

противления сети (изменение режима осуществляется отключением одного из нагнетателей);

3) требуется обеспечить надежность работы всей системы в целом;

4) архитектурно-планировочные решения зданий приводят к созданию сложных разветвленных сетей, для регулирования которых с наибольшей эффективностью требуется установка нескольких нагнетателей.

Кроме того, при совместном включении нагнетателей появляется возможность наращивать мощность по частям и упрощается проблема резервирования, при этом общие экономические показатели таких систем могут оказаться довольно высокими, несмотря на возможное снижение КПД отдельных агрегатов и дополнительные затраты, связанные с обслуживанием нескольких установок. И тем не менее включение нагнетателей в совместную работу используется редко. Основные причины этого — опасность возникновения неустойчивых режимов работы и некоторое увеличение сложности расчета.

Включение нагнетателей в совместную работу может быть параллельным, последовательным и смешанным (комбинированным).

**Параллельное включение нагнетателей.** В большинстве случаев параллельное включение двух и большего числа нагнетателей рекомендуется тогда, когда оно приводит к увеличению подачи, а соответствующее увеличение частоты вращения рабочего колеса или размеров нагнетателя невозможно из-за чрезмерного усиления шума, конструктивных или архитектурно-планировочных соображений.

Известны три основные схемы параллельного включения нагнетателей: полностью параллельное включение (рис. 3.37, а) и полупараллельное включение по схемам, показанным на рис. 3.37, б и в.

Проанализируем работу нагнетателей в условиях параллельного включения. Рассмотрим случай, когда в сеть по схеме, показанной на рис. 3.37, а, включены нагнетатели с одинаковой характеристикой. Для упрощения анализа пренебрежем сопротивлением индивидуальных участков сети (участки 1—2). В этом случае, как и в случае любого совместного включения, главным является определение режима работы не только всей системы в целом, но и каждого из на-

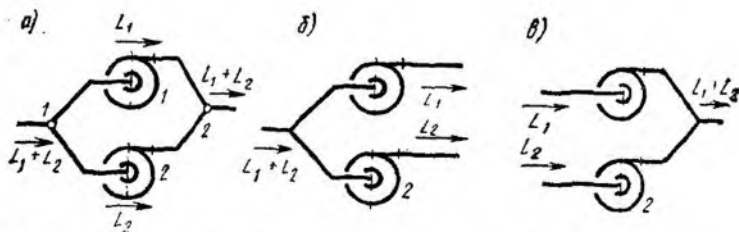


Рис. 3.37. Схемы параллельного включения нагнетателей

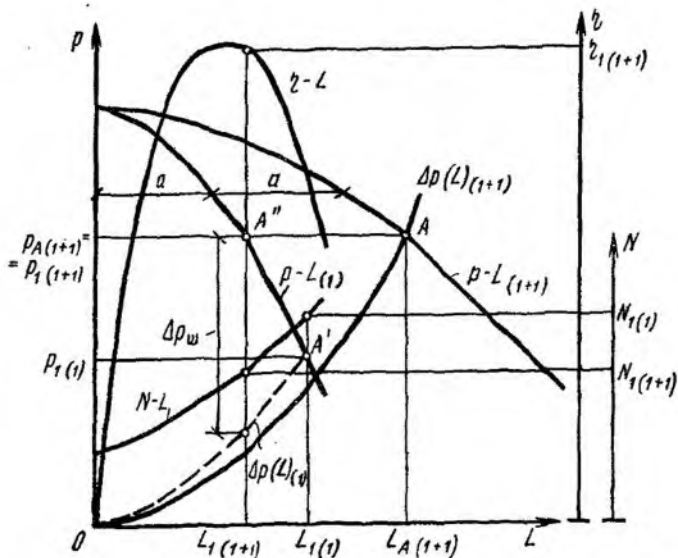


Рис. 3.38. Определение режима работы двух параллельно включенных одинаковых вентиляторов

нагнетателей в отдельности. Функциональная зависимость давления нагнетателя от его подачи сложна и чаще всего задана графически в виде характеристики  $p-L$ , поэтому наиболее простым способом анализа оказывается графический. Обычно применяют метод суммарной характеристики нагнетателей.

Из рис. 3.37, а видно, что давления, создаваемые каждым нагнетателем в точках 1 и 2, одинаковы, а общая подача равна сумме подач отдельных нагнетателей. Отсюда вытекает правило построения суммарной харак-

теристики параллельно включенных нагнетателей: *при одинаковом давлении нужно сложить подачи.*

Построение суммарной характеристики давления показано на рис. 3.38. Абсциссы  $a$ , представляющие собой подачу одного нагнетателя, суммируются при каждом значении давления. При включении нагнетателей в сеть с характеристикой  $(1+1)$  режим работы будет определяться точкой  $A$ . При этом суммарная подача нагнетателей определяется величиной  $L_{A(1+1)}$ , а суммарное давление — величиной  $p_{A(1+1)}$ , при этом  $p_{1(1+1)} = p_{A(1+1)}$ , т. е. давление, создаваемое каждым нагнетателем при совместной работе, равно суммарному давлению. Подача каждого нагнетателя составляет половину от общей и может быть определена графически по положению точки  $A''$ , т. е.  $L_{1(1+1)} = L_{A''} = 0,5L_{A(1+1)}$ . КПД обоих нагнетателей равен КПД каждого из них и определяется пересечением ординаты, проходящей через точку  $A''$ , с характеристикой КПД нагнетателя. Пересечение этой же ординаты с характеристикой мощности определяет затраты мощности каждым нагнетателем. Суммарные затраты мощности равны сумме мощностей отдельных нагнетателей, т. е.  $N_{A(1+1)} = 2N_{1(1+1)}$ .

Посмотрим, что произойдет при отключении одного из нагнетателей. Характеристика сети  $\Delta p - (L)_{(1)}$  станет несколько круче вследствие уменьшения площади поперечного сечения для прохода жидкости между точками 1 и 2 (см. рис. 3.37,  $a$ ). Рабочая точка перейдет из положения  $A$  в положение  $A'$ . При этом параметры работы нагнетателя будут  $L_{1(1)} > L_{1(1+1)}$ ,  $p_{1(1)} < p_{1(1+1)}$  и  $N_{1(1)} > N_{1(1+1)}$ . Последнее обстоятельство особенно неприятно, поскольку приводит к перегреву обмоток электродвигателя. Поэтому при выключении одного из нагнетателей его индивидуальный участок необходимо перекрыть клапаном (чтобы исключить бесполезное перетекание жидкости по нему из-за разности давлений  $p_2 - p_1$ ), а в сеть оставшегося в работе нагнетателя ввести дополнительное сопротивление  $\Delta p_{ш}$  с таким расчетом, чтобы рабочая точка переместилась в положение  $A''$ . При этом затраты мощности будут составлять  $N_{1(1+1)}$  и перегрева электродвигателя не произойдет.

Нагнетатели с разными характеристиками. Построение суммарной характеристики разных нагнетателей в принципе не отличается от предыдущего построения. Однако, прежде чем рассматривать этот во-

прос, следует ознакомиться с характеристикой нагнетателя в квадрантах.

Если несколько нагнетателей, имеющих разные характеристики, подключить к одной камере, то в ней можно создать настолько значительное давление, что один из нагнетателей не сможет ему противодействовать, и поток пойдет через этот нагнетатель в обратную сторону. При этом, очевидно, разность полных давлений с обеих сторон нагнетателя останется положительной, а поток изменит направление и нагнетатель, следовательно, будет работать при отрицательных подачах ( $L < 0$ ). Направление вращения рабочего колеса при этом не изменяется, поэтому нагнетатель по-прежнему будет потреблять мощность (в противном случае нагнетатель стал бы работать как турбина, отдавая мощность на вал).

Если, наоборот, нагнетатель включить последовательно с более мощным, то его подача может увеличиться до значений, гораздо больших, чем его собственная максимальная подача. При этом он станет сопротивлением для более мощного нагнетателя, т. е. при сохранении направления подачи ( $L > 0$ ) разность давлений с обеих сторон нагнетателя изменит знак.

Из рис. 3.39, на котором показана характеристика нагнетателя в квадрантах, видно, что работа нагнетателя возможна при  $L > 0$  и  $p_s > 0$  (I квадрант), при  $L < 0$  и  $p_s > 0$  (II квадрант), при  $L > 0$  и  $p_s < 0$  (IV квадрант). Работа нагнетателя в III квадранте невозможна, так как поток не может пойти в обратном направлении через нагнетатель ( $L < 0$ ) при давлении перед нагнетателем большим, чем за ним. Обычно характеристику снимают только в I квадранте, т. е. при нормальной работе нагнетателя, тем более что для снятия характеристики во II и IV квадрантах требуется специальное оборудование.

Пусть параллельно включены два нагнетателя с характеристиками 1 и 2 (рис. 3.40). Суммарную характеристику легко получить, воспользовавшись приведенным выше правилом построения. Анализируя работу нагнетателей, необходимо учитывать вероятность попадания характеристики во II квадрант. Поясним указанное обстоятельство примером работы нагнетателей в общей камере.

При режимах работы нагнетателей, расположенных

Рис. 3.39. Характеристика полного давления радиального вентилятора в квадрантах

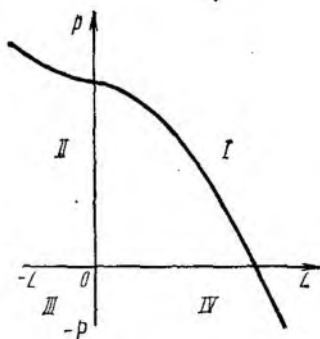
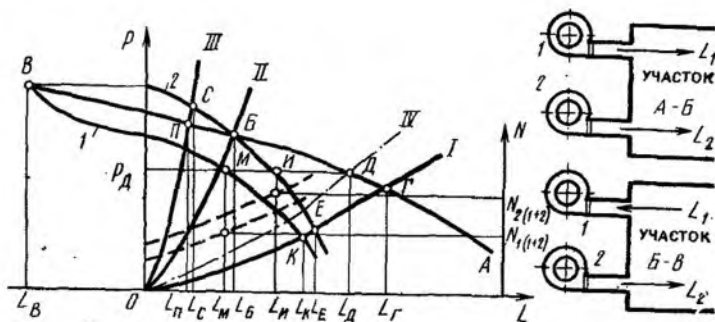


Рис. 3.40. Определение режима работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики



правее точки  $B$  (участок  $A-B$ ), оба нагнетателя имеют положительную подачу, следовательно, суммарная подача  $L_{\Gamma}$  больше той, которую имел бы каждый из нагнетателей при индивидуальной работе в сети  $I - L_E < L_{\Gamma}$ ,  $L_K < L_{\Gamma}$ . Таким образом, параллельное включение здесь целесообразно.

Если режим работы определяется точкой  $B$ , то включение в параллельную работу нагнетателя с характеристикой  $I$  бесполезно, поскольку суммарная подача нагнетателей при работе в сети  $II$  равна подаче, которую имеет при индивидуальной работе в этой же сети нагнетатель с характеристикой  $2$ , т. е.  $L_{\text{общ}} = L_B = L_2$ .

При режимах работы, расположенных левее точки  $B$  (участок  $B-B$ ), подача нагнетателя с характеристикой  $2$  имеет положительное значение, а подача нагнетателя с характеристикой  $I$  — отрицательное, т. е. поток в нем направлен в обратную сторону. Поэтому суммарная подача в общую камеру оказывается меньше той, которую

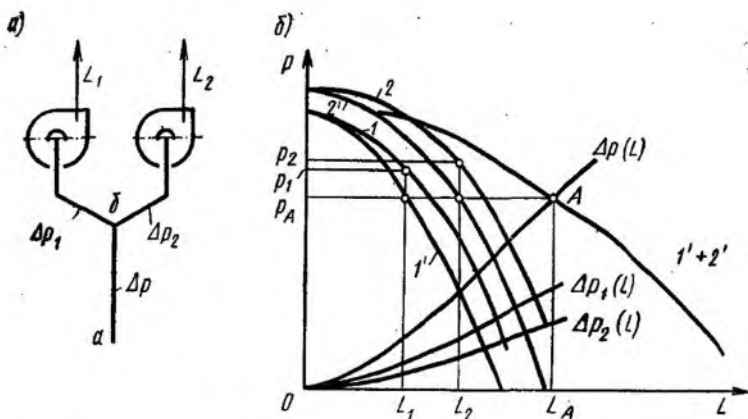


Рис. 3.41. Определение режима работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики, с учетом потерь на индивидуальных участках

имеет самостоятельно работающий в сети III нагнетатель с характеристикой 2. Таким образом, включение в параллельную работу нагнетателя с характеристикой 1 здесь не только бесполезно, но даже вредно, поскольку  $L_{\text{общ}} = L_{\text{п}} < L_{\text{с}} = L_2$ .

Затраты мощности определяем следующим образом. Зная характеристику сети (например, сеть IV), находим положение рабочей точки D, которой соответствуют параметры  $L_{\text{д}} = L_{1+2}$  и  $p_{\text{д}} = p_{1+2}$ . При этом параметры работы каждого нагнетателя определяем графическим построением, проводя ординаты через точки M и H. Подачи  $L_{1(1+2)} = L_{\text{м}}$  и  $L_{2(1+2)} = L_{\text{н}}$  определяем по шкале абсцисс, а затраченную каждым нагнетателем мощность ( $N_{1(1+2)}$  и  $N_{2(1+2)}$ ) — точкой пересечения соответствующей ординаты с соответствующей характеристикой мощности. Суммарные затраты мощности равны сумме затрат мощности каждым нагнетателем, т. е.  $N_{\text{д}} = N_{1(1+2)} + N_{2(1+2)}$ .

Простые случаи, подобные рассмотренным выше, редки. Чаще всего при параллельной работе нагнетатели удалены друг от друга и к общей сети присоединяются с помощью индивидуальных участков, имеющих зачастую существенное сопротивление. В этих случаях непосредственное нанесение на суммарную характеристику нагнетателей суммарной характеристики сети невозможно, поскольку сеть становится общей только начиная с точ-

ки  $b$  (рис. 3.41,  $a$ ). Поэтому сначала следует построить характеристику каждого нагнетателя, отнесенную к точке соединения, т. е. вычесть предварительно из характеристики каждого нагнетателя характеристику соответствующего индивидуального участка, и лишь после этого сложить их, пользуясь правилом, описанным выше. Пример такого построения показан на рис. 3.41,  $b$ : кривые  $1$  и  $2$  — исходные характеристики нагнетателей;  $\Delta p_1(L)$  и  $\Delta p_2(L)$  характеристики индивидуальных участков сети;  $1'$  и  $2'$  — характеристики нагнетателей, отнесенные к точке соединения; кривая  $1'+2'$  — суммарная характеристика давления.

Режим работы нагнетателей в общей сети, имеющей характеристику  $\Delta p(L)$ , определяется точкой  $A$  с параметрами  $L_A$  и  $p_A$ . Точки пересечения горизонтальной прямой  $p=p_A$  с характеристиками  $1'$  и  $2'$  определяют подачу каждого нагнетателя ( $L_1$  и  $L_2$ ). Создаваемое каждым нагнетателем давление ( $p_1$  или  $p_2$ ) определяется точкой пересечения ординаты, характеризующей определенную подачу ( $L_1$  или  $L_2$ ), с соответствующей исходной характеристикой нагнетателя.

При параллельной работе нагнетателей с разными характеристиками представляется целесообразным определять средний КПД нагнетателей, равный:

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{p_1 L_1 + p_2 L_2}{p_1 L_1 / \eta_1 + p_2 L_2 / \eta_2}.$$

Из последней формулы следует, что более мощные нагнетатели должны работать с максимальным КПД, а регулировать расход в системе целесообразнее менее мощным нагнетателем.

Рассмотренный выше метод построения суммарной характеристики нагнетателей сравнительно прост и нагляден и может применяться при любом числе нагнетателей.

Для анализа работы вентиляторов, имеющих разные характеристики, используется также, но довольно редко, метод *приведенной характеристики сети*. Этот метод особенно удобен для анализа работы вентиляторов, имеющих «седлообразные» характеристики, так как позволяет не только установить возможные режимы работы, но и оценить устойчивость работы нагнетателей.

Суть метода заключается в том, что один из параллельно работающих вентиляторов принимают за элемент сети, подключенной к другому вентилятору. Характери-

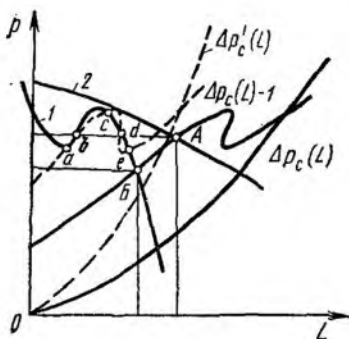


Рис. 3.42. Приведенная характеристика сети при неоднозначных режимах работы двух параллельно включенных вентиляторов

стику такой сети строят, вычитая из абсцисс характеристики общей сети  $\Delta p_c(L)$  абсциссы характеристики давления одного из вентиляторов  $p-L$ . На рис. 3.42 дан пример такого построения: кривые 1 и 2 — исходные характеристики вентиляторов;  $\Delta p_c(L)-1$  — приведенная характеристика сети для второго вентилятора. Режим работы второго вентилятора определяется пересечением характеристик 2 и  $\Delta p_c(L)-1$  (точка А). Аналогично может быть определен режим работы и другого вентилятора.

Исследование работы систем с параллельно включенными вентиляторами, имеющими «седлообразные» характеристики, необходимо для проверки вероятности возможного нарушения нормального функционирования этих систем. Наличие впадины на характеристиках  $p-L$  может привести к неоднозначности режимов работы всей системы.

Если предположить, что параллельно включены два одинаковых вентилятора с характеристикой 1 в сеть с характеристикой  $\Delta p_c(L)$ , то приведенная характеристика сети одного из вентиляторов будет изображаться зависимостью  $\Delta p_c(L)-1$ . Характеристики 1 и  $\Delta p_c(L)-1$  пересекаются в точке Б, т. е. имеется единственно возможный режим работы. Так как рабочие точки обоих вентиляторов расположены на правых ниспадающих ветвях их индивидуальных характеристик давления, то режим работы будет, безусловно, устойчив. (Подробнее об устойчивости работы нагнетателей см. § 14.)

Допустим, что аэродинамическое сопротивление сети возросло и характеристика сети  $\Delta p_c(L)$  переместилась в положение  $\Delta p'_c(L)$ . Приведенная характеристика сети теперь примет вид зависимости  $\Delta p'_c(L)-1$ . Возможные



режимы работы определяются точками пересечения характеристик  $I$  и  $\Delta p'_c(L) - 1$  (точки  $a, b, c, d$  и  $e$ ). Очевидно, что реализуется только один из пяти возможных режимов, но он уже не будет единственно возможным и при кратковременных случайных изменениях сопротивления даже одного участка сети системы будет переходить из одного состояния в другое.

К сожалению, в каталогах данные о форме характеристик нагнетателей в области малых значений подачи, особенно во II квадранте, отсутствуют, что делает невозможной проверку однозначности их режимов и препятствует более широкому использованию параллельной работы нагнетателей.

**Последовательное включение нагнетателей.** Последовательное включение двух или большего числа нагнетателей в большинстве случаев применяется тогда, когда давление, создаваемое одним нагнетателем, недостаточно для преодоления сопротивления сети. В отдельных случаях такое включение приходится применять потому, что окружные скорости рабочего колеса, соответствующие требуемым значениям давления, оказываются очень высокими и при определенных условиях, например при работе нагнетателя в системе пневмотранспорта, могут стать причиной быстрого разрушения лопаток и корпуса вследствие соударения последних с грубыми кусками транспортируемого материала.

При последовательном включении одно и то же количество жидкости последовательно перемещается всеми нагнетателями, а давление, необходимое для преодоления сопротивления всей сети, равно сумме давлений, создаваемых каждым нагнетателем. Так как кинетическая энергия, сообщенная потоку первым нагнетателем, не теряется на удар, то общее статическое давление больше суммы статических давлений отдельных нагнетателей. Например, три одинаковых последовательно включенных нагнетателя создают полное давление  $3p_{1(1+1+1)}$ , а суммарное статическое давление равно  $p_s = 3p_{1(1+1+1)} - p_d$ .

Схема включения нагнетателей в последовательную работу и соответствующие им эпюры статического давления показаны на рис. 3.43.

В схеме, показанной на рис. 3.43, *a*, два нагнетателя располагаются один за другим таким образом, что избыточное статическое давление  $AD$ , создаваемое нагнета-

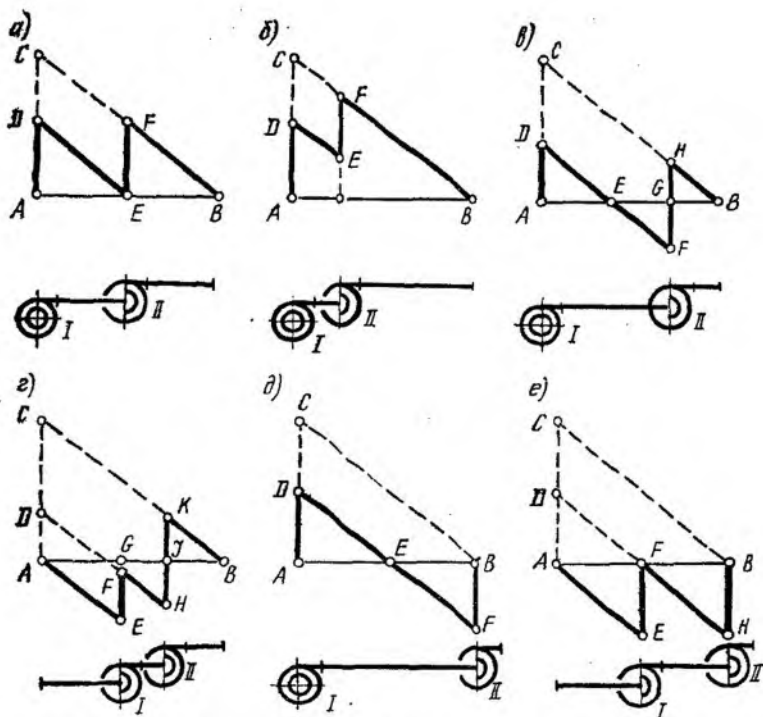


Рис. 3.43. Эпюры статического давления при различных схемах включения вентиляторов в последовательную работу

телем I, расходуется на участке  $AE$ , а избыточное статическое давление  $EF$ , создаваемое нагнетателем II, — на участке  $EB$ .

В схеме, приведенной на рис. 3.43, б, нагнетатель II расположен непосредственно за нагнетателем I. Эксплуатационным недостатком такой установки является необходимость более тщательной герметизации соединений трубопроводов с тем, чтобы исключить утечки, вероятность которых выше, чем в предыдущем случае, поскольку отдельные участки сети находятся под большим избыточным давлением, чем в схеме на рис. 3.43, а.

При установке нагнетателей по схеме, изображенной на рис. 3.43, в, избыточное статическое давление, развиваемое нагнетателем I, расходуется не на всем участке  $AG$ , а лишь на участке  $AE$ . Поэтому нагнетателю II приходится создавать разрежение на стороне всасыва-

ния (для преодоления потерь на участке  $EG$ ) и избыточное статическое давление на стороне нагнетания (для преодоления потерь на участке  $GB$ ).

На рис. 3.43, *з* показано распределение давлений в системе дутьевой вентилятор I — котел — дымосос II. Перепад  $FG$  характеризует разрежение в топке котла.

В схеме, показанной на рис. 3.43, *д*, нагнетатель I преодолевает сопротивление на участке  $AE$ , создавая избыточное статическое давление  $AD$ . Нагнетатель II, расположенный в конце сети, преодолевает потери на участке  $EB$ , создавая разрежение  $BF$ .

И, наконец, на рис. 3.43, *е* показана установка нагнетателей в сети, когда потери давления преодолеваются путем создания разрежения на всасывающей стороне нагнетателей.

Проанализируем работу в сетях последовательно включенных нагнетателей.

Нагнетатели с одинаковой характеристикой. Анализ работы нагнетателей не зависит от числа включенных машин, поэтому рассмотрим работу лишь двух нагнетателей. Для построения суммарной характеристики давления нагнетателей нужно при любом значении подачи удвоить значение соответствующего ей давления (рис. 3.44).

Режим работы такой системы определяет точка пересечения суммарной характеристики нагнетателей с характеристикой сети (точка  $A$ ). При этом нагнетатели развивают давление  $p_{(1+1)}$ , обеспечивая подачу  $L_{(1+1)} = L_{1(1+1)}$  и потребляя мощность  $2N_{1(1+1)}$ . Давление, создаваемое каждым нагнетателем, составляет половину общего, т. е.  $p_{1(1+1)} = 0,5p_{(1+1)}$ .

Посмотрим, что произойдет при отключении одного из нагнетателей. Очевидно, остановленный нагнетатель будет представлять дополнительное сопротивление для работающего, т. е. характеристика сети пойдет круче. Рабочая точка из положения  $A$  перейдет в положение  $A'$ . При этом давление резко снизится:  $p_{1(1)} < p_{(1+1)}$ , но будет больше давления, которое развивал нагнетатель при совместной работе:  $p_{1(1)} > p_{1(1+1)}$ . Подача уменьшится:  $L_{1(1)} < L_{1(1+1)} = L_{(1+1)}$ . Затраты мощности также снизятся:  $N_{1(1)} < N_{1(1+1)}$ , т. е. перегрузки электродвигателя не будет.

Нагнетатели с разными характеристиками. Рассмотрим работу двух последовательно вклю-

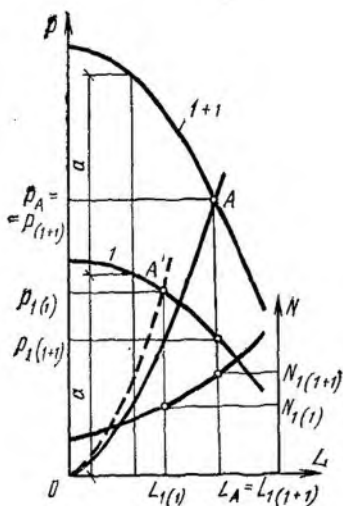


Рис. 3.44. Определение режима работы двух последовательно включенных одинаковых вентиляторов

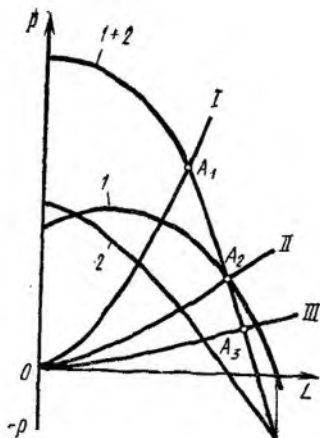


Рис. 3.45. Определение режима работы двух последовательно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики

ченных нагнетателей, имеющих разные характеристики. При построении суммарной характеристики приходится учитывать то обстоятельство, что характеристика одного из нагнетателей может заходить в IV квадрант (рис. 3.45). Построение суммарной характеристики давления заключается в сложении значений давлений каждого нагнетателя при одинаковой подаче. Как видно из рисунка, последовательное включение нагнетателей целесообразно при режимах, когда рабочая точка расположена левее точки  $A_2$  (сеть I), так как при этом давление, создаваемое совместно работающими нагнетателями, больше того, которое смог бы создать каждый из нагнетателей при индивидуальной работе в той же сети.

В том случае, если характеристика сети проходит через точку  $A_2$  (сеть II), включение в совместную работу нагнетателя с характеристикой 2 бесполезно, так как увеличения давления по сравнению с тем, которое создает при индивидуальной работе в этой сети нагнетатель с характеристикой 1, не происходит.

Наконец, работа в режимах, когда рабочая точка находится правее точки  $A_2$  (например, точка  $A_3$  в се-

ти III), характеризуется снижением общего давления по сравнению с тем, которое создает при индивидуальной работе в той же сети нагнетатель с характеристикой 1. В этих условиях включение в совместную работу нагнетателя с характеристикой 2 не только бесполезно, но даже вредно.

Эффективность работы последовательно включенных нагнетателей следует оценивать по значению среднего КПД, который равен:

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{p_1 + p_2}{p_1 \tau_{11} + p_2 / \eta_2}.$$

В реальных условиях при необходимости совместного включения нагнетателей целесообразнее использовать нагнетатели с одинаковой характеристикой. Число последовательно включенных вентиляторов может быть любым и определяется значением необходимого давления. Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

**Смешанное (комбинированное) включение нагнетателей.** Изучив способы построения суммарных характеристик сетей и нагнетателей для параллельного и последовательного соединения, можно рассматривать любые комбинации из нагнетателей и сетей. В зависимости от метода расчета можно причислять нагнетатель к сопротивлениям, приняв его за «кажущееся сопротивление», или, наоборот, сопротивление сети отнести к характеристике нагнетателя.

Рассмотрим три характерных случая смешанного включения нагнетателей в совместную работу.

**Случай 1** (рис. 3.46). Характеристики всех трех нагнетателей (линии 1, 2 и 3) различны. Сопротивления индивидуальных участков приняты разными, соответственно  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_3$ . Сопротивление общей сети равно  $R_4$ . Это случай работы на общую сеть трех параллельно включенных нагнетателей. Сначала построим характеристики нагнетателей 1, 2 и 3, отнесенные к характеристикам сопротивлений  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_3$ . Получим характеристики 1', 2' и 3'. Это результирующие характеристики параллельных участков. Пользуясь известным правилом, строим суммарную характеристику параллельно включенных нагнетателей (кривая 1' + 2' + 3').

Рабочая точка системы определяется пересечением суммарной характеристики нагнетателей с характери-

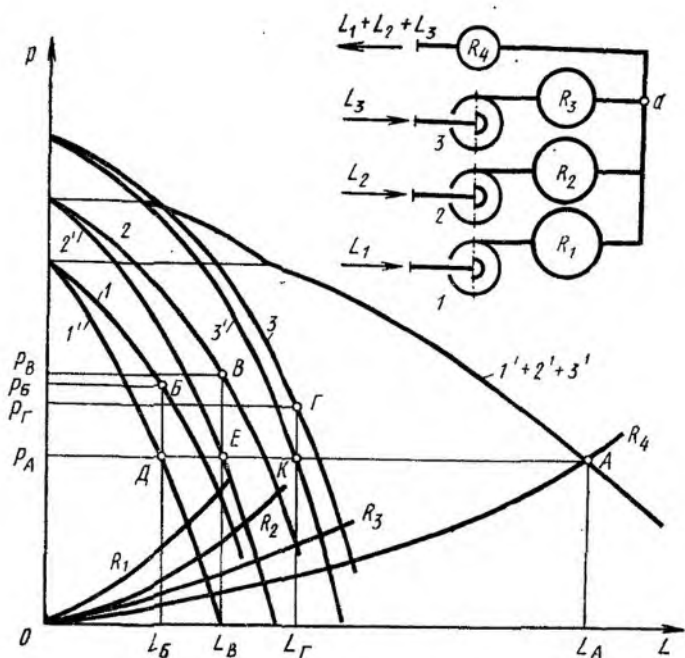


Рис. 3.46. Определение режима работы трех параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики, с учетом потерь на индивидуальных участках

кой общей сети (точка  $A$  с параметрами  $L_A$  и  $p_A$ ). Режим работы каждого нагнетателя определяется уже известным способом. Из точки  $A$  проводится линия, параллельная оси абсцисс. Точки  $D$ ,  $E$  и  $K$  определяют режимы работы нагнетателей 1, 2 и 3, отнесенные к точке  $a$ . Пересечение ординат, проведенных через точки  $D$ ,  $E$  и  $K$ , с характеристиками 1, 2 и 3 определяет режимы работы всех трех нагнетателей и, следовательно, значения давлений, развиваемых каждым нагнетателем при работе в этой сети.

Если на график нанести мощность и КПД каждого нагнетателя, то легко определить индивидуальные, а затем и суммарные затраты мощности и значения КПД.

Случай 2. Рассмотрим работу в сложной сети трех различных нагнетателей 1, 2 и 3 с расположенными между ними сопротивлениями  $R_1$  и  $R_2$  (рис. 3.47).

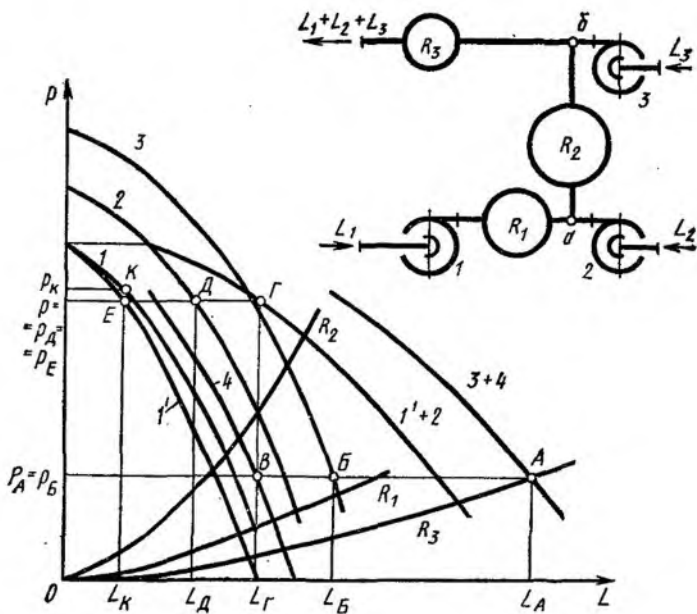


Рис. 3.47. Определение режима работы трех параллельно включенных вентиляторов в разветвленной сети

После точки присоединения  $b$  все нагнетатели работают на общую сеть с сопротивлением  $R_3$ . Построим характеристику нагнетателя 1, отнесенную к точке присоединения  $a$  (линия  $1'$ ), и сложим ее с характеристикой нагнетателя 2 (линия  $1'+2$ ). С учетом потерь давления в сопротивлении  $R_2$  получим кривую 4. Сложив характеристику нагнетателя 3 с характеристикой 4, получим суммарную характеристику трех нагнетателей, отнесенную к точке присоединения  $b$ . Точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой общей сети определяет действительный режим работы (точка  $A$  с параметрами  $L_A$  и  $p_A$ ).

Определим режимы работы каждого нагнетателя. Проведя абсциссу через точку  $A$  до пересечения с характеристиками 3 и 4, получим точки  $B$  и  $B'$ . Точка  $B$ , имеющая параметры  $L_B$  и  $p_B$ , определяет режим работы нагнетателя 3. Ордината, проведенная через точку  $B$  до пересечения с характеристикой  $1'+2$ , определяет положение точки  $\Gamma$ , характеризующей совместный режим ра-

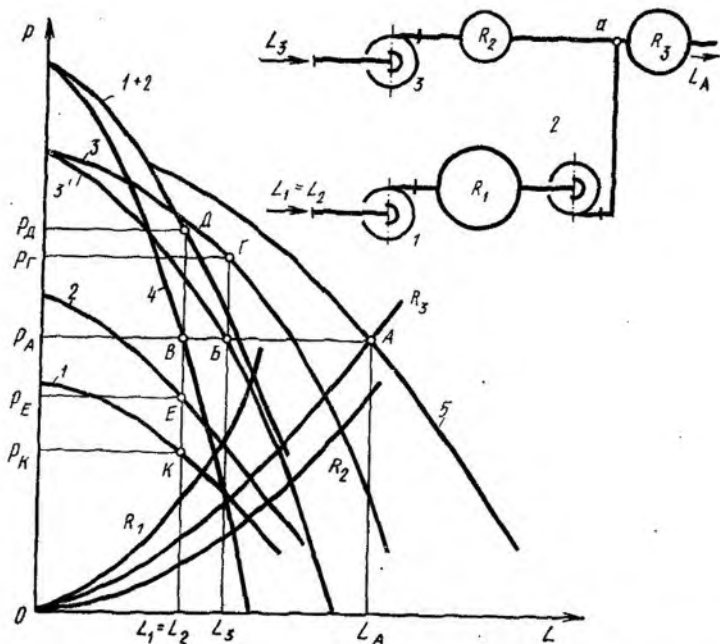


Рис. 3.48. Построение суммарной характеристики при смешанном включении вентиляторов, имеющих разные характеристики

боты нагнетателей 1 и 2. Проведя абсциссу через точку Г до пересечения с характеристиками 2 и 1', получим точки Д и Е. Точка Д с параметрами  $L_D$  и  $p_D$  определяет режим работы в системе нагнетателя 2. Пересечение ординаты, проведенной через точку Е, с характеристикой давления нагнетателя 1 определяет режим работы этого нагнетателя в системе (точка К с параметрами  $L_K$  и  $p_K$ ).

Случай 3. Между двумя последовательно включенными нагнетателями, имеющими разные характеристики давления 1 и 2, расположено сопротивление  $R_1$ . Параллельно с указанной системой включен нагнетатель 3, имеющий характеристику давления 3. Все три нагнетателя работают на общую сеть с характеристикой  $R_3$  (рис. 3.48).

Построим суммарную характеристику нагнетателей 1 и 2, отнесенную к точке присоединения а (линия 4). Отнеся сопротивление  $R_2$  к характеристике нагнетате-



ля 3, получим кривую 3'. Сложив характеристики 3' и 4, получим суммарную характеристику нагнетателей, включенных в совместную работу (линия 5). Точка пересечения этой характеристики с характеристикой общей сети (точка А с параметрами  $L_A$  и  $p_A$ ) определяет действительный рабочий режим системы. Режим работы каждого нагнетателя определяется следующим образом. Через точку А проводим абсциссу до пересечения с характеристиками 3' и 4 в точках В и В. Точка Г с параметрами  $L_G$  и  $p_G$ , образованная пересечением ординаты, проходящей через точку В и характеристики нагнетателя 3, определяет режим работы этого нагнетателя в системе. Пересечение ординаты, проходящей через точку В, с характеристикой 1+2 (точка Д) определяет параметры работы последовательно включенных нагнетателей 1 и 2 —  $L_{1+2}=L_D$  и  $p_{1+2}=p_D$ . Режимы работы в системе нагнетателей 1 и 2 определяются точками Е и К, при этом  $p_E+p_K=p_D=p_{1+2}$ , а  $L_E=L_K=L_D=L_{1+2}=L_1=L_2$ .

**Эксплуатационные особенности работы нагнетателей в сетях.** В реальных условиях нередко случаются случаи, когда фактическая характеристика сети не совпадает с расчетной. Помимо этого режим работы нагнетателя может меняться при изменении физических свойств перемещаемой среды, технологического процесса и других факторов. Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи.

**Неточность расчета потерь давления в сети.** В практике проектирования довольно часто сопротивления отдельных элементов сети принимают завышенными, поэтому завышенным оказывается и общее сопротивление сети. Иногда запас по давлению на неучтенные потери вводят сознательно. И в том, и в другом случае сеть рассчитана с запасом по давлению (точка А на рис. 3.49).

Фактические потери давления в сети будут меньше, поэтому характеристика сети в действительности будет более пологой по сравнению с расчетной, и фактический режим работы будет определяться точкой В. При этом фактическая подача нагнетателя оказывается больше расчетной  $L_B > L_A$ , а давление — меньше расчетного ( $p_B < p_A$ ). В большинстве случаев потребляемая мощность возрастает, что приводит к перегреву обмоток электродвигателя.

Занижение потерь давления в сети является, как пра-

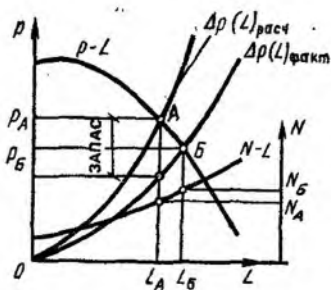


Рис. 3.49. Определение режима работы вентилятора, выбранного с запасом по давлению

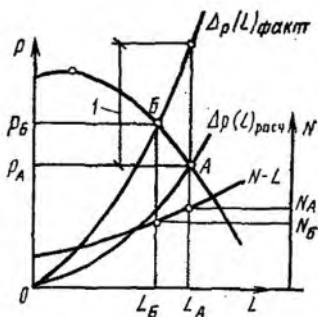


Рис. 3.50. Определение режима работы вентилятора в сети, рассчитанной с недоучетом потерь

1 — ошибка расчета

вило, результатом ошибки расчета. Значение недоучета потерь давления определяется отрезком  $AB$  (рис. 3.50). Так как фактическая характеристика сети проходит более круто по сравнению с расчетной, то подача нагнетателя, определяемая фактическим режимом работы (точка  $B$ ), будет меньше расчетной ( $L_B < L_A$ ), а давление — больше расчетного ( $p_B > p_A$ ). Мощность, потребляемая нагнетателем, уменьшается ( $N_B < N_A$ ), следовательно, перегрузки электродвигателя не произойдет. Недостаток заключается в том, что нагнетатель не обеспечивает требуемую подачу.

Отключение и дросселирование сети. В условиях эксплуатации разветвленных (сложных) сетей нередко возникает необходимость отключения части сети. Причинами этого могут стать реконструкция здания, изменение технологического процесса производства и т. п. Однако при этом отключенный участок сети часто оставляют открытым. Поскольку потери давления в этом случае уменьшаются, то характеристика сети станет более полой, и режим работы нагнетателя из точки  $A$  переместится по характеристике давления вправо в точку  $B$  (рис. 3.51). Следствием этого являются увеличение потребляемой мощности (помимо роста подачи) и перегрев обмоток электродвигателя.

Иным будет режим работы, если отключение производится с использованием дросселирования (установка заглушки на отключенном участке). Так как сопро-

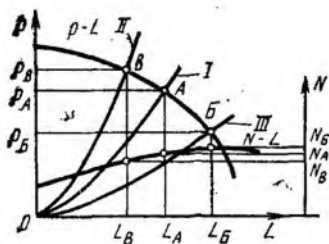


Рис. 3.51. Определение режима работы вентилятора при отключении и дросселировании сети

I — до отключения; II — при отключении с установкой заглушки; III — при отключении без установки заглушки

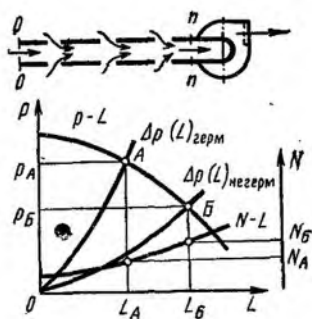


Рис. 3.52. Определение режима работы вентилятора в негерметичной сети

тивление сети при этом увеличивается, то характеристика сети станет круче, и рабочая точка переместится по характеристике нагнетателя влево (точка B). Затраты мощности снижаются ( $N_B < N_A$ ), и перегрузки электродвигателя не произойдет.

Негерметичность сети. Негерметичными могут быть только вентиляционные сети. Неплотности соединений отдельных звеньев воздуховодов влекут за собой подсосы на всасывающей и утечки на нагнетательной ветвях сети. И то, и другое снижает сопротивление сети и ее характеристика становится более пологой. Если принять линейное изменение скорости (между сечениями O—O и n—n) в негерметичном воздуховоде (рис. 3.52), то

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} c_0^2 m,$$

где  $m$  — коэффициент, показывающий, во сколько раз увеличиваются потери в воздуховоде при постоянной начальной скорости  $c_0$  и различном значении утечек.

Значения коэффициента  $m$  в зависимости от отношения  $c_n/c_0$  приведены ниже:

$c_n/c_0$ . . . . .	1,0	1,1	1,5	2,0	2,5	3,0
$m$ . . . . .	1,0	1,105	1,585	2,33	3,25	4,33

Так как рабочая точка при наличии подсосов и утечек смещается по характеристике нагнетателя вправо (точка B на рис. 3.52), то растут затраты мощности, что приводит к перегрузке электродвигателя.

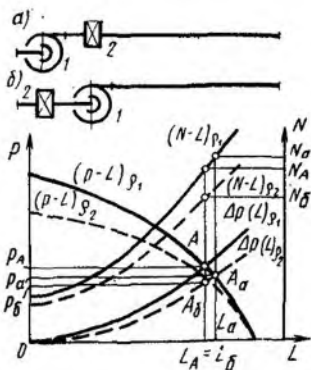


Рис. 3.53. Определение режима работы вентилятора в сети в зависимости от месторасположения воздухоподогревателя

Изменение плотности перемещаемой среды. Плотность перемещаемой среды меняется либо при изменении температуры среды, либо при перемещении механических примесей. Это изменение следует учитывать только в вентиляционных системах, поскольку для жидкости изменение плотности, вызываемое указанными причинами, незначительно.

Изменение температуры. Для воздуха выражение, устанавливающее зависимость между плотностью среды и ее температурой, имеет вид

$$\rho_t = 353 / (273 + t).$$

Из предыдущего известно (см. § 10), что изменение давления и мощности нагнетателя прямо пропорционально изменению плотности перемещаемой среды. Кроме того, изменение потерь давления в сети тоже прямо пропорционально изменению плотности среды. Из этого следует, что практически рабочая точка системы при изменении плотности перемещаемой среды будет перемещаться по ординате, соответствующей определенному значению подачи нагнетателя.

Пояснить сказанное можно, анализируя влияние на работу вентилятора расположения воздухоподогревателя в приточной системе вентиляции. Рассмотрим две системы, отличающиеся тем, что в одной воздухоподогреватель 2 установлен за вентилятором 1 (рис. 3.53, а), а в другой — перед ним (рис. 3.53, б).

Очевидно, что положение рабочей точки в случае, если в воздухоподогреватель не подан теплоноситель, для обеих систем будет одним и тем же (точка А). При

подаче теплоносителя в воздухоподогреватель по схеме, изображенной на рис. 3.53, а, вентилятор по-прежнему будет подавать холодный воздух, а в сети за воздухоподогревателем будет перемещаться нагретый воздух, плотность которого  $\rho_2$  меньше плотности ненагретого воздуха  $\rho_1$ , следовательно, характеристика сети станет более пологой  $\Delta p - (L)_{\rho_2}$ . Рабочая точка перейдет по характеристике вентилятора  $(p-L)_{\rho_1}$  вправо (точка  $A_a$ ). Такому положению соответствуют увеличение подачи вентилятора ( $L_a > L_A$ ) и повышенный расход мощности ( $N_a > N_A$ ); при этом давление, создаваемое вентилятором, несколько снижается ( $p_a < p_A$ ).

При подаче теплоносителя в воздухонагреватель по схеме, изображенной на рис. 3.35, б, вентилятор будет перемещать нагретый воздух, следовательно, положение характеристик давления и мощности изменится [зависимости  $(p-L)_{\rho_2}$  и  $(N-L)_{\rho_2}$ ]. Объемная подача вентилятора остается прежней ( $L_b = L_A$ ), так как рабочая точка переместилась из положения  $A$  в положение  $A_b$  по вертикали. Затраты мощности при этом снижаются ( $N_b < N_A$ ), уменьшается и давление ( $p_b < p_A$ ).

Если сравнить две приточные системы, подающие одинаковое количество нагретого воздуха в обслуживаемые помещения, то схема, приведенная на рис. 3.53, а, окажется предпочтительней, поскольку в этом случае можно либо установить вентилятор меньшего размера, сохранив прежней частоту вращения рабочего колеса, либо снизить частоту вращения колеса установленного вентилятора.

Следует заметить, что такой вывод можно сделать сразу лишь для вентиляторов, у которых характеристика мощности не имеет перегиба в точке максимума. В противном случае для окончательного вывода необходимо, используя метод наложения характеристик, выполнить анализ работы вентилятора в сети.

*Перемещение механических примесей.* Эксперименты, проведенные М. П. Калинушкиным на вентиляторах, подающих смеси газа (воздуха) с механическими примесями (при небольших массовых концентрациях  $\mu = G_{пр}/G_r$ ) мелкой пыли, переносимой потоком во взвешенном состоянии, показали, что характеристики давлений вентиляторов остаются такими же, как и при работе на чистом воздухе.

Средняя плотность смеси равна:

$$\rho_{см} = (G_{пр} + G_r) / L_{см}.$$

Плотность газа, не содержащего механических примесей, равна:

$$\rho_r = G_r / L_r.$$

Тогда отношение плотностей составит

$$\begin{aligned} \rho_{см} / \rho_r &= 1 + \mu; \\ \rho_{см} &= \rho_r (1 + \mu). \end{aligned}$$

Отношение мощностей вентиляторов, перемещающих смесь и чистый воздух, равно:

$$N_{см} / N_r = \rho_{см} / \rho_r.$$

Следовательно, мощность вентилятора, перемещающего смесь, составит

$$N_{см} = N_r \rho_{см} / \rho_r.$$

Если перемещаемая смесь содержит твердые частицы значительного размера и массы, то происходит выпадение этих частиц из потока.

Исследования, проведенные М. П. Калинушкиным, позволили ему установить следующие эмпирические зависимости для определения потерь давления и мощности, необходимой для перемещения примесей в системе пневмотранспорта:

$$\begin{aligned} \Delta p_{см} &= \Delta p_r (1 + K_p \mu); \\ N_{см} &= N_r (1 + K_N \mu). \end{aligned} \quad (3.62)$$

Коэффициенты пропорциональности  $K_p$  и  $K_N$  определены на основе экспериментальных данных. Для ориентировочных расчетов  $K_p$  можно принимать равным 1,4, а  $K_N$  — 1,0.

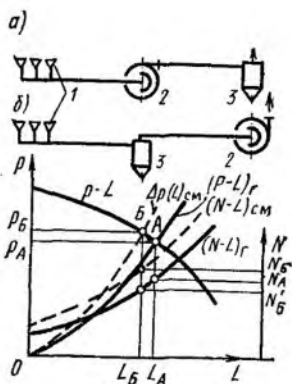
Как следует из формулы (3.62), при перемещении механических примесей в результате увеличения потерь характеристика сети становится более крутой по сравнению с характеристикой сети, в которой перемещается чистый воздух, и рабочая точка должна сдвинуться по характеристике вентилятора влево.

Сравним работу одного и того же вентилятора в системах пневмотранспорта, отличающихся одна от другой лишь местом расположения уловителя твердых частиц (рис. 3.54).

При работе на чистом воздухе никакого различия в режиме работы вентилятора, включенного по схемам, изображенным на рис. 3.54, а и б, не будет (точка А).

Рис. 3.54. Определение режима работы вентилятора в сети в зависимости от месторасположения пылеуловителя

1 — пылеприемная воронка; 2 — вентилятор; 3 — пылеуловитель



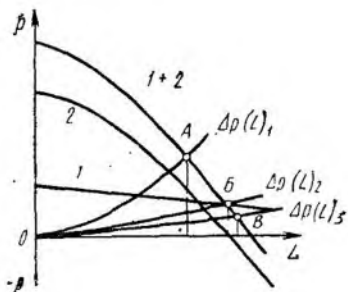
При перемещении механических примесей в системе, выполненной по схеме, показанной на рис. 3.54, а, все примеси проходят через вентилятор. Характеристика мощности займет новое положение —  $(N-L)_{\text{см}}$ . Режим работы вентилятора переместится в точку Б с параметрами  $p_B > p_A$ ,  $L_B < L_A$  и  $N_B > N_A$ .

При перемещении механических примесей в системе, выполненной по схеме, изображенной на рис. 3.54, б, все примеси будут задерживаться в уловителе твердых частиц, следовательно, вентилятор по-прежнему будет перемещать чистый воздух и положение характеристики мощности вентилятора  $(N-L)_{\text{г}}$  не изменится. Но так как сопротивление сети увеличивалось и режим работы вентилятора переместился в точку Б, то параметры работы для этого режима будут  $p_B > p_A$ ,  $L_B < L_A$  и  $N'_B < N_A$ .

Если заранее нельзя установить продолжительность работы вентилятора на том или ином режиме, то подбор электродвигателя к вентилятору следует выполнять по максимальному расходу мощности.

Совместное действие аэрации и механической вытяжной вентиляции. С таким режимом работы приходится сталкиваться, например, при организации воздухообмена в цехах со значительными избытками теплоты. Поскольку аэрация при избытках теплоты происходит под действием гравитационного давления, которое зависит от разности плотностей наружного и внутреннего воздуха  $\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}$ , то очевидно, что зависимость гравитационного давления от расхода

Рис. 3.55. Определение режима совместной работы механической вентиляции и аэрации



(рис. 3.55, характеристика 1) будет иметь вид прямой линии, выполненной с уклоном в сторону больших расходов. При больших расходах воздух не успевает нагреться и разность  $p_{\text{н}} - p_{\text{в}}$  уменьшается.

Дополнительное включение вентилятора с целью увеличения воздухообмена не всегда оправдано, что хорошо иллюстрирует рис. 3.55 (характеристика 2). При достаточно больших сопротивлениях сети (характеристика  $p(L)_1$ ) такое включение оправдано, так как совместное действие вентилятора и аэрации (характеристики 1+2) приводит к увеличению количества удаляемого воздуха (рабочая точка окажется в точке А).

При характеристике сети, проходящей через точку Б (характеристика  $p(L)_2$ ), включение вентилятора бесполезно и приводит лишь к увеличению затрат мощности без увеличения количества удаляемого воздуха.

При незначительных сопротивлениях сети (характеристика  $p(L)_3$ ) количество удаляемого воздуха при включении вентилятора уменьшается, а затраты мощности увеличиваются.

Работа приточной системы с рециркуляцией. Системы кондиционирования воздуха часто выполняют (если допускается санитарно-гигиеническими нормами) с использованием рециркуляции.

Проанализируем работу вентилятора в системе с одной рециркуляцией (рис. 3.56, а). Обозначив сопротивление перемещению воздуха на различных участках вентиляционной системы величинами  $R_1, R_2, R_3$  и  $R_4$ , получим принципиальную схему системы вентиляции (рис. 3.56, б). Для анализа работы вентилятора в такой сложной системе используем метод наложения характеристик (рис. 3.56, в).

Воздух, обработанный в кондиционере 3, вентилято-



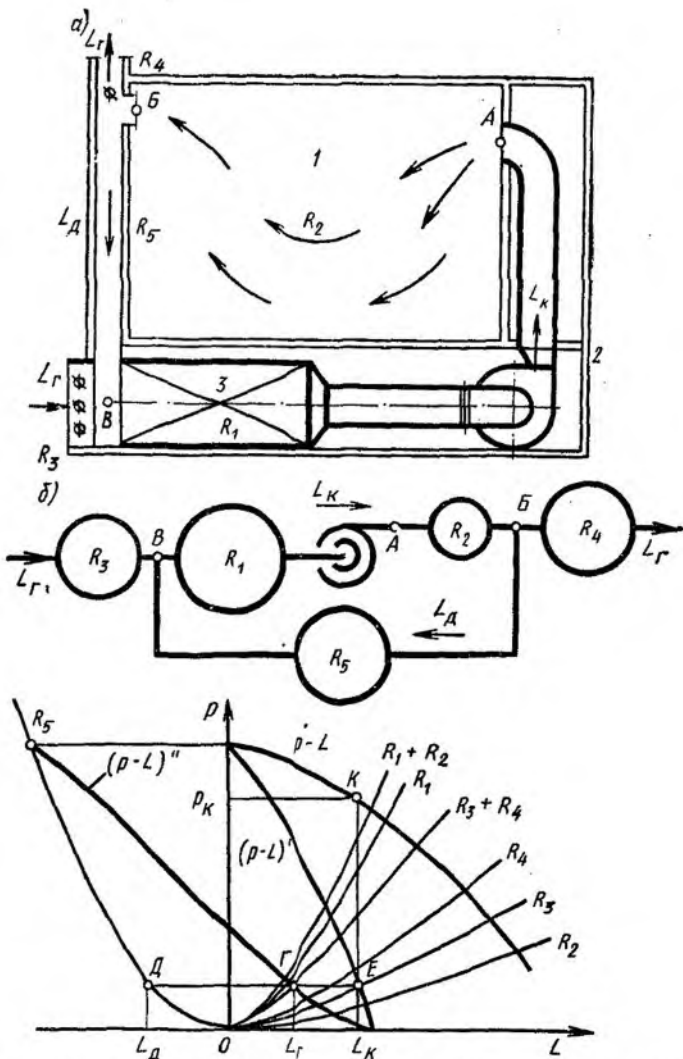


Рис. 3.56. Схема работы приточной системы с рециркуляцией

ром 2, имеющим характеристику давления  $p-L$ , направляется в обслуживаемое помещение 1. Часть использованного воздуха удаляют через регулирующий клапан (сопротивление  $R_4$ ) наружу, а остальной воздух смешивают в необходимых пропорциях с наружным свежим

воздухом и направляют на обработку в кондиционер. Сопротивление сети от точки смешивания (точка  $B$ ) до входа в вытяжное отверстие помещения (точка  $B$ ) обозначим через  $R_1$ , а сопротивление тракта рециркуляции от точки  $B$  до точки  $B$  — через  $R_5$ .

Построим зависимость  $(p-L)' = (p-L) - R_1$ . Так как в рециркуляционном воздуховоде, подключенном параллельно к основному участку, обратное движение воздуха, то характеристику сопротивления  $R_5$  следует строить во II квадранте на отрицательной оси  $L$ . Параллельное соединение  $R_5$  и  $(p-L)'$  обуславливает разность давлений в точках  $B$  и  $B$ . Воспользовавшись известным правилом, сложим эти характеристики и получим характеристику вентилятора  $(p-L)''$ , отнесенную к точкам присоединения.

На основании правила, изложенного в § 12, определим суммарную характеристику последовательно включенных сопротивлений  $R_3$  и  $R_4$  (зависимость  $R_3 + R_4$ ). Положение рабочей точки (точка  $\Gamma$ ) определяется пересечением характеристики вентилятора  $(p-L)''$  и характеристики сети  $R_3 + R_4$ .

Если провести через точку  $\Gamma$  абсциссу, то точки  $D$  и  $E$  — точки пересечения ее с характеристиками  $R_5$  и  $(p-L)'$  — определяет расходы воздуха в соответствующих воздуховодах. Точка  $K$ , полученная пересечением ординаты, проведенной через точку  $E$ , с каталожной характеристикой вентилятора  $(p-L)$ , определяет действительный режим работы в сети вентилятора, имеющего параметры  $p_K$  и  $L_K$ .

Дополнительная нагрузка сети постоянным давлением или разрежением. Такие режимы работы наблюдаются при нагнетании вентилятором воздуха в камеры большого объема, при отсосе воздуха из таких камер, при продувке воздуха через слой жидкости и т. д. Проанализируем случаи, наиболее часто встречающиеся на практике.

*Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением.* В этом случае (рис. 3.57) вентилятору приходится преодолевать сопротивление  $\Delta p$ . Рабочая точка определяется пересечением характеристики  $\Delta p = \text{const}$  с характеристикой вентилятора  $(p-L)$  — точка  $A$ .

Подобная картина наблюдается при отсасывании вентилятором 1 воздуха из камеры 2, в которой поддерживается постоянное разрежение  $\Delta p$ .

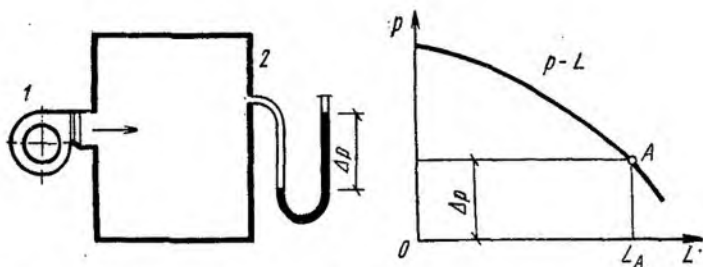


Рис. 3.57. Определение режима работы вентилятора при подаче воздуха в камеру с избыточным давлением

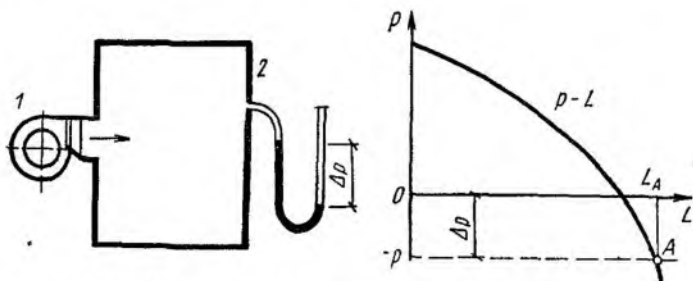


Рис. 3.58. Определение режима работы вентилятора при подаче воздуха в камеру с разрежением

**Нагнетание воздуха в камеру с разрежением.** В этом случае величина разрежения откладывается на оси отрицательного давления, т. е. в IV квадранте (рис. 3.58). Разрежение в камере  $\Delta p$  способствует увеличению подачи вентилятора.

Подобная картина наблюдается при отсасывании вентилятором воздуха из камеры, в которой поддерживается постоянное избыточное давление  $\Delta p$ .

**Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением.** В этом случае вентилятору 1 приходится преодолевать, помимо противодействия камеры 2, еще и сопротивление сети 3 (рис. 3.59). Положение рабочей точки A определяется либо пересечением характеристики вентилятора  $p-L$  с суммарной характеристикой сети  $\Delta p(L) + \Delta p$ , либо пересечением характеристики сети  $p(L)$  с приведенной характеристикой вентилятора  $(p-L) - \Delta p$ .

**Нагнетание воздуха в камеру 2 с разрежением.** В этом

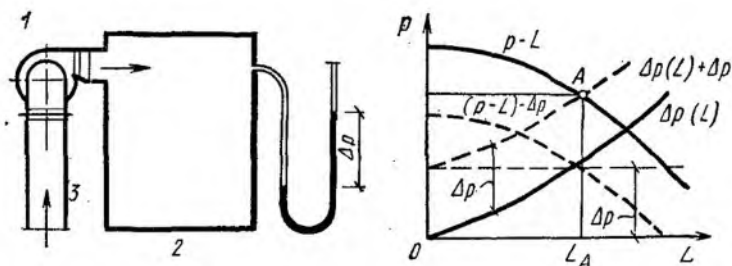


Рис. 3.59. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с избыточным давлением с учетом сопротивления сети

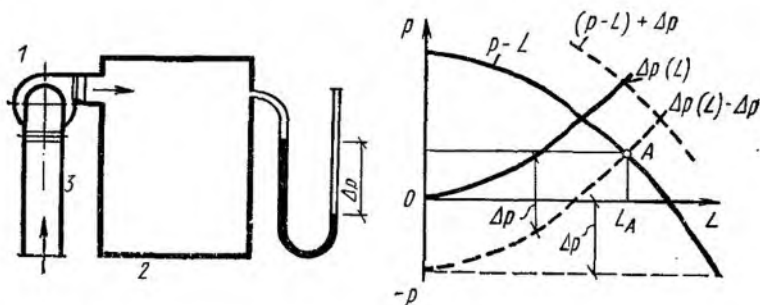


Рис. 3.60. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с разрежением с учетом сопротивления сети

случае как бы облегчается работа вентилятора 1 по преодолению сопротивления сети 3 (рис. 3.60). Режим работы (точка A) определяется пересечением либо приведенной характеристики вентилятора  $(p-L)+\Delta p$  с характеристикой сети  $p(L)$ , либо характеристики вентилятора  $p-L$  с суммарной характеристикой сети  $\Delta p(L)-\Delta p$ .

Нагнетание воздуха в камеру с разрежением при наличии ответвления в подающей сети (рис. 3.61). Обозначим характеристики сопротивлений: в ответвлении —  $R_1$ , при входе в камеру 2 —  $R_2$ . С учетом разрежения в камере характеристика при входе будет иметь вид  $R_2-\Delta p$ . От точки a ветви сети параллельны. Пользуясь правилом сложения характеристик, получим суммарную характеристику сети  $R_1+R_2-\Delta p$ .

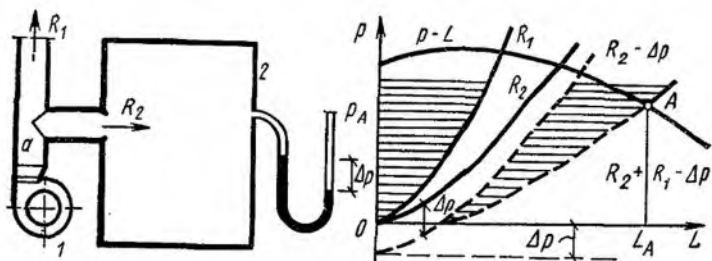


Рис. 3.61. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с разрежением и при наличии ответвления в подающей сети

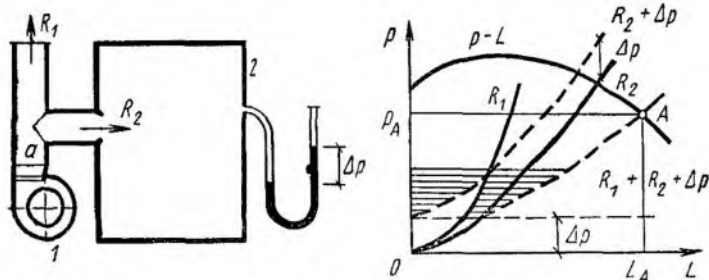


Рис. 3.62. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с избыточным давлением и при наличии ответвления в подающей сети

Точка пересечения суммарной характеристики сети с характеристикой вентилятора  $p-L$  — точка  $A$ , — однозначно определяет режим работы вентилятора  $1$  в сети —  $L_A$  и  $p_A$ .

Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением при наличии ответвления в подающей сети (рис. 3.62). Как и в предыдущем случае, обозначим характеристику сопротивления в ответвлении через  $R_1$ , а при входе в камеру  $2$  — через  $R_2$ . С учетом избыточного давления в камере характеристика при входе будет иметь вид  $R_2 + \Delta p$ . Сложив, аналогично предыдущему, характеристики  $R_1$  и  $R_2 + \Delta p$ , получим суммарную характеристику сети  $R_1 + R_2 + \Delta p$ . И в этом случае точка  $A$  — пересечение характеристики  $p-L$  вентилятора  $1$  с суммарной характеристикой сети однозначно определяет режим работы вентилятора в сети —  $L_A$  и  $p_A$ .

## § 14. Устойчивость работы нагнетателей

Для нормальной эксплуатации нагнетателей необходимо, чтобы их работа была устойчивой. Это означает, что после случайных возмущений, которые могут быть вызваны различными причинами (например, изменением напряжения в электрической сети и, как следствие, изменением частоты вращения рабочего колеса; изменением гидростатической составляющей потерь давления; изменением расхода и т. п.), режим работы должен возвращаться в первоначальное положение.

Однако в некоторых случаях при работе нагнетателей в сетях могут возникать неустойчивые режимы. При этом наблюдается резкое изменение подачи и, следовательно, резкое изменение мощности электродвигателя. Такие режимы работы возникают чаще всего в тех случаях, когда характеристика нагнетателя имеет «седлообразный» вид. Рассмотрим, как работает в сети, состоящей из водозабора, всасывающего и нагнетательного трубопроводов и емкости значительного объема центробежный насос, имеющий падающую характеристику (рис. 3.63, *a*). При случайном увеличении подачи на величину  $dQ$  противодавление сети (точка 1) оказывается больше напора, создаваемого насосом (точка 2), сеть будет как бы тормозить работу насоса и режим работы будет стремиться вернуться в первоначальное положение (точка *A*).

Если подача по какой-либо причине уменьшилась на величину  $dQ$ , то напор насоса (точка 3) превысит сопротивление сети (точка 4), и насос, увеличив подачу, вернет режим работы в исходное положение (точка *A*). Такая работа насоса в сети называется устойчивой. При работе в сети одного насоса условие устойчивости имеет вид

$$dH/dQ < dH_c/dQ. \quad (3.63)$$

Проанализируем работу в той же сети насоса с «седлообразной» характеристикой (рис. 3.63, *b*). Пусть расчетный режим работы определяет точка *A*. Тогда при увеличении подачи на величину  $dQ$  напор, развиваемый насосом, оказывается больше противодавления сети, и подача насоса будет расти. Так будет продолжаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку *B*. При этом  $Q_B > Q_A$ .

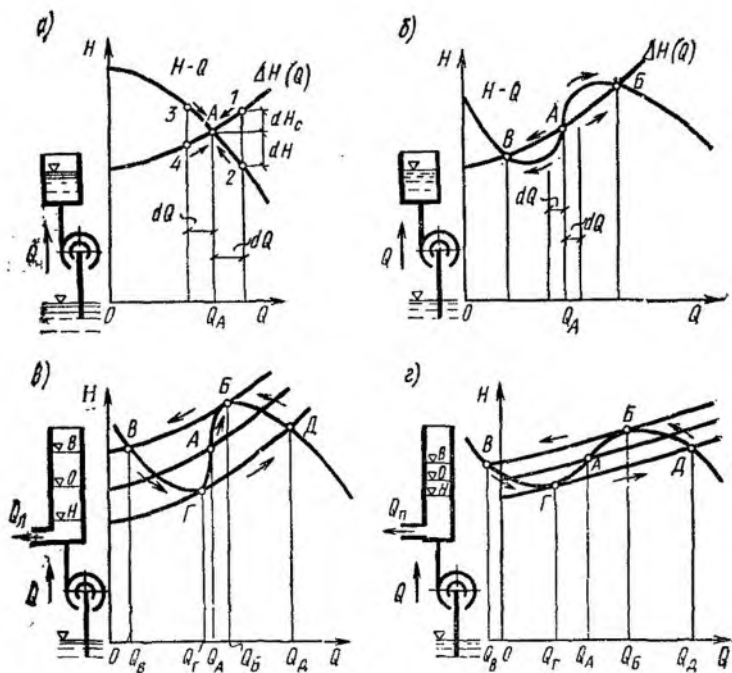


Рис. 3.63. К анализу устойчивости работы в сети центробежного насоса

Если же подача насоса уменьшится на величину  $dQ$ , то сопротивление сети окажется больше, чем развиваемый насосом напор, и подача будет продолжать уменьшаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку  $B$ . При этом  $Q_B < Q_A$ .

Очевидно, условие устойчивости работы (3.63) в этом случае не выполняется, т. е. расчетный режим работы насоса в сети, определяемый точкой  $A$ , является неустойчивым.

Рассмотрим теперь работу насоса с «седлообразной» характеристикой в сети, включающей емкость (например, водонапорный бак), рабочий объем которой сопоставим с подачей насоса (рис. 3.63, в). В расчетном режиме (точка  $A$ ) подача насоса  $Q_A$  равна расходу потребителя  $Q_{II}$ . Если произойдет увеличение подачи насоса на величину  $dQ$ , то, как уже установлено, режим работы не вернется в точку  $A$ , и подача насоса будет расти.

Уровень воды в баке начнет повышаться, возрастет гидростатическая составляющая потеря напора, и характеристика сети пройдет выше. Рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса вверх до тех пор, пока не займет положение точки *Б*. Режим работы, определяемый точкой *Б*, называется критическим, так как малейшее повышение противодавления сети приводит к тому, что режим скачкообразно переходит в точку *В*. При этом подача насоса  $Q_B$  будет меньше расчетной.

Поскольку  $Q_{II} > Q_B$ , то уровень воды в баке начнет понижаться, гидростатическая составляющая потеря давления начнет уменьшаться, и характеристика сети расположится ниже. Рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса вниз до тех пор, пока не займет положения точки *Г*, режим работы в которой тоже не является устойчивым, так как незначительное понижение уровня воды в баке (например, вследствие инерционности процесса) приведет к скачкообразному переходу режима работы насоса в точку *Д*. При этом происходит резкое увеличение подачи —  $Q_D > Q_G$ . Так как  $Q_D > Q_{II}$ , то уровень воды в баке начнет повышаться, следовательно, начнет возрастать гидростатическая составляющая потеря давления, и рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса из точки *Д* в точку *Б*, достигнув которой, скачкообразно перейдет в точку *В* и т. д. Скачкообразное изменение режима работы насоса по аналогии с работой поршневой машины получило название помпаж. Помпаж обнаруживается прежде всего по характерному, строго периодическому изменению шума насоса и интенсивным колебаниям напора в сети. Работа насоса в условиях помпажа крайне нежелательна и не должна допускаться при эксплуатации. Особенно нежелательна она в том случае, если точка *В* оказывается во II квадранте, т. е. когда режим работы переходит в область отрицательных подач. При отсутствии обратного клапана жидкость пойдет из бака в резервуар через насос (рис. 3.63, а).

Неустойчивая работа может наблюдаться и при работе вентиляторов, имеющих «седлообразные» характеристики с перегибом и явно выраженным максимумом

На устойчивости работы нагнетателей может сказаться параллельное включение, однако вероятность помпажа при прочих равных условиях в этом случае значительно меньше, чем при работе одного нагнетате-



ля. Условие устойчивости при параллельной работе двух нагнетателей имеет вид

$$dQ_1/dH_1 + dQ_2/dH_2 > dQ_{1+2}/dH_{1+2}. \quad (3.64)$$

Для предотвращения помпажа следует применять нагнетатели со стабильной формой напорной характеристики. При наличии западающего участка характеристики предотвратить или уменьшить помпаж можно установкой обратных клапанов, обеспечивающих работу нагнетателя в системе с подачами  $Q > Q_{H \max}$ ; уменьшением частоты вращения рабочего колеса; уменьшением аккумулирующей способности системы; расположением дросселирующей задвижки непосредственно за нагнетателем.

**Кавитация.** В насосах при достижении определенных условий может возникнуть явление, называемое *кавитацией*. Под кавитацией понимают образование при снижении гидростатического давления пузырьков газа в толще движущейся жидкости и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается. В лопастном насосе кавитация возникает на лопатке рабочего колеса вблизи ее входной кромки, т. е. там, где скорость потока максимальна.

В месте схлопывания пузырька (т. е. в момент его полной конденсации) возникает резкое увеличение давления (до сотен атмосфер). Если в этот момент пузырек пара находился на поверхности рабочего колеса или лопатки, то удар приходится на эту поверхность, что вызывает эрозию материала. Поверхность металла носит выщербленный характер. Процесс разрушения рабочих органов лопастных насосов является наиболее опасным следствием кавитации. Кавитация в лопастных насосах сопровождается резким шумом, треском и даже вибрацией насосной установки и, что особенно важно, падением напора, мощности, подачи и КПД.

Материалов, имеющих абсолютную устойчивость против кавитационного разрушения, не существует, поэтому работа насосов в кавитационном режиме не допустима. Это означает, что работа любого лопастного насоса должна осуществляться в бескавитационном режиме.

Рассмотрим физическую картину возникновения кавитации в лопастном насосе при обтекании потоком лопасти рабочего колеса. Допустим, поток подходит к лопасти так, что в точке *a* линия тока раздваивается

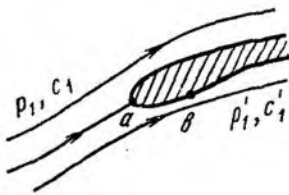


Рис. 3.64. Схема обтекания потоком лопатки рабочего колеса

(рис. 3.64). Положение точки  $a$  для одного и того же насоса зависит от его подачи. Скорость относительного движения жидкости в точке  $b$  на тыльной стороне лопасти максимальна, поэтому давление в этой точке минимально. Предположим, что  $w_1$  и  $p_1$  — относительная скорость и давление в потоке перед входом на лопасть, а  $w'_1$  и  $p'_1$  — относительная скорость и давление в точке  $b$  линии тока вдоль поверхности тыльной части лопасти,  $\rho$  — плотность жидкости. Запишем уравнение Д. Бернулли для относительного движения жидкости вдоль струйки, движущейся от точки  $a$  к точке  $b$ :

$$p_1/\rho g + w_1^2/2g = p'_1/\rho g + (w'_1)^2/2g. \quad (3.65)$$

В силу того, что точки  $a$  и  $b$  находятся на достаточно близком расстоянии друг от друга, потерями напора на этом участке можно пренебречь, а переносные скорости вращения этих точек можно считать равными.

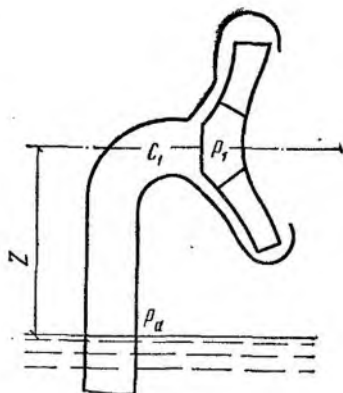
Если понижать давление  $p_1$  в потоке перед входом в рабочее колесо, оставляя неизменной подачу, то вследствие безотрывного течения жидкости скорости  $w_1$  и  $w'_1$  не изменяются, а давление  $p'_1$  в точке  $b$  будет понижаться на ту же величину, что и давление  $p_1$ .

Как только по мере снижения давления  $p_1$  давление в точке достигнет значения давления насыщенных паров  $p_t$ , то дальнейшее уменьшение давления в потоке жидкости на входе в колесо не будет сказываться на величине  $p'_1 = p_t$ . Как видно из уравнения Д. Бернулли (3.65), скорость относительного движения потока в точке  $b$ , равная

$$w'_1 = \sqrt{w_1^2 + \frac{2(p_1 - p_t)}{\rho}},$$

с уменьшением давления  $p_1$  будет уменьшаться. Расход потока в межпластном пространстве остается постоянным, вследствие чего струйки жидкости, движущиеся вблизи струйки  $ab$ , начнут двигаться с большей относи-

Рис. 3.65. К определению давления в потоке на входе в рабочее колесо насоса



тельной скоростью, следовательно, с меньшим давлением в них. Таким образом, зона движения жидкости, в которой появляются пузырьки газов, постепенно расширяется с уменьшением давления перед входом потока в рабочее колесо. В тот момент, когда произойдет полный отрыв потока от тыльной стороны лопасти, резко уменьшится напор насоса.

Как видно из приведенных достаточно простых описаний этого сложного явления, параметры насоса (напор и КПД) начинают меняться при достаточно развившейся кавитации. Основным средством, предупреждающим появление кавитации, является создание такого давления во всасывающем трубопроводе, при котором кавитация отсутствует. Как правило, это давление определяется высотой всасывания жидкости при работе насоса. Для нахождения высоты всасывания обратимся к следующим рассуждениям. Пусть  $p_1$  и  $c_1$  — давление и скорость течения жидкости перед рабочим колесом насоса (рис. 3.65),  $p_a$  — атмосферное давление на свободной поверхности,  $Z$  — превышение оси насоса над свободной поверхностью резервуара, из которого откачивается жидкость. Если потери напора во всасывающем трубопроводе до входа в рабочее колесо равны  $h_w$ , то уравнение Бернулли, записанное для струйки жидкости, движущейся от свободной поверхности жидкости до входа в рабочее колесо, запишется в виде

$$p_a/\rho g = p_1/\rho g + c_1^2/2g + Z + h_w. \quad (3.66)$$

Сумму  $Z + h_w = H_s$  называют статической высотой

всасывания. Тогда из выражения (3.66) для  $H_s$  получаем

$$H_s = p_a / \rho g - p_1 / \rho g - c_1^2 / 2g. \quad (3.67)$$

Для струйки жидкости, попадающей при своем дальнейшем движении на лопатку рабочего колеса, в соответствии с выражением (3.65) имеем

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p'_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} \left[ \frac{(w'_1)^2}{w_1^2} - 1 \right]. \quad (3.68)$$

Подставляя выражение (3.68) в формулу (3.67), получаем аналитическую связь между статической высотой всасывания и давлением  $p'_1$  в виде

$$H_s = \frac{p_a - p'_1}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} \left[ \left( \frac{w'_1}{w_1} \right)^2 - 1 \right]. \quad (3.69)$$

Из выражения (3.67) видно, что снижением давления  $p_1$  обуславливается увеличение статической высоты всасывания  $H_s$ . Поскольку понижение давления  $p_1$  вызывает уменьшение давления  $p'_1$ , то, как это следует из выражения (3.69), наибольшего значения для данного насоса величина  $H_s$  достигнет тогда, когда давление у тыльной части лопатки  $p'_1$  будет равно давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости, т. е. при  $p'_1 = p_t$ .

Дальнейшее увеличение статической высоты всасывания приведет к изменению характеристики насоса, поэтому достижение равенства  $p'_1 = p_t$  определяет максимально допустимую статическую высоту всасывания. В этом случае выражение (3.69) можно записать в виде

$$H_s^{max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}, \quad (3.70)$$

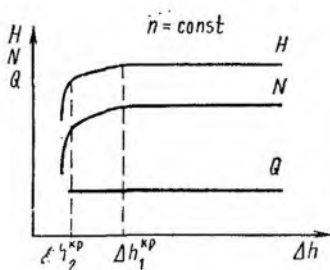
где коэффициент  $\lambda_{кр} = \left[ \left( \frac{w'_1}{w_1} \right)^2 - 1 \right]$  для характерных кавитационных режимов называется *критическим числом кавитации*.

Назовем *кавитационным запасом*  $\Delta h$  превышение полного напора жидкости во всасывающей трубке перед рабочим колесом над напором, создаваемым давлением насыщенных паров, т. е.

$$\Delta h = p_1 / \rho g + c_1^2 / 2g - p_t / \rho g. \quad (3.71)$$

Определим связь между кавитационным запасом и статической высотой всасывания, для чего в выражение

Рис. 3.66. Кавитационная характеристика центробежного насоса



(3.71) подставим значение  $p_1$  из выражения (3.68). Получим

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}, \quad (3.72)$$

Подставляя в выражение (3.70) полученное соотношение (3.72), имеем

$$H_s^{max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{кр}. \quad (3.73)$$

Критический кавитационный запас  $\Delta h_{кр}$  соответствует критическому числу кавитации  $\lambda_{кр}$ .

Как видно из уравнения (3.73), чем больше кавитационный запас, тем меньше статическая высота всасывания и, следовательно, хуже кавитационные качества насоса.

Для определения критического кавитационного запаса проводят кавитационные испытания насоса. В результате для каждого режима работы насоса получают так называемую *кавитационную характеристику*, которая представляет собой зависимость напора и мощности насоса от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения привода и подаче. Типичная кавитационная характеристика приведена на рис. 3.66.

Как следует из приведенных выше рассуждений, при большом кавитационном запасе кавитации в потоке не наступает, напор и мощность от  $\Delta h$  не зависят. При достижении давления  $p'_1 = p_t$  начавшаяся кавитация приводит к уменьшению напора и мощности насоса. Режим, при котором начинается падение давления и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас  $\Delta h_1^{kp}$ , которому, в свою очередь, соответствует

критическое число кавитации  $\lambda_{кр1}$ . Это так называемая начальная стадия процесса кавитации, когда  $\Delta h_1^{кр} > > \Delta h > \Delta h_2^{кр}$  и зона отрыва потока от лопатки невелика. Поэтому частично развившаяся кавитация мало сказывается на уменьшении напора и мощности насоса. Медленное уменьшение напора и мощности развивающейся кавитации заканчивается резким уменьшением последних, так как в результате развившейся кавитации происходит резкое увеличение концентрации пара в потоке, что ведет к полному отрыву потока от лопатки рабочего колеса. Этому явлению соответствует второй критический кавитационный запас  $\Delta h_2^{кр}$ , значение которого связано со значением второго критического числа кавитации  $\lambda_{кр2}$ .

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. В этом случае приходится ограничиваться вторым критическим режимом. В качестве наименьшего кавитационного запаса принимают либо первый, либо второй критический кавитационный запас. Для предотвращения работы насоса в нежелательном кавитационном режиме обычно назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим, т. е.

$$\Delta h_{дон} = (1.2 \div 1.3) \Delta h_{кр}.$$

Зная критический или допустимый кавитационный запас, можно найти для данной насосной установки допустимую статическую высоту всасывания:

$$H_s^{доп} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{дон}. \quad (3.74)$$

Обычно принимают  $(p_a - p_t) / \rho g = 10$  м, что соответствует наиболее часто встречаемому случаю всасывания холодной воды при нормальном давлении. В этом случае выражение (3.74) приобретает простой вид:

$$H_s^{доп} = 10 - \Delta h_{дон}, \quad (3.75)$$

Существенные трудности связаны с определением критического (или допустимого) кавитационного запаса, который в соответствии с уравнением (3.73) имеет вид

$$\Delta h_{кр} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}. \quad (3.76)$$

Из этого уравнения следует, что критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости в рабочем колесе. Он мало зависит от вида и температуры жидкости. Таким образом, если потоки автомодельны, можно использовать теорию подобия для определения кавитационных характеристик подобных насосов. В результате С. С. Рудневым было предложено уравнение для определения критического кавитационного запаса, имеющее вид

$$\Delta h_{кр} = 10 \left( \frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (3.77)$$

где  $C$  — кавитационный коэффициент быстротходности.

Из выражения (3.77) следует, что кавитационные свойства насоса тем выше, чем больше величина  $C$ . При работе в оптимальном режиме плохих в кавитационном отношении насосов для первого критического режима можно принимать  $C=600 \div 700$ , для нормальных насосов  $C=800 \div 1000$ , для насосов с повышенными кавитационными свойствами  $C=1300 \div 3000$ . Эти коэффициенты принимают безразмерными при подстановке в формулу (3.77) подачи  $Q$ , м<sup>3</sup>/с,  $n$ , об/мин, и  $\Delta h_{кр}$ , м.

Для насосов двухстороннего всасывания поток делится поровну между двумя входами в рабочее колесо. Для насосов двухстороннего входа в формулу (3.77) следует подставлять половинную подачу насоса, поэтому высота всасывания насоса двустороннего входа больше, чем одностороннего при прочих равных условиях.

Допустимая высота всасывания насоса при данном режиме работы может быть определена по формуле

$$H_s^{доп} = 10 - (1.2 + 1.3) 10 \left( \frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}. \quad (3.78)$$

Из анализа уравнения (3.76) следует, что улучшению кавитационных качеств насоса способствует увеличение входного диаметра и ширины рабочего колеса на входе. Наиболее эффективным является увеличение ширины рабочего колеса на входе, так как в этом случае не только улучшаются кавитационные качества насоса, но и не ухудшается его КПД.

Другим способом повышения кавитационных качеств насоса является установка на входе в рабочее колесо первой ступени осевого колеса, благодаря чему увеличивается давление на входе в колесо центробежного насоса.

## § 15. Радиальные вентиляторы

Рационально сконструированный вентилятор характеризуется возможно меньшими массой, металлоемкостью и габаритами, высокой экономичностью и надежностью, а также технологичностью конструкции и наименьшими возможными эксплуатационными расходами. Особые требования предъявляются к конструкции корпуса и рабочего колеса.

*Рабочее колесо* должно быть тщательно отбалансировано. Прочность и жесткость колеса зависят от конструкции и материала, из которого оно выполнено. С увеличением ширины колеса прочность и жесткость его снижаются. Конструктивные исполнения рабочих колес представлены на рис. 4.1.

Лопатки барабанных колес (рис. 4.1, а) загнуты вперед, ширина колес достигает  $0,5D$ . Окружная скорость колес допускается до 30—40 м/с.

Ширина кольцевых колес (рис. 4.1, б) находится в пределах  $(0,2—0,4)D$ . Их окружная скорость допускается до 60 м/с.

Большой прочностью и жесткостью обладают колеса с коническим передним диском (рис. 4.1, в). Их окружная скорость допускается до 85 м/с.

Трехдисковые колеса (рис. 4.1, г) применяются в вентиляторах двустороннего всасывания. Достоинством колес такой конструкции является отсутствие осевого давления.

Односторонние колеса (рис. 4.1, д) применяются, например, в пылевых вентиляторах и в вентиляторах высокого давления. Лопатки у этих колес присоединяются к диску и ступице.

Бездисковые колеса (рис. 4.1, е) с лопатками, присоединяемыми непосредственно к ступице, находят применение в пылевых вентиляторах.

Жесткость и прочность рабочего колеса во многом определяются способом соединения лопаток с дисками. Наибольшее распространение получили клепаные колеса, которые более трудоемки при изготовлении, но отличаются большой прочностью. Соединение на шипах менее трудоемко при изготовлении и позволяет механиз-



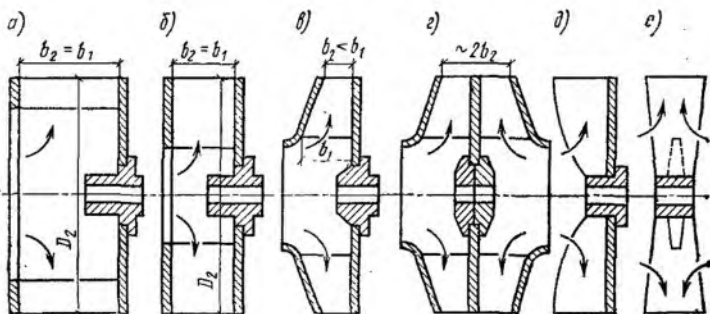


Рис. 4.1. Конструктивные исполнения рабочих колес радиальных вентиляторов

ровать сборку колес. Наиболее жесткая и прочная конструкция колеса получается при сварном соединении лопаток с дисками. Однако, несмотря на простоту и дешевизну такого соединения по сравнению с клепаным, цельносварная конструкция колеса рациональна в случаях одинакового срока службы лопаток и дисков. Если же наблюдается интенсивный износ лопаток тяжелонагруженных колес, работающих при больших окружных скоростях, целесообразнее увеличить долговечность дорогостоящих дисков. В этих случаях оправдано применение колес клепаной конструкции, допускающей многократную замену лопаток путем переклепки с последующей балансировкой колеса.

*Спиральный корпус*, как правило, представляет собой конструкцию, сваренную из листового металла. Очень крупные вентиляторы имеют корпуса, состоящие из двух или трех частей, скрепленных на фланцах болтами. Боковые стенки корпуса, если не придать им дополнительной жесткости, могут вибрировать. Для устранения вибрации стенки обрезают металлическими полосами.

В современных аэродинамических вентиляторах предусматриваются входные патрубки достаточно сложных конфигураций, вследствие чего для их изготовления требуются сложные штампы и мощные прессы. Для серийных вентиляторов, например Ц4-70, эти патрубки могут быть изготовлены из полосы, свернутой в конус. Дополнительную добавочную жесткость патрубку придает кольцо, одновременно предназначенное для ликвидации разрывов аэродинамической характеристики  $p-L$ .

Величина зазора между входным патрубком и передним диском колеса, как уже было отмечено, оказывает существенное влияние на КПД вентилятора. С увеличением зазора количество воздуха, перетекающего через него со стороны нагнетания на сторону всасывания, возрастает и подача вентилятора уменьшается.

Вентиляторы изготавливают одностороннего и двустороннего всасывания правого и левого вращения. Если смотреть со стороны входа воздуха, то вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке, называется вентилятором *правого* вращения, против часовой стрелки — *левого* вращения. На вентилятор двустороннего всасывания следует смотреть со стороны всасывания, свободной от привода.

Для вентиляторов общего назначения ГОСТ 10616—73 с изм. устанавливает семь положений корпуса, определяемых углом поворота относительно исходного нулевого положения. Углы поворота корпуса отсчитывают по направлению вращения рабочего колеса в соответствии с рис. 4.2. Положения корпуса Пр 225° и Л 225° отсутствуют, что объясняется трудностью присоединения сети к такому вентилятору. Корпуса мельничных вентиляторов могут устанавливаться в 24 положениях (0—345° через 15°). Дутьевые вентиляторы и дымососы имеют 18 положений корпуса (0—255° через 15°).

Вентиляторы соединяются с электродвигателями одним из следующих способов:

рабочее колесо вентилятора закреплено непосредственно на валу электродвигателя;

с помощью эластичной муфты;

клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;

регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические или индукторные (электрические) муфты скольжения.

ГОСТ 5976—73 с изм. предусматривает семь конструктивных схем соединения вентилятора с приводом (рис. 4.3). *Исполнение 1* (так называемый электровентилятор) применяется для вентиляторов небольших размеров. При этом достигаются компактность установки, ее надежность, относительная бесшумность, а также экономичность благодаря отсутствию потерь в передаче.

*Исполнения 2 и 4* широкого применения не получили, так как передняя опора и подшипник, установленные

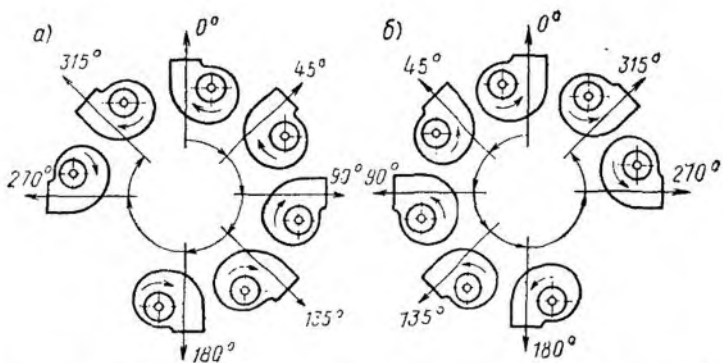


Рис. 4.2. Положение корпуса радиальных вентиляторов правого (а) и левого (б) вращения

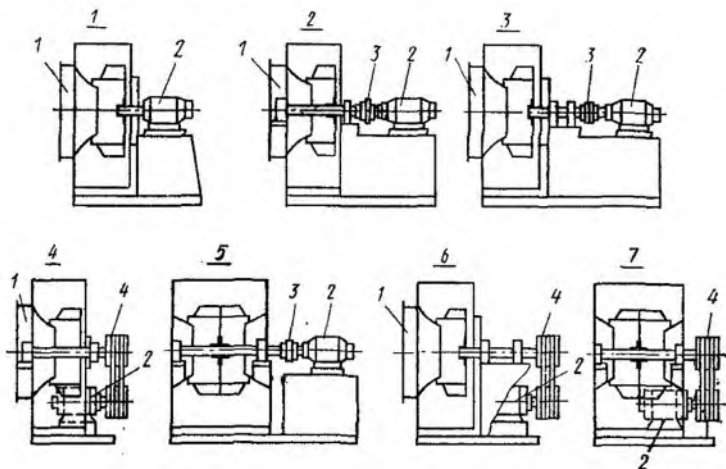


Рис. 4.3. Конструктивные схемы соединения вентиляторов с электродвигателями

1 — всасывающий коллектор; 2 — электродвигатель; 3 — эластичная муфта; 4 — клиноременная передача

во входном отверстии, затрудняют вход воздуха в вентилятор.

Исполнение 3 рекомендуется при совпадении частот вращения электродвигателя и вентилятора, имеющего рабочее колесо большого диаметра или большой массы.

Исполнения 5 и 7 применяются для вентиляторов двустороннего всасывания. При этом обеспечивается боль-

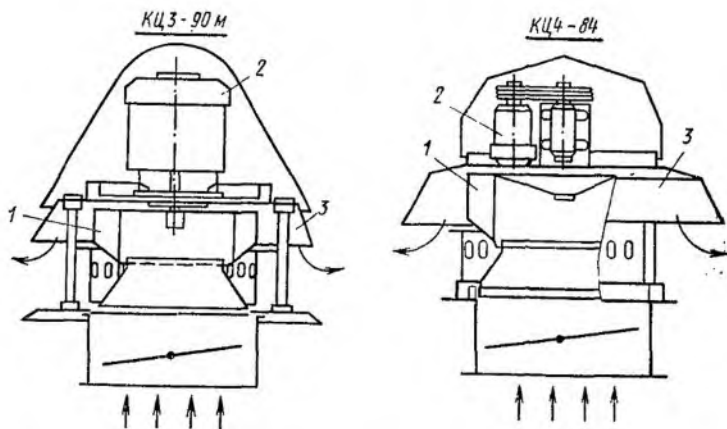


Рис. 4.4. Схемы исполнения крышных вентиляторов

шая жесткость конструкции (рабочее колесо расположено между подшипниками), но определенные сложности вызывает присоединение к вентилятору всасывающих воздуховодов. Поэтому эти схемы исполнения чаще всего применяются при воздухозаборе непосредственно из помещения или при установке вентилятора в открытой камере.

Исполнение б нашло широкое применение, что объясняется простотой присоединения вентилятора к сети и тем, что в случае необходимости можно легко и быстро проводить замену приводных ремней.

Помимо рассмотренных можно отметить еще две схемы исполнения, применяемые для так называемых *крышных* вентиляторов (рис. 4.4). Отличительными конструктивными особенностями этих вентиляторов являются горизонтальное расположение рабочего колеса 1 и корпуса 3, в котором выходное отверстие имеет кольцевую форму, и вертикальное расположение электродвигателя 2. Эти вентиляторы широко применяются для решения простейших вентиляционных задач. Имея простую и легкую конструкцию, крышные вентиляторы легко монтируются на крышах зданий, т. е. не занимают полезной производственной площади. Они имеют сравнительно невысокий уровень шума и применяются для вентиляции складов, цехов, заводских помещений, жилых зданий, сельскохозяйственных объектов и т. д. По-

сколько эти вентиляторы работают практически без сети, их рабочий режим соответствует нулевому или небольшому коэффициенту статического давления и коэффициенту подачи, близкому к максимальному.

Крышные вентиляторы следует располагать на расстояниях между любой парой вытяжных отверстий с диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ , не меньших  $2,5(d_1+d_2)$ . Область экономически эффективного использования крышных вентиляторов соответствует теплонапряженности помещений  $q=30$  Вт/м<sup>3</sup>; при  $q>30$  Вт/м<sup>3</sup> более эффективно применение вытяжных аэрационных фонарей.

Единая общепринятая классификация радиальных вентиляторов до сих пор не разработана. Однако вентиляторы можно классифицировать по отдельным признакам: назначению, создаваемому давлению, быстроходности, компоновке и т. д.

Радиальные вентиляторы, применяемые практически во всех отраслях народного хозяйства, можно разделить на две большие группы: вентиляторы общего назначения и вентиляторы специального назначения.

**Вентиляторы общего назначения** предназначены для перемещения воздуха и других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха с температурой до 80 °С, не содержащих пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м<sup>3</sup>, а также липких веществ и волокнистых материалов. Для вентиляторов двухстороннего всасывания с расположением ременной передачи в перемещаемой среде температура перемещаемой среды не должна превышать 60 °С. Вентиляторы применяют в системах вентиляции и воздушного отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для других санитарно-технических и производственных целей. Серийно выпускают вентиляторы номеров от 2,5 до 20.

В соответствии с ГОСТ 5976—73 с изм. вентиляторы общего назначения имеют обозначение типа, состоящее из буквы Ц (центробежный), пятикратного значения коэффициента полного давления и значения быстроходности при режиме  $\eta_{max}$ , округленных до целых чисел. К этому обозначению добавляют номер вентилятора, численно равный диаметру колеса в дециметрах. Так, вентилятор с диаметром рабочего колеса  $d=0,4$  м, имеющий при режиме  $\eta_{max}$  коэффициент полного дав-

ления  $\psi=0,86$  и быстроходность  $n_s=70,3$ , обозначают Ц4-70 № 4. Такое обозначение удобно тем, что позволяет по назначению оценить аэродинамические параметры вентиляторов.

Вентиляторы Ц4-70 № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 изготовляют по конструктивной схеме исполнения 1 с рабочим колесом, непосредственно установленным на валу электродвигателя.

Вентиляторы Ц4-70 № 8; 10; 12,5 и 16 изготовляют по конструктивной схеме исполнения 6 со шкивом для привода посредством клиноременной передачи. Вентиляторы № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 выпускаются с промежуточными диаметрами рабочего колеса, что позволяет, не меняя корпус, менять его характеристику, устанавливая одно из колес: для № 5 и 8 — 90; 95; 100 или 105 % номинального диаметра; для вентиляторов № 2,5; 3,15; 4 и 6,3 — 95; 100 или 105 % номинального диаметра и для вентиляторов № 10 и 12,5 — 90; 95 и 100 % номинального диаметра.

Вентиляторы специального назначения применяются для работы в системах пневмотранспорта; для перемещения среды, содержащей агрессивные вещества, газов с высокой температурой, газопаровоздушных взрывоопасных смесей и т. д. Эти вентиляторы, в свою очередь можно, разделить на пылевые, коррозионно-стойкие, искрозащищенные, тягодутьевые, малогабаритные, судовые, шахтные, мельничные и т. д.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными механическими примесями, называются *пылевыми*. В обозначении этих вентиляторов добавлена буква П.

Пылевые вентиляторы типа ЦП7-40 предназначены для перемещения невзрывоопасных неабразивных пылегазовоздушных смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистой стали обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, с температурой не выше  $80^{\circ}\text{C}$ , не содержащих липких веществ и волокнистых материалов и с содержанием механических примесей в перемещаемой среде до  $1\text{ кг/м}^3$ .

Пылевые вентиляторы применяются для удаления древесных стружек, металлической пыли от станков, а также в системах пневмотранспорта зерна и для других целей. Чтобы транспортируемые материалы не застревали в рабочем колесе и корпусе, число лопаток

колеса должно быть небольшим. Передний диск колеса всегда отсутствует, а передние участки лопаток имеют форму, обеспечивающую сбрасывание попавших в колесо материалов под действием центробежных сил. Большой зазор между входным патрубком и колесом является причиной того, что пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД, чем вентиляторы общего назначения.

Номенклатура серийных пылевых вентиляторов невелика: ЦП7-40, ЦП6-46 и ЦП6-45.

Пылевые вентиляторы серии ЦП7-40 имеют сварные бездисковые колеса с шестью лопастями, загнутыми вперед. Боковые стенки корпуса имеют одинаковую конструкцию. Симметричная конструкция рабочего колеса и корпуса позволяет собирать из одних и тех же узлов вентиляторы левого и правого вращения.

Рабочее колесо пылевого вентилятора серии ЦП6-46 выполнено в виде шестилопастного однодискового клепаного колеса со стальной литой втулкой. Вследствие консольного крепления лопаток к диску и снижения их прочности при неравномерном истирании механическими примесями эти вентиляторы не применяются при больших окружных скоростях, поэтому они развивают сравнительно невысокие давления и могут применяться в сетях с небольшим сопротивлением.

Иногда с целью увеличения срока службы лопаток рабочего колеса их поверхности навариваются износостойкими твердыми сплавами. С этой же целью обечайка спирального корпуса может быть покрыта внутри броневыми плитами.

В конструкциях *коррозионно-стойких* вентиляторов, предназначенных для перемещения агрессивных смесей, применяются материалы, стойкие к этим смесям (нержавеющая сталь, титановые сплавы, винипласт, полипропилен), либо их проточная часть напыляется антикоррозионными покрытиями. Такими материалами являются нержавеющая сталь марки 12Х18Н10Т и титановый сплав ВТ 1-0.

Область применения вентиляторов из нержавеющей стали резко ограничена их недостаточно высокими антикоррозионными свойствами. Для ряда агрессивных сред срок службы этих вентиляторов составляет 4—6 мес, а иногда и меньше.

Пластмассовые вентиляторы, несмотря на более высокие антикоррозионные свойства по сравнению с вен-

тиляторами из нержавеющей стали, обладают рядом существенных недостатков. Это в первую очередь низкие прочностные характеристики материалов, что не позволяет изготавливать вентиляторы больших размеров, при этом максимальная окружная скорость составляет 31 м/с. Поскольку винипласт неморозостоек, то вентиляторы из него могут быть установлены только в отапливаемых помещениях.

Вентиляторы из титанового сплава могут использоваться во всех средах, где происходит пассивация поверхности в результате образования окислов, гидридов и сульфокислых соединений титана. Такие вентиляторы нельзя применять в газоздушных средах, содержащих пары фтористоводородной и плавиковой кислот, фтора и брома, а также сухие хлор и йод. Однако следует отметить, что решить проблему борьбы с коррозией титановые вентиляторы не могут, так как промышленность выпускает их в ограниченном количестве.

Принципиально новые возможности открываются в связи с применением технологии напыления порошковых полимерных материалов в электростатическом поле. При этом нет необходимости в изменении технологии изготовления вентиляторов. Достаточно на заключительном технологическом этапе заменить процесс их окраски жидкими лакокрасочными материалами процессом напыления полимерных порошков.

Перемещение взрывоопасных газовых смесей вентиляторами общего назначения недопустимо, так как при трении деталей рабочего колеса о корпус возможно появление искр, способных поджигать эти смеси. Следовательно, для перемещения таких смесей должны применяться вентиляторы, изготовленные из материалов, которые при трении или соударении подвижных частей с неподвижными исключали бы возможность появления искр.

В зависимости от уровня защиты от искрообразования *искрозащищенные* вентиляторы подразделяются на следующие:

с повышенной защитой от искрообразования, в которых предусмотрены средства и меры, затрудняющие возникновение опасных искр только в режиме их нормальной работы. Изготавливаются такие вентиляторы или из алюминиевых сплавов, или из разнородных металлов; искробезопасные, в которых предусмотрены средства



и меры защиты от искрообразования как при нормальной работе, так и при возможном кратковременном трении рабочего колеса о корпус вентилятора. Эти вентиляторы разработаны на основе алюминиевых сплавов с антистатическим пластмассовым покрытием. Вид покрытия — графитонаполненный полиэтилен или графитонаполненный пентапласт, — выбирается в зависимости от характеристики перемещаемых сред, т. е. от их способности противостоять коррозионному воздействию сред.

Вентиляторы из алюминиевых сплавов выполняются по конструктивному исполнению I (ГОСТ 5976—73 с изм.) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых газопаровоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, не содержащих взрывчатых веществ, взрывоопасной пыли, окислов железа, добавочного кислорода, липких веществ и волокнистых материалов, с запыленностью не более  $100 \text{ мг/м}^3$  и температурой не выше  $80^\circ\text{C}$ . Температура окружающей среды от  $-40$  до  $40^\circ\text{C}$  (до  $45^\circ\text{C}$  для тропического исполнения).

Вентиляторы из алюминиевых сплавов нельзя применять для перемещения газопаровоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Их также не разрешается использовать в качестве химически стойких вентиляторов. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-4942-81 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Вентиляторы из разнородных металлов также выполняются по конструктивному исполнению I (ГОСТ 5976—73 с изм.) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых парогазовоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, с запыленностью не более  $100 \text{ мг/м}^3$ , не содержащих взрывоопасной пыли, взрывчатых веществ, липких и волокнистых материалов.

Температура перемещаемой среды: вентиляторами исполнения В1 и И1-03 — 80°C; вентиляторами исполнения В1Ж2 и И1-02 — 150°C. Температура окружающей среды от —40 до 40°C (45°C для тропического исполнения).

Вентиляторы из разнородных металлов нельзя применять для перемещения парогазовоздушных смесей, содержащих добавочный кислород, а также для перемещения смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-5698—84 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. (В этих случаях используют эжекторы.)

В зависимости от применения различают два типа *тягодутьевых* вентиляторов: дымососы и дутьевые.

*Дымососы* применяют для отсасывания дымовых газов с температурой до 200°C из топок пылеугольных котлоагрегатов. Поскольку газы содержат твердые частицы золы, вызывающие значительный износ деталей дымососа, лопатки рабочего колеса выполняют утолщенными, а внутреннюю поверхность обечайки корпуса покрывают броневыми листами. Ходовая часть дымососов имеет охлаждающий элемент в виде термомуфты или змеевика охлаждения масла в узле подшипников. Поэтому корпуса подшипников ходовой части дымососов изготавливают в виде литых или сварных коробок, внутри которых находится масло, охлаждаемое проточной водой, циркулирующей по змеевику.

Применяют дымососы одно- и двухстороннего всасывания. Для регулирования работы они оснащаются осевыми направляющими аппаратами. В обозначении типа дымососов, например ДН-15, буквы обозначают: Д — дымосос; Н — загнутые назад лопатки рабочего колеса; цифры означают диаметр рабочего колеса в дециметрах.

*Дутьевые* вентиляторы предназначены для подачи воздуха в топочные камеры котлоагрегатов тепловых электростанций или крупных промышленных котельных