

Петр Иванович ДЯЧЕК,
доктор технических наук,
профессор кафедры
"Теплогазоснабжение и вентиляция"
Белорусского национального
технического университета

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

TECHNICAL AND ECONOMIC ASPECTS OF USING VENTILATORS

В статье обоснован подход к выбору вентилятора, режиму его применения, конструктивных и газодинамических характеристик сети, что позволяет оптимизировать финансовые и энергетические издержки.

This article describes how to select a ventilator, its operation mode, structural and gas-dynamic characteristics of the system that help optimize financial and energy costs.

ВВЕДЕНИЕ

Вентиляторы как побудители движения воздуха нашли широкое применение в различных областях производственной деятельности и в процессах организации среды обитания человека. Потребление энергии приводом вентиляторов составляет значимую долю в общем энергетическом балансе промышленно развитых государств. Снижение эксплуатационных затрат при их использовании в условиях высоких цен на энергоносители требует внимательного подхода к их выбору и эксплуатации.

В соответствии с требованиями ГОСТ 10616 [1] аэродинамические параметры вентиляторов должны быть представлены **производительностью L** (относится к условиям входа), **давлением P** (полным, динамическим и статическим), **мощностью N** , **коэффициентом полезного действия η** (полным и статическим), **быстроходностью и габаритностью**, а также **безразмерными параметрами**. Выделенные курсивом параметры практически не используются при выборе вентиляторов. Аэродинамические характеристики вентиляторов устанавливаются путем экспериментальных исследований [2]. В технической литературе они представлены в виде графических зависимостей P , N , $\eta = f(L)$ для практически реализуемых чисел оборотов n , а при поворотных лопатках (колеса или направляющего (спрямляющего) аппарата) — в зависимости от угла их установки θ . У вентиляторов общего назначения при работе с присоединяемой сетью за рабочий участок характеристики принимается та ее часть, на которой значение полного КПД удовлетворяет условию $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$. Здесь η_{\max} — максимальный КПД.

Следует отметить, что многие производители не приводят в технических характеристиках своих изделий сведений о величине КПД и его зависимости от производительности. Анализ показывает, что причиной этого чаще всего бывает низкое значение η_{\max} вентиляторов. В соответствии с ГОСТ 10616 [1] эта информация должна быть представлена потребителю, и он вправе ее требовать. Кроме важного технического параметра, как будет показано ниже, КПД является и важным экономическим показателем.

Эксплуатация вентиляторов должна сопровождаться также анализом шумовых, вибрационных (остаточная неуравновешенность и виброскорость) и эстетических параметров, а также ремонтпригодности и надежнос-

ти, условий транспортирования, возможности адаптации к трассировке сети (возможность поворота кожуха, схема конструктивного исполнения, вращение) и т. п.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Важным экономическим показателем вентиляторов является их цена.

Применительно к осевым вентиляторам ограничивается минимальное значение η_{\max} . Например, в соответствии с требованиями ГОСТ 11442 [3] для вентиляторов № 6,3 и выше при коэффициенте полного давления $\psi \leq 0,15$ значение максимального полного КПД не должно быть ниже значений 0,72 при угле установки лопаток рабочего колеса $\theta < 25^\circ$ и не ниже 0,75 при $\theta \geq 25^\circ$. Эти ограничения несколько ниже для меньших номеров вентиляторов и выше при комплектации вентиляторов направляющими и спрямляющими аппаратами.

Потребляемая вентилятором энергия N , кВт, может быть вычислена по формуле

$$N = \frac{P \cdot (L_p + \Delta L)}{1000\eta} = \frac{PL}{1000\eta}, \quad (1)$$

где P — давление вентилятора, расходуемое на преодоление сопротивления сети, Па;

L_p — определяемая технологическими или иными требованиями производительность вентилятора, м³/с;

ΔL — добавленная производительность вентилятора, обуславливаемая подсосом воздуха на всасывающей магистрали или потерей его на нагнетающей, м³/с;

η — КПД вентилятора для рассматриваемого значения давления и производительности.

Производительность вентилятора (расход воздуха в сети) может быть отнесена к требуемым параметрам и в большинстве случаев не может быть изменена.

При негерметичности воздухопроводов, оцениваемой, например, в 15 % от L_p , и $P = 1000$ Па; $L_p = 10\,000$ м³/ч; $\eta = 0,8$ добавленная мощность за счет ΔL при допущении сохранения постоянным КПД составляет около 0,5 кВт. При односменной эксплуатации вентилятора в течение 250 дней в году и тарифе на оплату электро-

энергии 450 руб./кВт·ч дополнительные затраты оцениваются в 450 000 руб./год. Вполне очевидно, что качественное изготовление элементов и монтаж сети приводят к уменьшению утечек (подсоса) воздуха, снижают потребление энергии приводом.

Потери давления в сети зависят от ее трассировки, вида, диаметра и длины воздухопроводов; расхода, технических и физических параметров перемещаемой газовой среды. Формула (1) показывает, что сопротивление сети P и расход воздуха в ней $L = L_p + \Delta L$ пропорционально изменяют величину потребляемой приводом вентилятора энергии.

Сопротивление сети проходу воздуха снижается при уменьшении ее длины; сокращении числа местных сопротивлений (поворотов, тройников и т. п.); увеличении диаметра воздухопроводов. Следует отметить, что увеличение диаметра воздухопроводов, например, в системах пневмотранспорта, приведет к неустойчивому режиму перемещения транспортируемого материала. Существенное влияние на потери давления в сети могут оказывать также обслуживаемые системой вентиляции технологические объекты. Расчет потерь давления в сети, разработку ее оптимальной конфигурации и технико-экономическую оценку последствий принимаемых решений следует поручать опытному специалисту, имеющему узкопрофессиональную подготовку в области вентиляции.

КПД вентилятора прежде всего определяется конструктивными и аэродинамическими характеристиками рабочего колеса, корпуса и лопаток, а также расходом перемещаемого воздуха. Существенное влияние на его величину может оказать конфигурация подводящих и отводящих каналов, которые совместно с вентилятором образуют вентиляторную установку. У выпускаемых промышленностью и находящихся в настоящее время в эксплуатации вентиляторов КПД изменяется в интервале 0,30–0,89. Таким образом, при одном и том же значении PL потребление энергии в зависимости от КПД применяемого вентилятора может отличаться в 3 раза.

Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными элементами сети, находящимися на расстоянии 5 калибров от входного и 3 калибров от выходного патрубков [4]. Эти участки сети имеют собственное аэродинамическое сопротивление и, кроме того, влияют на характер течения жидкости в нагнетателе, изменяя параметры его работы (P, L, η).

Течение перемещаемой газовой среды в проточных частях вентилятора и особенно характер распределения ее по периметру рабочего колеса в наибольшей степени зависят от поля скоростей во всасывающем патрубке, которое формируется в подводящих каналах. Например, при подводе воздуха к вентилятору с помощью от-

вода (рис. 1) и при производительности вентилятора, равной L^* (соответствует $\eta = \eta_{max}$ по каталожной характеристике), часть периметра колеса работает на режиме $L > L^*$, а часть периметра — на режиме $L < L^*$. Естественно, что действительный КПД вентилятора в этом случае будет меньше максимального. Это видно по характеру зависимости $\eta = f(L)$, представленной на рис. 1.

Особо значимо влияние подводящих каналов на параметры вентиляторов с загнутыми вперед лопатками. У вентиляторов данного типа **снижение развиваемого давления может быть до уровня 50 % от значения, представленного в справочниках**. По этим причинам при выборе вентиляторов необходимо учитывать указанные обстоятельства и вносить корректировку в каталожные характеристики вентиляторов, а также осознанно назначать конфигурацию подводящих и отводящих каналов [4–8].

Параметры отводящего канала тоже оказывают влияние на характер распределения скоростей в рабочем колесе, а значит, влияют на его характеристику. Например, у вентилятора ВРП-4 при $n = 2940$ об./мин только окружная скорость рабочего колеса составляет 61,5 м/с, а средняя абсолютная оценивается в 62,0–65,0 м/с. Концентрация скоростного поля у обечайки (см. рис. 1) приводит к появлению зоны с более высокими скоростями; для рассматриваемого примера это около 70,0 м/с. Особенно существенно перераспределение поля скоростей по сечению у вентиляторов среднего и высокого давления.

При скорости 70 м/с динамическое давление оценивается в 2940 Па. Наличие местного сопротивления ζ в зоне этой скорости существенно снижает энергоэкономичность системы. Например, для рассматриваемого случая при $\zeta = 0,1 \Delta P = 294$ Па. Затраты мощности на преодоление данного, казалось бы, незначительного сопротивления, находящегося в зоне нагнетающего патрубка, при производительности $L = 3600$ м³/ч составляют $294 \cdot 1 \approx 0,3$ кВт. Исходя из этой величины, при известном режиме применения вентилятора можно оценить необоснованные финансовые потери.

После нагнетающего патрубка необходимо устраивать участок стабилизации (участок выравнивания поля скоростей по сечению) и соблюдать рекомендации, приведенные в литературе [4–8].

По указанным выше причинам характеристики $N = f(L)$, $P = f(L)$ и $\eta = f(L)$ в условиях конкретной вентиляционной системы могут отличаться от сведений, представленных в каталогах и справочниках. Один и тот же вентилятор при одинаковых расчетных параметрах P и L в условиях отличающихся подводящих и отводящих каналов будет обеспечивать различную подачу воздуха

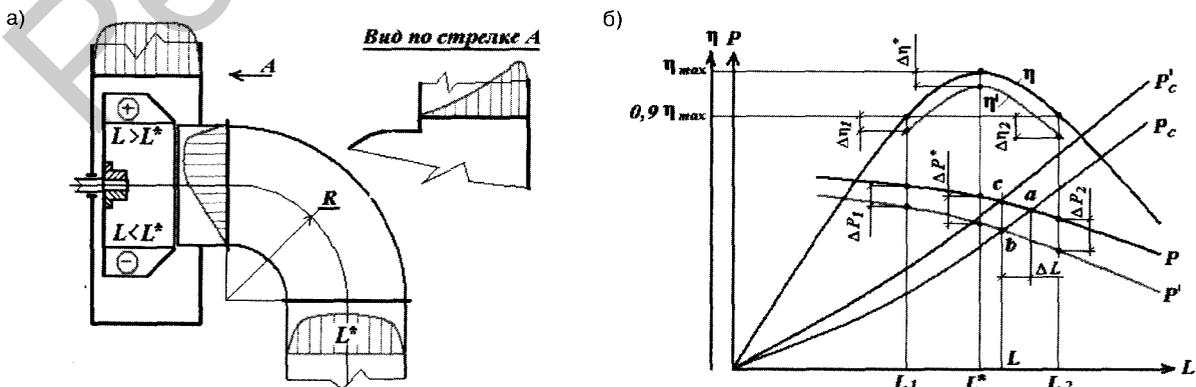


Рис. 1. Схема эпюр скоростей воздушных потоков при перемещении воздуха вентилятором (а) и каталожные (P, η) параметры вентилятора и параметры вентилятора с учетом влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов (P', η') (б)

в сеть. Часто не учет влияния подводящих и отводящих каналов на характеристику нагнетателя приводит к необоснованному жалобам на качество вентиляторов.

Снижение давления, развиваемого вентилятором, вследствие влияния подводящих и отводящих каналов на аэродинамический режим проточных частей, определяется из выражения

$$\Delta P = (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \cdot P_{dv}, \quad (2)$$

где $\zeta_{вх}$, $\zeta_{вых}$ — аэродинамические коэффициенты подводящего и отводящего каналов вентилятора;

P_{dv} — динамическое давление потока в нагнетающем патрубке вентилятора, определяемое по зависимости:

$$P_{dv} = \left(\frac{L_i}{3600ab} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} = \left(\frac{L_i}{3600F_{вых}} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (3)$$

здесь L_i — производительность нагнетателя, м³/ч;
 a , b , $F_{вых}$ — соответственно размеры, м, и площадь выходного патрубка вентилятора, м².

Влияние подводящих и отводящих каналов на величину снижения КПД вентилятора можно определить по зависимости

$$\eta' = \eta \cdot \left(1 - \Delta\eta - \zeta_{вых} \cdot \frac{P_{dv}}{P} \right), \quad (4)$$

где η' — КПД вентиляторной установки (с учетом влияния подводящего и отводящего каналов);
 η — каталожное значение КПД вентилятора;
 P — каталожное значение полного давления вентилятора.

Значения η' и ΔP определяются по методике, изложенной в [4, 6] и других источниках, для L_i , соответствующей η_{max} и $0,9\eta_{max}$. Вид скорректированной характеристики представлен на рис. 1.

Параметры $\zeta_{вх}$, $\zeta_{вых}$ и $\Delta\eta'$ представлены, например, в [4, 6] в зависимости от вида подводящего и отводящего каналов и формы лопаток на выходе из рабочего колеса. Диапазон изменения значения этих величин следующий: $\zeta_{вх} = 0-2$; $\zeta_{вых} = 0,1-0,6$; $\Delta\eta' = 0-0,4$.

ВЫБОР И ПРИМЕНЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Процесс выбора вентилятора начинается с изучения физических, технических, экологических и санитарно-гигиенических характеристик, а также параметров взрыво- и пожароопасности перемещаемого воздуха или газа. Особое влияние на показатели перемещаемых сред могут оказывать примеси: механические (пыль), аэрозоли, пары, газы. Важное значение при выборе вентилятора и привода имеет также характеристика места его установки: размеры помещения, где предполагается размещение вентилятора; температура и свойства окружающей среды и т. п. При выборе вентиляторов следует выполнять требования нормативных документов, а также технических условий на их применение, представляемых производителем принятого к установке изделия.

При выборе вентиляторов следует также учитывать экономические последствия их применения. Главная

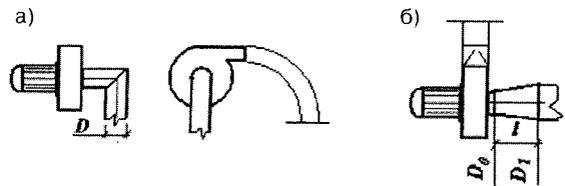


Рис. 2. Схемы узлов подвода и отвода воздуха от вентилятора

составляющая затрат при использовании вентиляторов — это затраты на оплату потребляемой электроэнергии. Потребляемая вентилятором мощность может быть рассчитана по зависимости (1).

ГОСТ 10616 [1] устанавливает, что применение вентилятора должно осуществляться только в диапазоне характеристики, ограниченном условием $\eta \geq 0,9\eta_{max}$. Например, если максимальный КПД вентилятора ВР-86-77-8 равен 83 %, то применение его разрешается с КПД не ниже $0,9 \cdot 83 = 74,7$ %.

Данные ограничения обусловлены экономическими причинами. Например, пылевой вентилятор ВР-100-45-8 с электродвигателем $N = 30$ кВт, который используется "на полную мощность", при одноменной работе за год потребляет электроэнергию, на оплату которой при действующих ныне тарифах требуется ≈ 9000 USD. За 250 дней работы вентилятора расходы на оплату электроэнергии примерно в 2 раза превышают его стоимость.

Ниже приводятся некоторые оценки (без промежуточной информации) выбора вентилятора для работы на сеть и перечень необходимой исходной информации:

- вентилятор предназначен для перемещения условно чистого воздуха, без волокнистых, агрессивных, взрыво- и пожароопасных примесей;
- место установки вентилятора по ГОСТ 15150: умеренные климатические условия — открыто, не защищен от воздействия атмосферных осадков;
- сведения по трассировке воздуховодов, позволяющие назначить положение кожуха вентилятора и исполнение вентилятора по вращению рабочего колеса;
- расчетные, приведенные к нормальным условиям, аэродинамические потери в сети (без учета влияния на работу системы подводящих и отводящих каналов) — $P = 1000$ Па;
- расчетный, скорректированный на неплотность сети, расход воздуха — $L = 30\,000$ м³/ч.

Варианты устройства каналов вентиляторной установки:

- **вариант 1:** подводящий и отводящий каналы — рис. 2а. Отводящий канал — прямоугольный отвод с поворотом в сторону вращения рабочего колеса;
- **вариант 2:** подводящий и отводящий каналы — рис. 2б, при $(D_0/D_1)^2 = 1,5$ и $l/D_0 = 1,4$. Отводящий канал — прямой участок воздуховода с переходом на круглое сечение после вентилятора.

Решение задачи

Предварительно по сводному графику характеристик вентиляторов установлено, что названные параметры могут обеспечить вентиляторы ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5. По рис. 3 определяем параметры этих вентиляторов по универсальному характеристикам.

На характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 наносим точки с координатами $L = 30\,000$ м³/ч и $P = 1000$ Па. Точки обозначены буквой "а" (см. рис. 3). Устанавливаем, что вентилятор ВР-80-70 № 10 может обеспечить заданные параметры при $n = 865$ об./мин, а вентилятор ВР-80-70 № 12,5 — при $n = 685$ об./мин.

Выбранные к установке вентиляторы имеют загнутые назад лопатки. По рис. 3 устанавливаем $\eta_{\max} = 0,82$, соответственно $0,9\eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,74$. Значение $\eta = 0,74$ является минимально допустимым при эксплуатации данных вентиляторов. Таким образом, на рис. 3 на характеристиках вентиляторов представлена только зона параметров, удовлетворяющая требованиям ГОСТ 10616 [1], а именно $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$.

Исходя из уравнения $P = kL^2$, применяемого для описания зависимости сопротивления вентиляционной сети от расхода в ней воздуха, для значений $L = 30\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ и $P = 1000\ \text{Па}$ находим величину коэффициента $k = P/L^2 = 1000/30\ 000^2 = 1,111 \cdot 10^{-6}$. Далее, например, для значения $L = 40\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ вычисляем $P = 1,111 \cdot 10^{-6} \times 40\ 000^2 = 1778\ \text{Па}$. Точку с этими координатами (см. рис. 3, точки "с") тоже наносим на характеристику каждого вентилятора. Линии "а — с" на данных графиках в первом приближении показывают участок характеристики сети, для работы на которой подбирается вентилятор. Пересечение характеристики сети с характеристиками вентиляторов (точки "b") позволяет предварительно определить рабочие параметры этих вентиляторов при эксплуатации их в данной сети (без учета влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов).

Для вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 и выбранных чисел оборотов рабочего колеса для режимов L_1 , L^* и L_2 с учетом назначенных схем подвода и отвода воздуха (вариант 1) определены значения $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ и η' . Для вентилятора ВР-80-70-10, например, $L_1 = 18\ 000$, $L^* = 28\ 000$ и $L_2 = 38\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$. Результаты расчетов сведены в таблицу 1.

Снижение давления P , Па, вентилятора ВР-80-70-10 для режима работы $L = L_1$ запишется в виде:

$$\begin{aligned} \Delta P &= (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) \cdot P_{\text{дв}} = \\ &= (1 + 0,6) \cdot \left(\frac{18000}{3600 \cdot 0,49} \right)^2 \cdot \frac{1,2}{2} = 1,6 \cdot 62,5 = 100. \end{aligned} \quad (5)$$

КПД вентиляторной установки определится по формуле

$$\begin{aligned} \eta' &= \eta \cdot \left(1 - \Delta\eta - \zeta_{\text{вх}} \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{P} \right) = \\ &= 0,74 \cdot \left(1 - 0,08 - 0,6 \cdot \frac{62,5}{1150} \right) = 0,66. \end{aligned} \quad (6)$$

В формуле (5) число "0,49" — площадь выхлопного отверстия вентилятора ВР-80-70-10, равная $F = a \cdot b$.

Результаты проведенного расчета значений ΔP и η' , а также определение этих параметров для режимов L^* и L_2 вентилятора ВР-80-70-10 и для режимов L_1 , L^* и L_2 вентилятора ВР-80-70-12,5 сведены в таблицу 1. Полученные данные позволили получить скорректированные характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 (см. рис. 3).

Приведенные на рис. 3 результаты показывают, что вентилятор ВР-80-70-10 при назначенных подводящих и отводящих каналах по варианту 1 не может обеспечить требуемый расход воздуха в данной сети, так как точка a лежит выше скорректированной характеристики работы вентилятора. Вентилятор ВР-80-70-12,5 (рабочая точка $m1$) при $n = 685\ \text{об./мин}$ с некоторым запасом обеспечит подачу требуемого количества воздуха в данную вентиляционную систему.

Результаты определения реальных параметров работы рассматриваемых вентиляторов в сети при различных вариантах подводящих и отводящих каналов представлены в таблице 2. Здесь же даны результаты

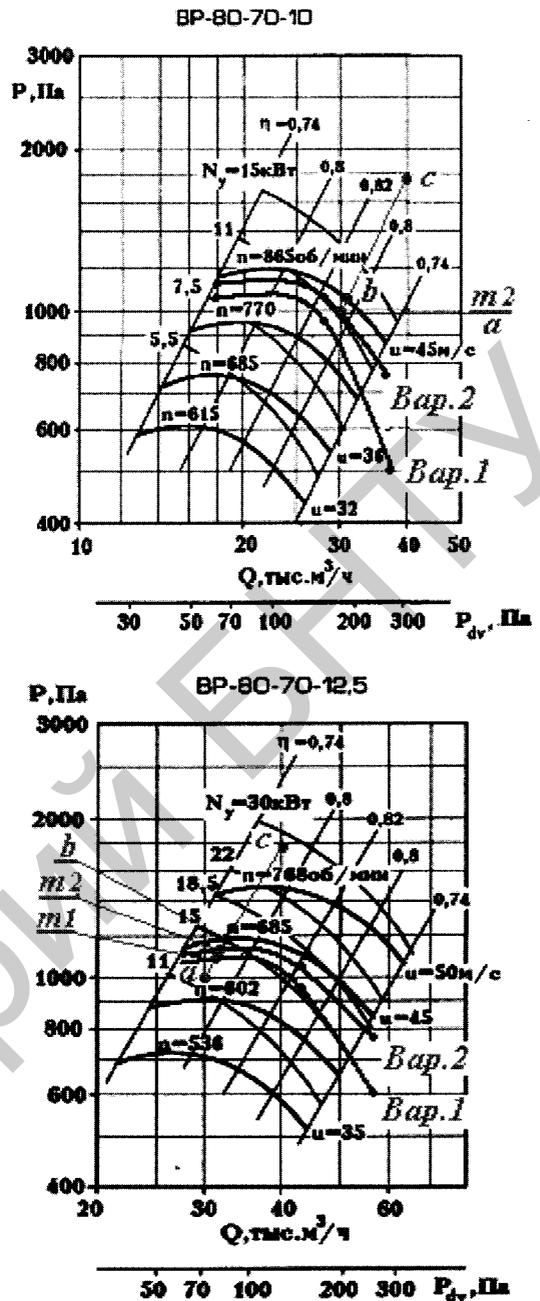


Рис. 3. Характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 с нанесением характеристики сети (линия "а — с"); скорректированные характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 в соответствии с вариантами 1 и 2 исходных данных по схемам подвода и отвода воздуха

расчета затрат на оплату электроэнергии, потребляемой вентиляторами за 1 год эксплуатации при односменной работе 250 дней в году.

Количество потребляемой электроэнергии ΣN , кВт·ч, определяется по зависимости

$$\Sigma N = \tau_{\text{дн}} \cdot \tau_{\text{см}} \cdot \frac{PL}{1000 \cdot 3600 \eta'} \quad (7)$$

Затраты на оплату электроэнергии $C = N \cdot C_э$ определяются исходя из тарифа $C_э$, руб./кВт·ч. В таблице 2 представлены результаты расчета электроэнергии для $C_э = 450\ \text{руб./кВт·ч}$.

Анализ соответствия параметров рассматриваемых вентиляторов требованиям ГОСТ 10616 [1], а именно $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,738$, показывает, что оба они соответствуют требованиям [1].

Таблица 1

Вентилятор	$F_{\text{вых}}, \text{ м}^2$	Параметр	Вариант 1			Вариант 2		
			$L_1, \eta = 0,74$	$L^*, \eta_{\text{max}} = 0,82$	$L_2, \eta = 0,74$	$L_1, \eta = 0,74$	$L^*, \eta_{\text{max}} = 0,82$	$L_2, \eta = 0,74$
ВР-80-70-10, 865 об./мин	0,49	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	18 000	28 000	38 000	18 000	28 000	38 000
		$P, \text{ Па}$	1150	1100	850	1150	1100	850
		$\zeta_{\text{вх}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
		$\zeta_{\text{вых}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
		$\Delta\eta$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,07
		$\Delta P, \text{ Па}$	100	181	362	19	60	111
		η'	0,66	0,73	0,52	0,73	0,78	0,66
ВР-80-70-12,5, 685 об./мин	0,766	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	28 000	42 000	48 000	28 000	42 000	48 000
		$P, \text{ Па}$	1150	1100	840	1150	1100	840
		$\zeta_{\text{вх}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
		$\zeta_{\text{вых}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
		$\Delta\eta$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,7
		$\Delta P, \text{ Па}$	99	167	236	19	56	73
		η'	0,66	0,73	0,54	0,73	0,78	0,67

Таблица 2

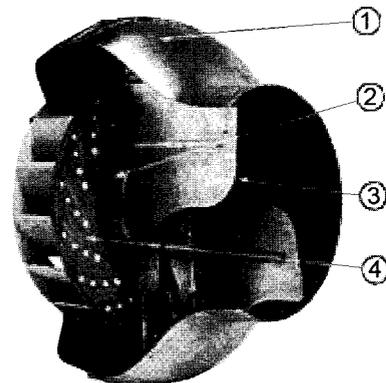
Вентилятор	Характер подводящих и отводящих каналов	Цена вентилятора в Беларуси, млн руб.	$P, \text{ Па}$	$L, \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$	η_{max}	η'	$N_y, \text{ кВт}$	$N_{\text{погр}}, \text{ кВт}$	$\Delta L, \%$	$\Delta P, \%$	$C, \text{ млн руб.}$
ВР-80-70 № 10, $n = 865 \text{ об./мин}$	В предположении, что $\zeta_{\text{вх}} = 0$, $\zeta_{\text{вых}} = 0$ и $\Delta\eta = 0$	4,2	1070	31	0,82	0,81	15	11,45	3,3	7	10,2
ВР-80-70 № 12,5, $n = 685 \text{ об./мин}$		6,6	1200	32,5	0,82	0,77	18,5	14,07	8,3	20	12,7
ВР-80-70 № 10, $n = 865 \text{ об./мин}$	Вариант 1	4,2	Не обеспечивает требуемый расход воздуха в сети								
ВР-80-70 № 12,5, $n = 685 \text{ об./мин}$		6,6	1080	31	0,82	0,74	15	12,56	3,3	8	11,3
ВР-80-70 № 10, $n = 865 \text{ об./мин}$	Вариант 2	4,2	1000	30	0,82	0,76	11	10,96	0	0	9,87
ВР-80-70 № 12,5, $n = 685 \text{ об./мин}$		6,6	1150	32	0,82	0,74	15	13,81	6,7	15	12,4

Затраты на оплату потребляемой приводом вентиляторов электроэнергии имеют существенные отличия. Объясняется это прежде всего превышением реальных потерь давления ΔP и расхода воздуха ΔL в сети (рабочие точки m_1, m_2) над требуемыми значениями этих параметров. По данным таблицы 2 видно, что при односменной работе ежегодные затраты на оплату потребляемой электроэнергии превышают стоимость вентиляторов. Существенное влияние на уровень затрат по оплате электроэнергии оказывают КПД вентилятора, конфигурация подводящих и отводящих каналов и степень соответствия характеристики вентилятора требуемым параметрам работы сети ($\Delta L, \Delta P$).

Ощутимое влияние на работу вентиляторов могут оказать монтируемые на всасывании гибкие вставки. При несоответствии монтажного и фактического размера гибкой вставки после включения вентилятора образуется "шейка", сужающая проходное сечение. По литературным данным "шейка" может максимально на 30 % снизить подачу воздуха в сеть. К такому же и даже большему снижению производительности может привести и несоосность подводящего воздуховода и всасывающего патрубка вентилятора.

В последние годы широкую популярность в Республике Беларусь и не только получил так называемый **канальный радиальный вентилятор**. Канальные радиальные вентиляторы (рис. 4) разработаны для монтажа на прямых участках вентиляционных сетей. Данное название сформировано инженерной общественностью очевидно под влиянием неудачных переводов с иностранных языков. Такой тип вентиляторов относится к "радиальным проточным".

Промышленностью освоено выпуск и "радиальных противоточных" вентиляторов. Канальные вентиляторы состоят из корпуса 1, электропривода 2, узла крепления 3 и рабочего колеса 4. Узел крепления в данном случае включает специ-



1 — корпус; 2 — электропривод; 3 — узел крепления; 4 — рабочее колесо
Рис. 4. Канальный радиальный вентилятор

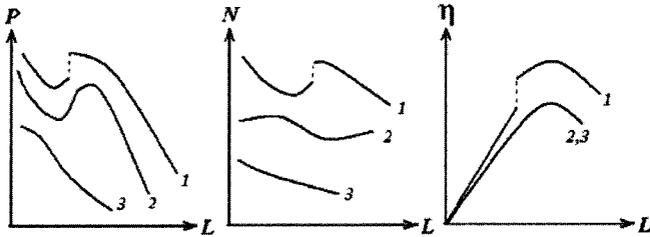


Рис. 5. Общий вид характеристик осевых нагнетателей

альные лопатки, выполняющие функции спрямляющего аппарата. Вентилятор удобен при необходимости врезки его в прямые участки вентиляционных сетей. В отличие от вентиляторов с традиционным спиральным корпусом (улиткой), которые могут устанавливаться в сеть только в месте поворота ее на 90° . Выпускаются каналные вентиляторы малых типоразмеров.

Канальные вентиляторы имеют ряд существенных недостатков. Поток, выходящий из рабочего колеса с высокой скоростью и имеющий, к тому же, винтообразный характер движения, разворачивается практически на 135° и затем еще раз, но уже в противоположную сторону на угол примерно 45° . Не предусмотрены также эффективные технические решения по обратной раскрутке образованного рабочим колесом винтообразного движения. Эти факты предопределяют высокие внутренние аэродинамические потери. Вентилятор не экономичен, имеет низкое соотношение полезной и установленной мощности. **Анализ технических характеристик некоторых типов каналных вентиляторов показывает, что их максимальный КПД находится на уровне 30 %.**

Для понимания некоторых аспектов применения осевых вентиляторов следует отметить, что на лопастях рабочего колеса и в других элементах проточных частей формируются сложные структурированные турбулентные потоки, которые определяют характер изменения параметров P , L , N , η . Процессы формирования пограничного слоя на плоскостях лопаток могут сопровождаться скачкообразным изменением параметров и немонотонным изменением характеристик. В авиационной технике избежать таких явлений удастся с помощью элеронов, закрылков и т. д. На лопатках рабочего колеса осевого нагнетателя устройство названных элементов нецелесообразно, хотя бы по экономическим соображениям.

На рис. 5 представлены наиболее характерные виды кривых, определяющих зависимость P , N , η от производительности для осевых вентиляторов и насосов. В отличие от радиальных (центробежных), характеристики осевых нагнетателей имеют более сложную форму. Форма характеристики определяется конструкцией проточных частей и рабочего колеса нагнетателей, а также газо- или гидродинамическими параметрами решетки профилей рабочего колеса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры: ГОСТ 10616.
2. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний: ГОСТ 10921-90.
3. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия: ГОСТ 11442.
4. Вентиляторные установки. Раздел II.: Пособие к СНиП 2.04.05. — М.: ГПИ "Промстройпроект" Госстроя СССР, 1988.
5. Брусиловский, И. В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский // Труды ЦАГИ. — Вып. 2650. — М.: Изд. отд. ЦАГИ, 2004.
6. Идельчик, И. В. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. В. Идельчик. — М.: Машиностроение, 1975.
7. Чебышева, К. В. Влияние входных элементов центробежных вентиляторов на их аэродинамические характеристики / К. В. Чебышева, Т. С. Соломахова // Промышленная аэродинамика. — Вып. 31. — М.: Машиностроение, 1974.
8. Дячек, П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П. И. Дячек. — М.: Изд-во "АСВ", 2011.

Статья поступила в редакцию 12.01.2011.

Монотонные характеристики (см. рис. 5, линии 3) имеют нагнетатели с малым углом установки лопаток (до 15°) и нагнетатели, работающие на малом числе оборотов.

При увеличении угла установки лопаток и малой производительности формируется неустойчивый режим движения, характеризующийся срывом потока и вихреобразованием. По этой причине на характеристике появляется "седловина" (см. рис. 5, линии 2). Левая часть характеристики (до точки максимума) — нерабочая. Эксплуатировать такой нагнетатель можно только на правой части характеристики. При увеличении производительности нагнетателя выход на оптимальное сочетание газо- или гидродинамических параметров рабочего колеса с планом скоростей в момент "настройки" режима течения в некоторых случаях приводит к разрыву в характеристиках (см. рис. 5, линии 1). У этого типа нагнетателей левая часть характеристики тоже нерабочая.

При эксплуатации таких нагнетателей на режимах, находящихся в левой части характеристики, формируются переменные нагрузки на лопатки, вибрация, появляется вероятность возникновения помпажа. Неустойчивый режим течения и вибрация приводят к повышению уровня шума вентиляторной установки с осевым нагнетателем.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Энергетические и экономические параметры вентиляторных установок существенно зависят от КПД применяемого побудителя движения воздуха, конфигурации и характеристики сети. Обоснованный подход к выбору вентилятора, режима его применения, конструктивных и газодинамических характеристик сети позволяет оптимизировать финансовые и энергетические издержки.
2. Эффективность вентиляторов, работающих в сети, существенно зависит от конфигурации подводящих и отводящих каналов. Вентиляторы будут обеспечивать параметры, приведенные в технической документации, в том случае, если их компоновка в сети соответствует условиям проведения аэродинамических испытаний на стендах [2]. Если есть необходимость установки непосредственно перед входным или за выходным патрубком вентилятора фасонных частей, нарушающих режим подвода или отвода перемещаемого газа (без использования участков стабилизации потока), то выбор вентилятора должен сопровождаться корректировкой характеристики. Выбор вида фасонных частей должен осуществляться с учетом экономических последствий их применения. Сведения о влиянии подводящих и отводящих каналов на работу вентиляторов приведены в [4–8].