{P_d}$ в воздуховоде представляет кинетическую энергию (работу движения) одного кубического метра перемещаемого воздуха:

$$\mathbf{P_d = P_o - P = \rho V^2/2} \qquad (1)$$

где **ρ** – плотность перемещаемого воздуха при температуре измерений, кг/м^3;
V – скорость течения воздуха, м/с.
Отсюда вычисляется скорость течения воздуха в измерительной точке:

$$\mathbf{V = (2/(\rho * P_d))^{1/2}}, \text{ м/с} \qquad (2)$$

С помощью гибких трубок полное давление $\mathbf{P_o}$ подводится к положительному входу дифференциального манометра (вход повышенного давления, обозначен значком **«+»**), статическое давление **P** подводится к отрицательному входу дифференциального манометра (вход более низкого давления, обозначен значком **«-»**). При измерениях необходимо обеспечить герметичность трубок и соединений, длина трубки не имеет принципиального значения.

Для измерения скоростей следует выбирать прямолинейные части воздуховодов. Мерное сечение следует располагать на расстоянии не менее 6 (шести) гидравлических диаметров $\mathbf{D_h}$ от места возмущения потока (например, вентилятор, шибер, колено, отвод и т.п.) и не менее 2 (двух) гидравлических диаметров $\mathbf{D_h}$ – перед ним (гидравлический диаметр $\mathbf{D_h = 4*F/П}$, где **F**- площадь поперечного сечения воздуховода (м^2), **П**- периметр сечения (м) в месте измерений). В крайнем случае, при отсутствии прямолинейных участков необходимой длины, мерное сечение располагают на укороченных расстояниях в соотношении 3 : 1.

При измерениях в прямом канале ПДК устанавливается поочередно в нескольких точках поперечного сечения вдоль оси воздуховода носиком навстречу потоку, угол между осью канала и насадка должен быть не более 20^o.

При измерениях в закрученных или скошенных потоках ПДК измеряет проекцию абсолютной скорости на ось ПДК. Таким образом, если ПДК установлен вдоль оси круглого канала, а течение в канале закручено (например, за канальным вентилятором в круглом корпусе, или за осевым вентилятором), то ПДК воспринимает расходную составляющую скорости потока воздуха. Если ПДК установлен вдоль оси канала прямоугольного сечения со скошенным потоком (например, после клапана), то он также воспринимает расходную составляющую потока воздуха в канале.

5.1.3. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА В КАНАЛЕ

Объемный расход воздуха **Q** (м^3/с) через мерное сечение потока (воздуховод) рассчитывается как произведение площади сечения **F** (м^2) на среднюю расходную скорость воздуха в сечении $\mathbf{V_{ср}}$:

$$\mathbf{Q = F * V_{ср}} \ \mathbf{(м^3/с)} . \qquad (3)$$

Если диаметр **d** (рис. 5.1) ПДК превышает 8% диаметра круглого канала или ширины прямоугольного канала, то при расчете объемного расхода следует площадь измерительного сечения канала уменьшить на величину $\pi d^2/4$.

Средняя скорость $V_{ср}$ представляет сумму отдельных измеренных ПДК и ДМ скоростей V_i в центрах элементарных равных площадок, на которые условно разбивается мерное сечение, деленную на число этих площадок **n** :

$$V_{ср} = 1/ n * (V_1 + V_2 +…+V_n) \quad (4)$$

Если измерения проводятся при отличных от нормальных атмосферных условиях (+20°С, 760 мм.рт.ст.), то в результаты расчетов по формулам (2) и (4) необходимо внести поправки на температуру Δ_t давление Δ_p (см.таблицу 5.1):

$$V_{ср} = V_{ср\ измер} + \Delta_t * V_{ср\ измер} + \Delta_p * V_{ср\ измер}$$

Например, если измерения производились при температуре t_a = -10°С и давлении P_a = 730 мм рт.ст., то действительная скорость будет составлять:

$$V_{ср} = 10 – 0,05 * 10 + 0,02 * 10 = 9,7 \text{ м/с} .$$

Таблица 5.1

Поправки скорости потока $V_{ср\ измер}$ от температуры t_a и атмосферного давления P_a

t_a, °С	+50	+40	+30	+20	+10	0	-10	-20	-30	-40	-50
Δ_t	0,05	0,03	0,02	0	-0,02	-0,03	-0,05	-0,07	-0,09	-0,11	-0,13

P_a, мм рт.ст.	720	730	740	750	760	770	780
Δ_p	0,03	0,02	0,01	0,01	0	-0,01	-0,01

Однако во многих практических случаях измерения скорости могут производиться с существенными погрешностями из-за неоднородности и нестационарности измеряемого поля скоростей, и приведенными поправками можно пренебречь.

Выбор измерительных точек в поперечном сечении для последующего усреднения не является случайным, основные правила изложены в ГОСТ 12.30.18-79, а также в [1,2]. В табл..2 приведены координаты точек замера V_i для круглого (в долях диаметра **D** канала) и прямоугольного (в долях соответствующего поперечного размера **а** или **в** канала) поперечных сечений канала. Для каждой точки указаны расстояния от стенки канала до его оси (половина точек), остальные точки – симметрично.

Таблица 5.2

Относительные расстояния точек измерения скоростей потока V_i от стенки канала в долях диаметра **D** или ширины **а** канала

Круглое сечение, по четыре точки замера на окружности каждого радиуса

Число точек на линии **D/2**	Относительное расстояние в долях **D**				
1	0,125	-	-	-	-
2	0,053	0,28	-	-	-
3	0,032	0,135	0,31	-	-
4	0,021	0,117	0,184	0,345	-
5	0,014	0,077	0,113	0,257	0,36

Прямоугольное сечение канала

Число точек на линии **a/2**	Относительное расстояние в долях **a**				
1	0,25	-	-	-	-
2	0,125	0,375	-	-	-
3	0,083	0,25	0,417	-	-
4	0,063	0,186	0,313	0,436	-
5	0,05	0,15	0,25	0,35	0,45

В заключение отметим, что статическое давление можно измерить и на стенке канала. При этом, если канал прямолинейный, то статическое давление поперек канала постоянно и измерения на стенке соответствуют измерениям в любой точке поперечного сечения. Однако следует помнить, что результат измерения зависит от качества исполнения дренажного отверстия в стенке воздуховода (рис. 5.4) [1].

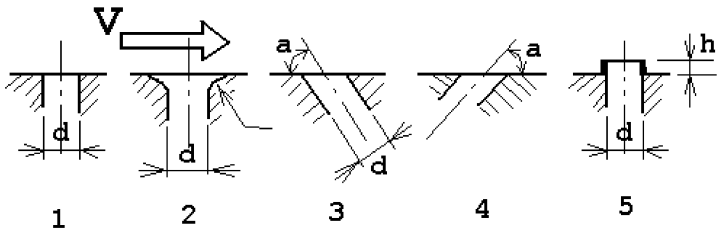


Рис. 5.4. Формы отверстий в стенке воздуховода для измерения статического давления P [1] :
1- прямое отверстие с острыми кромками; 2- прямое отверстие со скругленными кромками; 3, 4- отверстия с наклоном относительно стенки; 5- кромки штуцера выступают из стенки в поток

Прямое отверстие с острыми кромками (рис. 5.4,1) позволяет проводить точные (+-0,1%) измерения. Прямое отверстие со скругленными кромками (рис. 5.4, 2 радиус скругления меньше четверти диаметра отверстия) не влияет существенно на результаты. Наклон отверстия в пределах +-45^{o} (рис. 5.4, 3,4) несущественно сказывается на результатах. Однако выступы вблизи отверстия или выступающий штуцер (рис. 5.4,5) приводят к значительным ошибкам при измерениях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Керстен И.О. Аэродинамические испытания шахтных вентиляторных установок: Справочное пособие. – М.: Недра, 1986. – 196с.
2. Керстен И.О. Измерение расхода воздуха и воды на шахтах: Справочник. – М.: Недра, 1993. - 138с.

5.2. СИСТЕМА ДЛЯ АКУСТИЧЕСКИХ И ВИБРАЦИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ И АНАЛИЗА

Система предназначена для измерения шума и вибраций вентиляторов и вентиляционных систем. Может быть использована для любых аналогичных видов измерений, когда измеряемая величина преобразована в соответствующее меняющееся во времени напряжение.

Система состоит из специального программного обеспечения для обычного персонального компьютера и датчиков, преобразующих измеряемую величину в электрический сигнал. Система при установке согласуется с конкретным компьютером и звуковой картой. Аналоговые сигналы вводятся через стандартные звуковые карты, при этом производится управление свойствами звуковой карты. Поэтому требования ко входным аналоговым сигналам определяются свойствами используемой звуковой карты.

Программное обеспечение состоит из двух программ.

1. Программа двухканального узкополосного частотного анализа (спектры сигналов, функция когерентности, модуль и фаза передаточной функции между первым и вторым каналами).
   Количество входных каналов –2.
   Максимальная амплитуда входного аналогового сигнала – около 1В (определяется свойствами конкретной звуковой карты).
   Динамический диапазон по амплитуде входных сигналов – не хуже 70 дБ.
   Частотный диапазон для каждого канала – 0,3; 0,6; 1,2; 2,5; 5; 10; 20 кГц.
   Количество точек временной реализации для быстрого преобразования Фурье – 1024.
   Количество частотных полос в спектре – 512.
   Динамический диапазон по амплитуде входных сигналов – не хуже 70 дБ.

2. Программа анализа в стандартных октавных и 1/3-октавных частотных полосах для двух каналов (стандартные акустические и вибрационные полосы).
   Количество входных каналов –1 или 2.
   Максимальная амплитуда входного аналогового сигнала – около 1В (определяется свойствами конкретной звуковой карты).
   Динамический диапазон по амплитуде входных сигналов – не хуже 70 дБ.
   Частотный диапазон акустических измерений для каждого канала:
   октавные спектры – 125 Гц...8 кГц;
   1/3-октавные спектры – 100 Гц...10 кГц.

Измерительные датчики:

Для шумовых измерений могут использоваться серийные микрофоны известных зарубежных фирм, или обычные отечественные микрофоны с соответствующей коррекцией амплитудно-частотных характеристик.

Программа позволяет произвести одно- или двухканальную запись, просмотреть временную реализацию и выполнить спектральный анализ в соответствующих физических величинах.

6. ТИПОВЫЕ РЕШЕНИЯ ВЕНТСИСТЕМ

6.1. ВЕНТИЛЯЦИОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ КОТТЕДЖЕЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛА УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА

Вентиляционная система предназначена для подачи очищенного, подогретого зимой воздуха и удаления загрязненного воздуха с частичной утилизацией тепла удаляемого воздуха. При соответствующей тепловой мощности теплообменника установка может выполнять функции воздушного отопления. Вентиляционная система состоит из воздухоприточной и вытяжной установки (см. рис. 6.1).

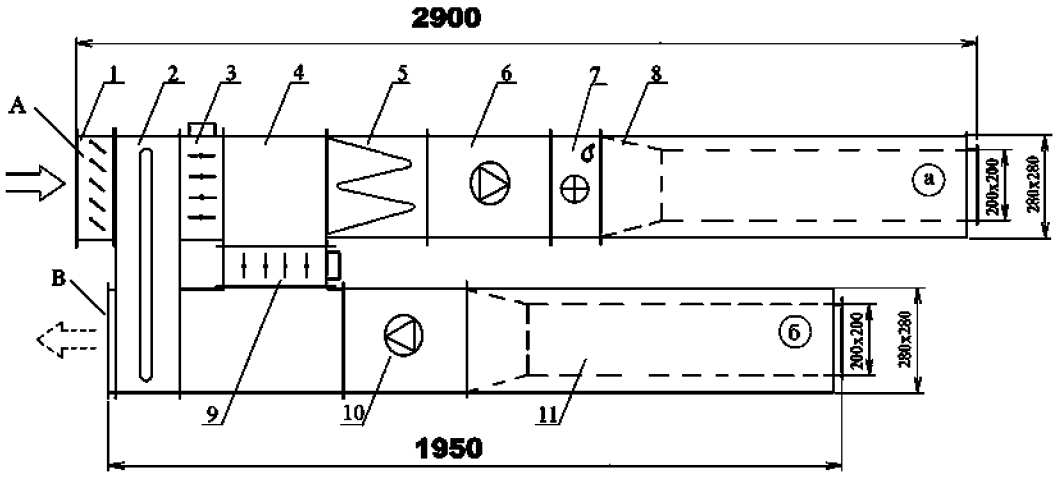


Рис. 6.1. Схема воздухоприточной/вытяжной установки АПК-ИННОВЕНТ-1,6-2 с рециркуляцией и утилизацией тепла выбрасываемого воздуха:
а) приток, б) вытяжка;
1,12-входной/выходной воздушный клапан; 2-теплообменник утилизатор; 3,9-клапан рециркуляции с электроприводом; 4-отсек рециркуляции; 5-фильтр; 6,10-вентилятор УНИВЕНТ® -1,6-2; 7- водяной теплообменник; 8, 11 –шумоглушитель

Воздухоприточная установка состоит из входного воздушного клапана 1 (гравитационного либо с электроприводом), теплообменника- утилизатора 2, рециркуляционного блока 4, карманного фильтра 5, вентилятора 6 УНИВЕНТ® -1,6-2, теплообменника 7, шумоглушителя 8. Для регулирования подачи свежего воздуха служат воздушные клапаны с электроприводом 3 и 9. Вытяжная система состоит из глушителя шума 11, вентилятора 10 УНИВЕНТ® -1,6-2, воздушного клапана 12 (гравитационного либо с электроприводом).

Технические характеристики приточной установки АПК-ИННОВЕНТ-1,6-2:

-производительность 200..450 м^3/час
-свободное давление
на выходе из установки 80…150 Па
температура воздуха на входе: -27 °С
на выходе: +22 °С
-тепловая мощность калорифера 2…4 кВт
-температура воды на входе 60….70°С
-мощность электродвигателя
вентилятора 0,09 кВт;
-степень рециркуляции воздуха 0….80%.

СОСТАВ ВОЗДУХОПРИТОЧНОЙ УСТАНОВКИ АПК-ИННОВЕНТ-1,6-2

1. Входной гравитационный клапан имеет поперечное сечение 224х224мм и открывается при включении камеры под действием потока воздуха. Возможна комплектация электроприводом, который позволяет фиксировать положение створок в произвольном положении, с индикацией степени открытия клапана на пульте управления.
2. Фильтр карманного типа, степень фильтрации EU3-4. Начальное аэродинамическое сопротивление около 30-40Па.
3. Теплообменник-утилизатор на базе тепловых трубок, либо с раздельным контуром и циркуляционным насосом.
4. Рециркуляционная камера имеет два воздушных клапана с электроприводом.
5. Вентилятор радиальный канальный УНИВЕНТ® - 11-1,6-2.
6. Водяной теплообменник тепловой мощностью 2…4 кВт.
7. Шумоглушитель пассивного типа, тип ГШК-1,6, длина 1000 мм.

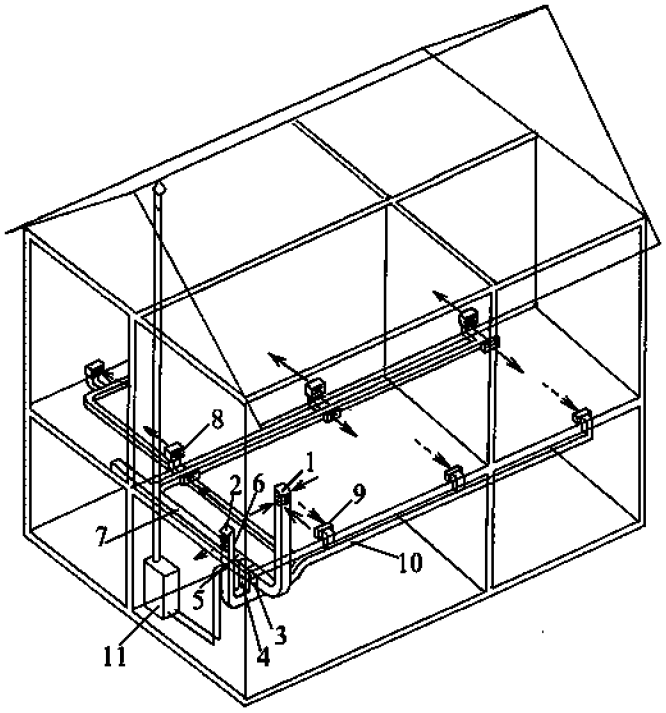


Рис. 6.2. Схема вентиляции коттеджа;
———— приток; - - - вытяжка;
1-приточная шахта; 2-вытяжная шахта; 3-входной клапан; 4-теплообменник утилизатор; 5-вентилятор; 6-теплообменник; 7-приточный воздуховод; 8-приточные решетки; 9-вытяжные решетки; 10-вытяжной воздуховод; 11-водогрейный котел.

Схема размещения оборудования в коттедже приведена на рис. 6.2. Вентиляционная система (система воздушного отопления) включает в себя воздухоприточную установку с утилизацией тепла выходящего воздуха, частичной рециркуляцией, подогревом воздуха теплой водой, а также вытяжную систему. Кроме этого в систему входят: датчики температуры, датчик влажности, датчик CO_2 (по требованию), система автоматики, а также водяной котел.

Вентиляционная система, котел, система автоматики располагаются в подвальном этаже. Приточная система подает воздух при срабатывании пороговых значений датчиков температуры, CO_2 или влажности.

6.2. ВОЗДУХОПРИТОЧНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПОКРАСОЧНО/СУШИЛЬНЫХ КАМЕР

ООО «ИННОВЕНТ» предлагает вентиляционное оборудование для покрасочно/сушильных камер, в том числе для покраски автомобилей. Воздухоприточная установка обеспечивает два режима работы: а) режим покраски, б) режим сушки.

Схема установки приведена на рис. 6.3.

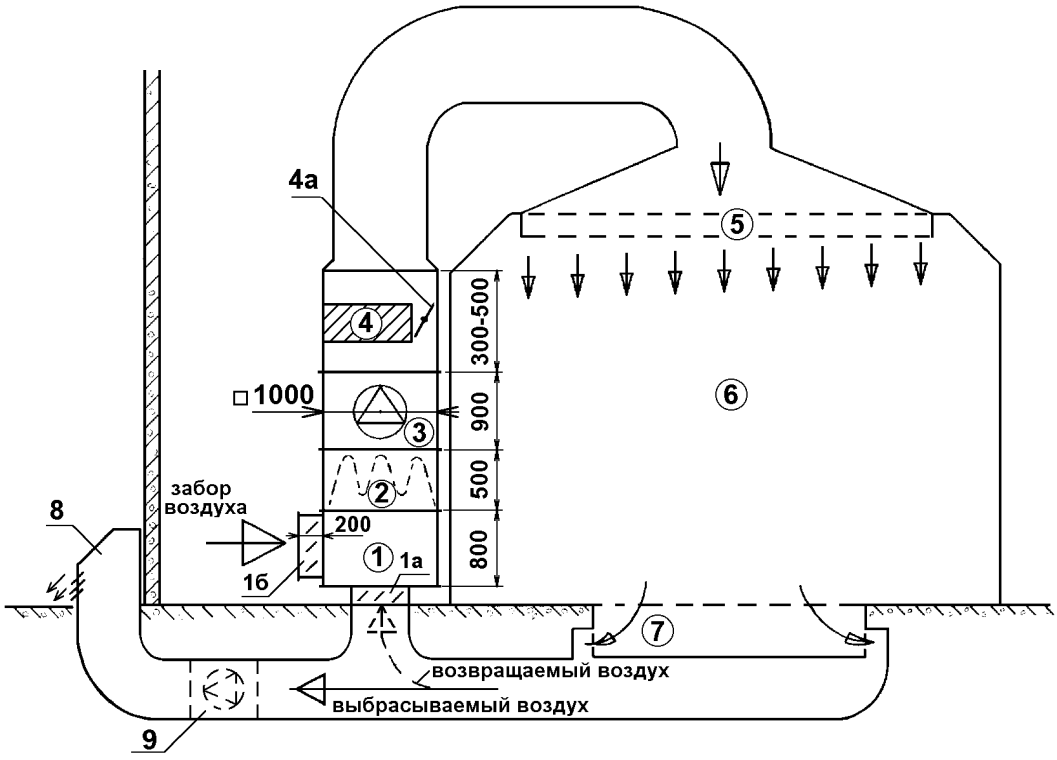


Рис.6.3. Схема воздухоприточной установки камеры покраски/сушки автомобилей
1-рециркуляционная секция; 1а), 1б-воздушный клапан; 2-фильтр грубой очистки EU3(4); 3(9)-радиальный канальный вентилятор (взрывобезопасное исполнение); 4- теплообменник (водяной/паровой); 4а- воздушный перепускной клапан; 5-фильтр тонкой очистки EU5(6); 6-камера покраски/сушки; 7-фильтр очистки воздуха от аэрозоли краски; 8-вытяжная шахта
Примечание. Размеры даны для установки с производительностью 15000-17000м^3/час

Режим покраски.

В режиме покраски воздух забирается из помещения, проходит фильтр грубой очистки 1 и, минуя теплообменник 4, поступает на фильтр тонкой очистки 5, после чего подается в окрасочную камеру 6. Воздух в полном обьеме удаляется из помещения через вытяжную шахту 8. По специальному требованию Заказчика или если сопротивление воздуховодов более 250 Па, может быть установлен дополнительно радиальный канальный вентилятор 9.

Режим сушки

В режиме сушки часть воздуха забирается из помещения, а часть теплого (загрязненного) воздуха в режиме рециркуляции поступает из камеры, подогревается в водяном/паровом теплообменнике и через фильтр тонкой очистки подается в окрасочную камеру. Воздух удаляется через существующий воздуховод и частично выбрасывается на улицу. Степень рециркуляции устанавливается воздушными клапанами 1а и 1б и фиксируется. По требованию

Заказчика установка может комплектоваться электрокалорифером. В этом случае электрокалорифер устанавливается на заборе воздуха за воздушным клапаном 1б, а секция теплообменника 4 исключается.

ПРИМЕЧАНИЕ .

В режиме покраски и сушки возможен забор воздуха снаружи помещения, но в этом случае растет тепловая мощность теплообменника.

Система автоматики

Система автоматики обеспечивает оба режима работы камеры, в том числе:
-поддержание заданной температуры воздуха на входе в камеру;
-управление воздушным клапаном перепуска воздуха в теплообменнике.

Параметры приточной установки
(обеспечиваются при суммарном сопротивлении воздуховодов и фильтров не более 400Па)
Производительность:
в режиме покраски -17000 $м^3$/час;
в режиме сушки -16000 $м^3$/час
Температура воздуха
на притоке -20$С^o$
на входе в камеру при водяном/паровом) нагреве -60$С^o$
при электрическом нагреве 110$С^o$
Мощность водяного парового/ теплообменника ….70 кВт
Мощность электрического калорифера ….150 кВт
Рециркуляция - 60% (подача свежего воздуха- 40%,
подмешивание воздуха из камеры 60%)
Вентилятор УНИВЕНТ® В-6,3-4 во взрывозащищенном исполнении
Мощность электродвигателя вентилятора 11 кВт (1500 об/мин).