

УДК 621.635

Быстроходность и габаритность при расчете и выборе диаметральных вентиляторов**Specific speed and overall dimensions in calculation and selection of transverse fans****Н. П. СЫЧУГОВ, д-р техн. наук****Вятская государственная сельскохозяйственная академия, Киров, Россия, info@vgsha.info****N. P. SYCHUGOV, DSc in Engineering****Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia, info@vgsha.info**

При расчете, конструкционном исполнении и выборе вентиляторов наряду с теорией подобия и анализом размерностей применяются критерии быстроходности и габаритности. Они позволяют одновременно рассмотреть большое количество аэродинамических схем и характеристик высокоэффективных вентиляторов-прототипов и выбрать схему, наиболее полно отвечающую требованиям технического задания и отмеченным критериям. Критерии быстроходности и габаритности, в достаточной мере разработанные и применяемые при расчете и проектировании радиальных и осевых вентиляторов, для диаметральных непрямые, поскольку в их поточной части и на выходе поток воздуха не объемный (трехмерный), а двухмерный, вследствие чего при расчете имеет место дополнительный независимый параметр — полезная ширина. Из основных соотношений параметров диаметральных вентиляторов (диаметр рабочего колеса по наружным кромкам лопаток, частота вращения рабочего колеса, полезная ширина проточной части) и плотности перемещаемого воздуха выполнен вывод безразмерных и размерных критериев быстроходности и габаритности для этих генераторов потока воздуха в функции отмеченных параметров. На основании теоретических и экспериментальных исследований выявлены причинно-следственные закономерности, позволяющие определять критерии быстроходности и габаритности для диаметральных вентиляторов. Выполнен расчет и представлена графическая интерпретация областей рациональных значений данных критериев. Приведены примеры расчета диаметральных вентиляторов по известным величинам критериев быстроходности и габаритности с применением безразмерных аэродинамических схем и характеристик высокоэффективных вентиляторов-прототипов. Расчеты сопровождаются графическими интерпретациями.

Ключевые слова: диаметральный вентилятор; радиальный вентилятор; осевой вентилятор; производительность; давление; коэффициент полезного действия; потребляемая мощность; безразмерный коэффициент; диаметр; ширина проточной части; частота вращения; быстроходность; габаритность; аэродинамическая схема; аэродинамическая характеристика; проектирование; расчет; выбор.

When calculating, designing and selecting the fans, along with the similarity theory and dimensional analysis, the criteria of specific speed and overall dimensions are used, which allow to study a great number of aerodynamic configurations and characteristics of highly efficient fan prototypes and at the same time to choose the configuration which meets technical requirements most completely. The criteria of specific speed and overall dimensions are properly elaborated and used when designing and calculating radial and axial fans, but not suitable for the transverse fans, because in their flowing part the air flow is not three-dimensional but two-dimensional, and consequently there is an additional independent parameter in calculation, namely the usable width. Based on the main correlations of transverse fans' parameters (the propeller diameter and its rotation frequency, the usable width of flowing part) and moving air density, dimensionless and dimensional criteria of specific speed and overall dimensions for these air flow generators are derived. On the basis of theoretical and experimental studies, the cause-and-effect laws allowing to determine the criteria of specific speed and overall dimensions for transverse fans are revealed. Graphical interpretation of rational values areas of these criteria is shown, and calculations are performed. According to the known values of criteria of specific speed and overall dimensions, the examples of calculations for transverse fans using the dimensionless aerodynamic configurations and characteristics of highly efficient fan prototypes are given. The calculations are supplied with graphical interpretation.

Keywords: transverse fan; radial fan; axial fan; productivity; pressure; coefficient of efficiency; consumed power; dimensionless coefficient; diameter; flowing part width; rotation frequency; specific speed; overall dimensions; aerodynamic configuration; aerodynamic characteristic; designing; calculation; selection.

Введение

В настоящее время в связи с отсутствием надежного прямого метода расчета вентиляторов, в т.ч. диаметральных, применяется косвенный метод, в котором используются результаты проведенных ранее теоретических и экспериментальных исследований вентиляторов соответствующих типов, а также расчет на основе новых модельных испытаний. Однако данный метод не дает высоких результатов, а иногда приводит к большим затратам труда и средств.

При расчете, проектировании, конструкционном исполнении и выборе вентиляторов применяются методы подобия и анализа размерностей. При этом расчет выполняется на основе выбранной аэродинамической схемы и характеристики высокоэффективного вентилятора, принятого за прототип. Наряду с данным методом взаимосвязь основных параметров, характеризующих работу вентиляторов и лопаточных насосов, определяется с помощью безразмерных и размерных критериев — быстроходности и габаритности. Данный метод расчета

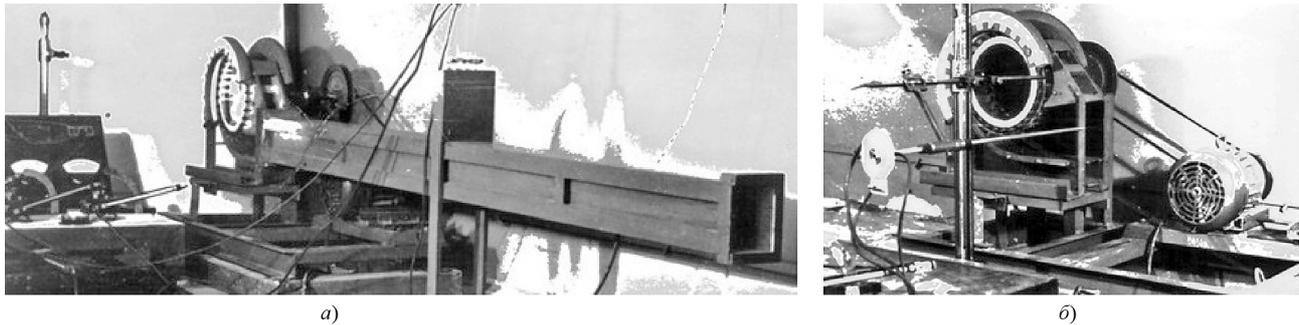


Рис. 1. Лабораторные установки при испытаниях диаметральных вентиляторов:

a — при снятии аэродинамической характеристики; *б* — при определении поля давлений и скорости воздуха на выходе из вентилятора

позволяет оперативно и более полно проанализировать достаточно большое количество схем и аэродинамических характеристик вентиляторов-прототипов, в т.ч. и других типов, и выбрать тот из них, который наиболее полно отвечает параметрам технического задания и многообразию специфических требований, предъявляемых к проектируемому вентилятору.

Цель исследования

Цель исследования заключается в выводе уравнений, определяющих критерии быстроходности и габаритности для диаметральных вентиляторов, а также в обосновании возможности применения данных критериев при расчете и сравнении этих вентиляторов с радиальными и осевыми вентиляторами общего назначения. Такое сравнение позволит обоснованно выбирать тип вентиляторов, в т.ч. диаметральных, с учетом предъявляемых техническим заданием требований.

Материалы и методы

На основании уравнений пересчета параметров воздушного потока для диаметральных вентиляторов выведены уравнения, определяющие безразмерные и размерные критерии быстроходности и габаритности. Чтобы иметь возможность сравнить значения этих критериев с критериями радиальных и осевых вентиляторов, для которых они традиционно представляются в технической системе единиц (изменение силы — в кгс, плотности — в кгс/м³), для диаметральных вентиляторов наряду с системой СИ критерии выведены и в технической системе единиц.

Приведенные аэродинамические схемы и характеристики высокоэффективных диаметральных вентиляторов, которые использованы в качестве прототипов при расчетах, получены при экспериментальных исследованиях. Лабораторные испытания вентиляторов (рис. 1) проведены на нагнетание — с трубкой, установленной за вентилятором, а также при свободном выходе потока воздуха [1]. Режим работы вентиляторов изменялся при помощи сменных сетчатых диафрагм с различными живыми сечениями, которые устанавливались в выходном сечении трубы. При этом применялись пневмометрические насадки ЦАГИ, цилиндрический зонд и дифференциальные спиртовые манометры ММН. Показания микроманометров приводились к нормальным ат-

мосферным условиям состояния воздуха. Потребляемая вентилятором мощность измерялась балансирующим станком и электрическим способом, частота вращения колеса — тахометром.

Результаты и их обсуждение

Для радиальных вентиляторов критерии быстроходности и габаритности рассмотрены в работе [2], для осевых — в работе [3]. При сохранении подобия по числу Рейнольдса подобие течения (потока) в геометрически подобных отмеченных вентиляторах имеет место при равных значениях коэффициента производительности:

$$\varphi' = Q/(Fu),$$

где $F = \pi D^2/4$ — характерная площадь; u — окружная скорость лопаток колеса на его наружном диаметре D .

Однако формулы, определяющие данные критерии для радиальных и осевых вентиляторов, для диаметральных неприменимы, что объясняется особенностями течения воздуха в проточной части сравниваемых вентиляторов [1, 4–6]. Так, в радиальном вентиляторе имеет место трехмерное пространственное течение с поворотом на 90°, в осевом — течение, закрученное в направлении вращения колеса (колес). В проточной части диаметральных вентиляторов в отличие от радиальных и осевых создается плоскопараллельный поток воздуха в плоскостях, перпендикулярных оси вращения колеса, а коэффициенты производительности φ' и потребляемой мощности λ' определяются по формулам:

$$\varphi' = Q/(Fu) = Q/(BDu);$$

$$\lambda' = \varphi' \Psi / \eta = P_v Q / (D^4 B n^3 \rho),$$

где F, B — характерная площадь и полезная ширина проточной части вентилятора; η — КПД вентилятора [1].

Следует отметить, что коэффициент давления $\Psi = 0,5 P_v / (\rho u^2)$, где ρ — плотность воздуха, для сравниваемых вентиляторов одинаков. Кроме того, в отличие от радиальных и осевых вентиляторов в диаметральных ширина представляет собой свободный параметр, т.е. она при одних и тех же размерах, одной и той же аэродинамической схеме может иметь различную величину, что дает возможность обеспечивать широкий диапазон производительности группой типоразмеров вентиляторов, имеющих одинаковый диаметр и отличающихся лишь размером в осевом направлении.

Для диаметральных вентиляторов уравнения пересчета параметров потока воздуха, потребляемой мощности и КПД имеют вид [1, 7]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{D_1^2 B_1 n_1}{D_2^2 B_2 n_2}, \\ \frac{P_{v_1}}{P_{v_2}} &= \frac{D_1^2 n_1^2 \rho_1}{D_2^2 n_2^2 \rho}, \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 \frac{B_1}{B_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \frac{\rho_1}{\rho_2}, \\ \eta_i &= \eta, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где параметры с индексом 1 относятся к модели или вентилятору, принятому за прототип, а параметры с индексом 2 — к проектируемому вентилятору.

Следовательно, в диаметральных вентиляторах с увеличением ширины при постоянстве остальных линейных размеров производительность и потребляемая мощность возрастают пропорционально увеличению ширины, а давление и КПД остаются постоянными.

Если из двух первых уравнений (1) исключить отношение диаметров, то получим:

$$n_1 Q_1 (P_{v_1}/\rho_1)^{-1}/B_1 = n_2 Q_2 (P_{v_2}/\rho_2)^{-1}/B_2, \quad (2)$$

а если из этих же уравнений исключить отношение частот вращения, получим:

$$D_1 Q_1^{-1} (P_{v_1}/\rho_1)^{1/2} B_1 = D_2 Q_2^{-1} (P_{v_2}/\rho_2)^{1/2} B_2. \quad (3)$$

Введя обозначения

$$n_{уд} = nQ(P_v/\rho)^{-1}/B; \quad D_{уд} = DQ^{-1}(P_v/\rho)^{1/2}B, \quad (4)$$

получаем уравнения для определения безразмерных удельной быстроходности $n_{уд}$ и удельной габаритности $D_{уд}$.

Согласно формулам (2) и (3), безразмерные параметры $n_{уд}$ и $D_{уд}$ наряду с безразмерными коэффициентами φ' и Ψ характеризуют аэродинамические свойства диаметрального вентилятора и не зависят от его габаритных размеров, частоты вращения и плотности перемещаемой среды. Из формул (4) следует, что удельная частота вращения численно определяет частоту вращения колеса, а удельная габаритность — диаметр вентилятора, который, имея производительность $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, создает полное давление P_v , численно равное плотности ρ перемещаемой среды.

В отечественной и зарубежной литературе для радиальных и осевых вентиляторов чаще всего применяются размерные величины быстроходности и габаритности, которые для диаметрального вентилятора определяются по выведенным автором формулам:

$$n_y = nQ P_V^{-1}/B; \quad D_y = DQ^{-1} P_V^{1/2} B. \quad (5)$$

В этих формулах диаметр и ширина выражены в м; производительность — в $\text{м}^3/\text{с}$; полное давление, приведенное к стандартным условиям состояния воздуха, когда его плотность $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, — в Па. Быстроходность n_y имеет размерность $\text{кг}^{-1} \cdot \text{м}^3 (\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2})$; габаритность D_y — $\text{кг}^{1/2} \cdot \text{м}^{-3/2} (\text{Па}^{1/2} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с})$.

Связь безразмерных параметров $n_{уд}$ и $D_{уд}$ с размерными выражается закономерностями:

$$n_y = n_{уд} \rho^{-1}; \quad D_y = D_{уд} \rho^{1/2}.$$

Физический смысл уравнений (5) заключается в том, что быстроходность n_y и габаритность D_y характеризуют аэродинамические свойства диаметрального вентилятора. Эти размерные параметры численно равны соответственно частоте вращения n и диаметру D колеса вентилятора, при которых обеспечиваются производительность $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и полное давление $P_V = 1 \text{ Па}$.

Для радиальных и осевых вентиляторов быстроходность и габаритность в системе СИ определяются по формулам:

$$n_y = nQ^{1/2} P_V^{-3/4}; \quad D_y = DQ^{-1/2} P_V^{1/4},$$

при этом быстроходность n_y имеет размерность $\text{кг}^{-3/4} \cdot \text{м}^{3/2} (\text{Па}^{-3/4} \cdot \text{м}^{3/2} \cdot \text{с}^{-3/2})$, а габаритность D_y — $\text{кг}^{1/4} \cdot \text{м}^{-3/4} (\text{Па}^{1/4} \cdot \text{м}^{-1/2} \cdot \text{с}^{1/2})$.

При определении в системе СИ быстроходности и габаритности диаметральных вентиляторов с помощью безразмерных коэффициентов давления Ψ и производительности φ' необходимо в формулах (5) размерные величины этих параметров заменить безразмерными и принять плотность воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, при этом имеем:

$$n_y = 32\varphi' \Psi^{-1}; \quad D_y = 0,78(\varphi')^{-1} \Psi^{1/2}. \quad (6)$$

Для радиальных и осевых вентиляторов эти формулы в системе СИ имеют вид [2, 3]:

$$n_y = 24,8\varphi^{1/2} \Psi^{-3/4}; \quad D_y = 0,99\varphi^{-1/2} \Psi^{1/4}.$$

При определении быстроходности и габаритности диаметральных вентиляторов в технической системе единиц, где сила имеет размерность кгс, масса — $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$, давление — $\text{кгс}/\text{м}^2$, плотность — $0,122 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$, а мощность — $\text{кгс} \cdot \text{м}/\text{с}$, формулы имеют вид:

$$n_y = 314\varphi' \Psi^{-1}; \quad D_y = 0,25\Psi^{1/2}/\varphi'. \quad (7)$$

Для радиальных и осевых вентиляторов в технической системе единиц быстроходность и габаритность с помощью безразмерных коэффициентов производительности и давления определяются по формулам:

$$n_y = 138\varphi^{1/2} \Psi^{-3/4}; \quad D_y = 0,56\varphi^{-1/2} \Psi^{1/4}. \quad (8)$$

Следовательно, для диаметральных вентиляторов величина быстроходности, выраженная в технической системе единиц, численно больше в 9,81 раза быстроходности, определяемой в единицах системы СИ, а габаритность при этих же условиях сравнения — меньше в 3,2 раза. Необходимость приведения данных по габаритности и быстроходности диаметральных вентиляторов в технической системе единиц обусловлена тем, что в этом случае формулы (7) позволяют получать значения быстроходности и габаритности при прочих равных условиях и частоте вращения n , выраженной в мин^{-1} , которую они имеют в старых и новых литературных источниках [2—4]. Это дает возможность сравнивать диаметральные вентиляторы с радиальными и осевыми по быстроходности и габаритности.

Критерии n_y и D_y в каждой точке аэродинамической характеристики вентилятора имеют свое значение, при-

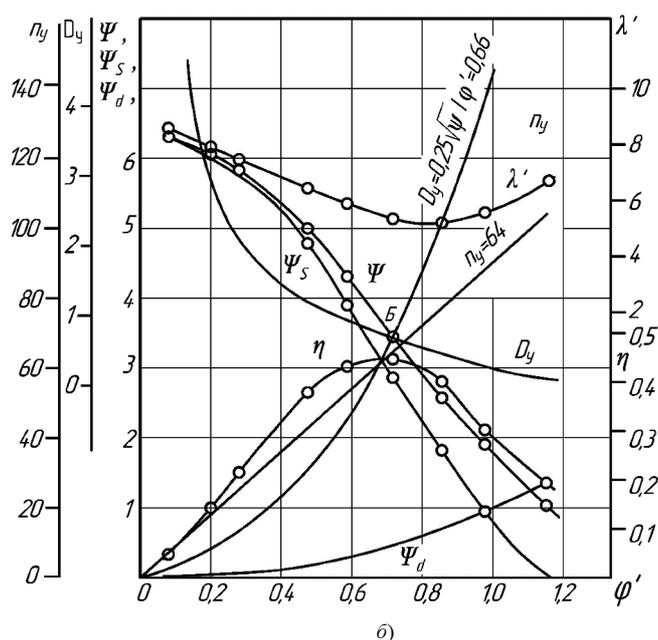
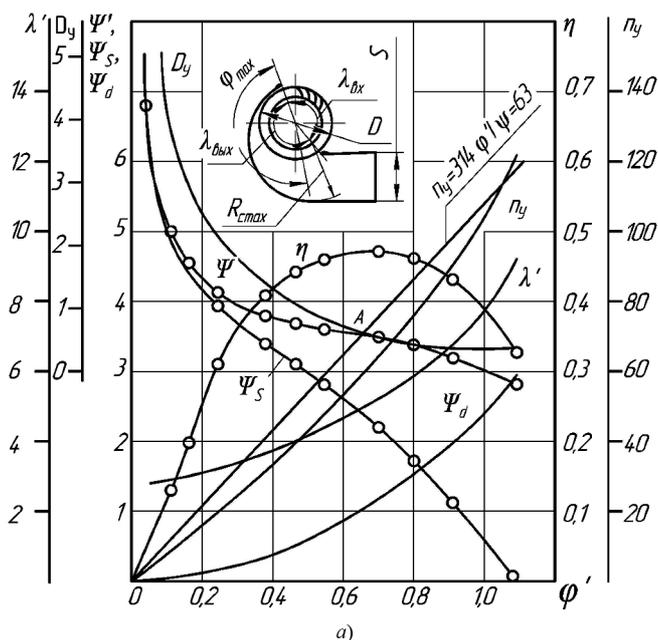


Рис. 2. Выбор диаметра вентилятора по критериям быстроходности (а) и габаритности (б)

чем с увеличением производительности величина n_y изменяется от нуля при $Q = 0$ до бесконечности при $P_V = 0$, а значение D_y — от бесконечности до нуля. Поскольку вентилятор принято использовать на режимах, соответствующих диапазону рабочего участка характеристики, то каждому типу вентилятора присуща некоторая рабочая область значений быстроходности и габаритности. Характерными значениями принято считать быстроходность и габаритность при номинальном режиме работы вентилятора (при η_{\max}). Данные величины параметров характеризуют тип вентилятора, и они очень удобны для сравнения вентиляторов даже различных конструктивных исполнений.

При расчете и выборе вентиляторов с помощью быстроходности и габаритности кроме потребных значений производительности и давления предварительно необходимо учитывать такие дополнительные требования, как работа в области максимально возможного КПД; функционирование с уровнем шума, не превышающим значения, обусловленного санитарно-гигиеническими нормами; возможность установки в стесненных условиях; создание широкого плоскопараллельного потока воздуха (например в широкой пневмосистеме высокопроизводительных зерноочистительных машин) и др.

Применяя безразмерные коэффициенты φ' и Ψ и размерные критерии n_y и D_y из уравнений (5), можно установить связь между размерными величинами производительности и давления вентилятора данного типа при постоянных значениях диаметра D и частоты вращения n рабочего колеса. Для этого из формул, определяющих коэффициенты φ' и Ψ , поочередно исключим величины n и D и, приняв $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, получим:

$$P_V = [0,6\Psi(\varphi')^{-2}D^{-2}B^{-2}]Q^2;$$

$$P_V = [1,88\Psi(\varphi')^{-1}nB^{-1}]Q.$$

Данные соотношения можно использовать при построении диаграмм для выбора размеров и частоты вра-

щения колеса диаметра вентилятора, обеспечивающего заданные параметры.

Если заданы производительность Q , давление P_V , частота вращения n и ширина вентилятора B , то по первой из формул (5) определяем быстроходность n_y . С использованием ее величины по формуле $\Psi = 314\varphi'/n_y$ строим прямолинейную закономерность в поле характеристики (или характеристик) выбранного в качестве прототипа вентилятора, у которого быстроходность, соответствующая максимальному КПД η_{\max} или расположенная вблизи него, равна быстроходности проектируемого вентилятора. Точка А (рис. 2, а), определяющая режим работы вентилятора, должна одновременно принадлежать проведенной прямой и его характеристике. Определив такую точку, по одной из формул, следующих из выражений $\varphi' = Q/(\pi D^2 B n)$ или $\Psi = P_V/(2\pi^2 \rho D^2 n^2)$, находим диаметр колеса вентилятора:

$$D = 0,56\sqrt{Q/(\varphi' B n)} \text{ или } D = 0,41\sqrt{P_V/\Psi}/n. \quad (9)$$

Значения D , найденные по этим формулам, должны совпадать.

После определения безразмерной характеристики рассчитываемого вентилятора, представленной в координатах φ' , Ψ и λ' , ее пересчитывают в размерную для данных D , B , n и ρ проектируемого вентилятора по формулам, приведенным в работах [1, 7].

Допустим, заданы $Q = 7,1 \text{ м}^3/\text{с}$; $P_V = 1560 \text{ Па}$; $n = 960 \text{ мин}^{-1}$; $B = 0,7 \text{ м}$. Требуется определить диаметр колеса вентилятора, выбрать аэродинамическую схему и найти потребляемую мощность и окружную скорость колеса. Вначале находим значение быстроходности $n_y = 63$. Применяя первую из формул (6), определяем зависимость $\Psi = f(\varphi')$ — в данном случае это прямая линия $n_y = 63$ — и наносим ее в поле характеристики "давление — производительность" выбранного вентилятора, имеющего в области максимального КПД: $n_y = 314\varphi'/\Psi = 60$; $D_y = 0,25\sqrt{\Psi}/\varphi' = 0,71$; $\eta_{\max} = 0,47$.

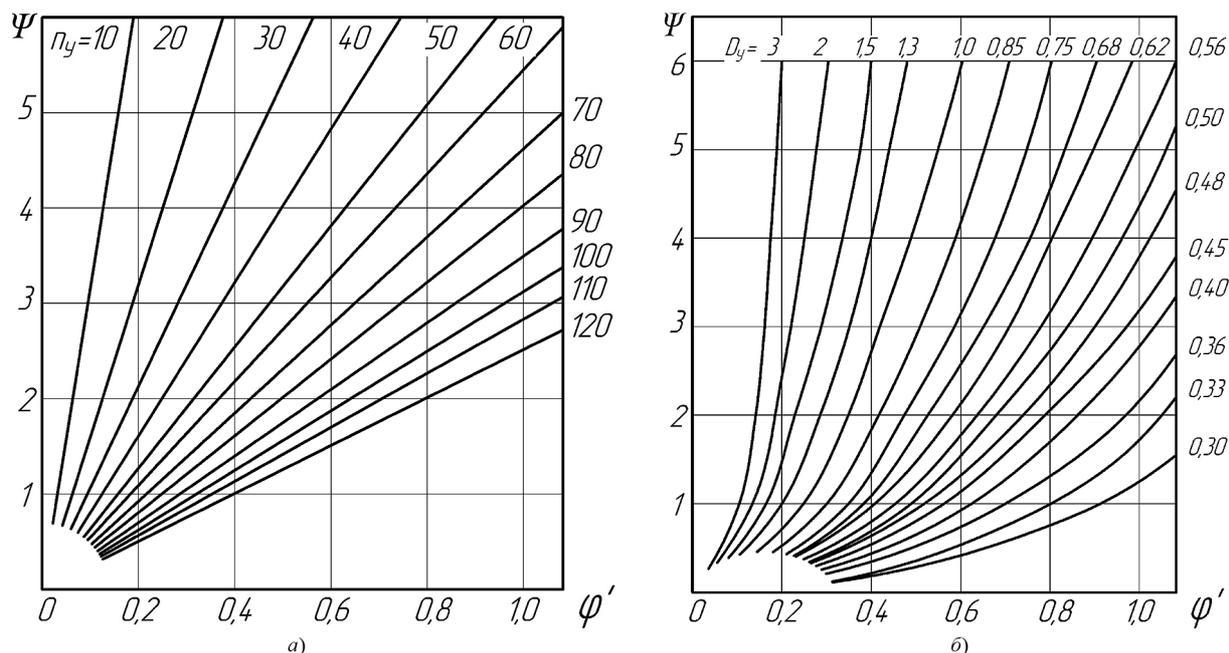


Рис. 3. Прямолинейные зависимости равных значений критерия быстроходности n_y (а) и криволинейные — критерия габаритности D_y (б)

Это диаметральный вентилятор со спиральным корпусом, очерченным по логарифмической спирали ($\varphi_{\max} = 230^\circ$; $R_{\max} = 450$ мм) [1, 8]. Колесо имеет 16 лопаток и диаметр 300 мм. Ширина проточной части $B = 1200$ мм, высота выходного канала $S = 215$ мм, угол входа воздуха в колесо $\lambda_{\text{вх}} = 145^\circ$, угол входа воздуха в корпус $\lambda_{\text{вых}} = 215^\circ$.

По формулам (9) находим, что $D = 0,55$ м. Окружная скорость u лопаток колеса составляет 27,6 м/с, а номинальная потребляемая мощность на привод проектируемого вентилятора $N = 0,0186\varphi' \Psi D^4 B n^3 = 23,6$ кВт, при этом коэффициент давления $\lambda' = \varphi' \Psi / \eta = 4,9$.

Габаритность устанавливает непосредственную связь между производительностью Q и давлением P_V , диаметром D колеса и шириной B проточной части диаметрального вентилятора. Вначале по второй из формул (5) определяем габаритность D_y , исходя из заданных параметров, а затем по формуле

$$\Psi = D_y^2 (\varphi')^2 / 0,61 \quad (10)$$

рассчитываем параболу. После этого по габаритности выбираем вентилятор, который при номинальном или близком к нему режиме имеет ту же величину габаритности, которая вычислена по исходным данным. Затем на характеристику вентилятора накладываем параболу. Точка ее пересечения с характеристикой определяет режим работы проектируемого вентилятора.

Исходя из формулы, определяющей коэффициент давления или производительность при данном режиме работы, вычисляем частоту вращения рабочего колеса:

$$n = 0,32 Q / (\varphi' D^2 B) \text{ или } n = 0,41 \sqrt{P_V / \Psi} / D. \quad (11)$$

После этого находим все остальные требуемые параметры.

Например, заданы $Q = 13\,700$ м³/ч; $P_V = 1150$ Па; $D = 0,42$ м; $B = 0,52$ м. По второй из формул (8)

находим габаритность проектируемого вентилятора $D_y = 0,65$. В качестве его прототипа выбираем вентилятор, аэродинамическая характеристика которого приведена на рис. 2, б. Этот вентилятор имеет спиральный корпус, делительная стенка которого снабжена жалюзи [8], диаметр колеса $D = 0,6$ м, полезную ширину $B = 0,4$ м, максимальный КПД $\eta_{\max} = 0,46$. Номинальные коэффициенты воздушного потока $\varphi' = 0,7$; $\Psi = 3,5$; габаритность $D_y = 0,67$.

По второй из формул (7) получаем уравнение квадратичной параболы $\Psi = 7,18(\varphi')^2$ и наносим ее на аэродинамическую характеристику вентилятора-прототипа. Получаем точку B пересечения параболы с его кривой $\Psi = f(\varphi')$. Данная точка имеет координаты $\varphi' = 0,71$; $\Psi = 3,4$. С их помощью по одной из формул, следующих из выражений для определения φ' или Ψ , находим частоту вращения проектируемого вентилятора $n = 2,47 \sqrt{P_V / \Psi} / D = 1080$ мин⁻¹, или $n = 19,1 Q / [(\varphi') D^2 B] = 1080$ мин⁻¹.

Окружная скорость лопаток колеса на наружном диаметре $u = 23,7$ м/с, что следует считать приемлемым. Потребляемая мощность вентилятора $N = 9,5$ кВт, коэффициент потребляемой мощности $\lambda' = 5,2$.

При определении частоты вращения проектируемого вентилятора целесообразно стремиться к тому, чтобы его привод осуществлялся непосредственно от электродвигателя, т. е. следует выбирать ближайшую к полученной синхронную частоту вращения.

Процесс выбора вентилятора можно существенно упростить, если воспользоваться графическими закономерностями. На рис. 3 в координатах φ' и Ψ приведены прямолинейные и параболические закономерности равных значений соответственно быстроходностей и габаритностей, охватывающих практически все представляющие интерес области их величин.

Наряду с рассмотренными способами расчета и выбора диаметального вентилятора возможен такой вариант, когда ограничена мощность, расходуемая на привод вентилятора, заданы его ширина и производительность (или давление), и необходимо подобрать вентилятор с максимальным давлением (или производительностью). Поскольку $N\eta = QP_V$, то решение поставленной задачи сводится к выбору вентилятора с максимальным или близким к нему КПД при заданной ширине и приемлемом диаметре (или частоте вращения) или при всех трех заданных значениях. При выборе вентилятора с максимальным давлением (или производительностью) во все применяемые при расчете выражения подставляется величина $P_V = N\eta/Q$ (или $Q = N\eta/P_V$).

Если при номинальном режиме работы несколько вентиляторов имеют в области рабочего участка характеристики "давление — производительность" значения быстроходности и габаритности, близкие к этим параметрам по заданию, то расчеты необходимо проводить, используя данные всех вентиляторов. Затем сравнивают полученные расчетные данные — габаритные размеры, мощность на приводном валу, окружную скорость, кривые регулирования, диапазон устойчивой работы для всех вентиляторов — и выбирают те, которые в большей мере удовлетворяют требованиям технического задания.

В случае, когда задано не полное давление P_V вентилятора, а его статическое давление P_{SV} , коэффициенты быстроходности и габаритности определяются по P_{SV} , и при выборе используется характеристика вентилятора-прототипа по статическому давлению Ψ_S .

Если же задано давление P'_V вентилятора с входным и (или) выходным элементами, и имеются типовые безразмерные характеристики с такими же входным и (или) выходным элементами, то при выборе применяют значения n_y и D_y , вычисленные по величине P'_V . При отсутствии типовых аэродинамических характеристик целесообразно по заданной компоновке вентиляторной установки сравнить суммарный коэффициент потерь давления в элементах, соединяющих вентилятор с сетью (системой), и построить расчетные безразмерные характеристики вентилятора с этими элементами, а коэффициенты давления и КПД определить по формулам [1, 3, 4]:

$$\Psi' = \Psi - \xi\Psi_d; \quad \eta = \Psi'\varphi'/\lambda',$$

где Ψ , Ψ_d , λ' , φ' — коэффициенты, принимаемые с характеристики вентиляторной установки, аэродинамическая схема которой принята за прототип.

В работе [2] отмечено, что характеристика вентилятора может быть построена не только в параметрах Q и P_V или φ' и Ψ , но и в параметрах n_y и D_y . Это удобно в том случае, когда заданы производительность, давление и ширина, а определяются как частота вращения, так и диаметр рабочего колеса.

Для определения математической зависимости между параметрами n_y и D_y необходимо совместно решить уравнения (8) методом исключения φ' , при этом имеем:

$$\varphi' = n_y\Psi/314; \quad \varphi' = 0,25\sqrt{\Psi}/D_y,$$

следовательно,

$$n_y = 78,5/(D_y\sqrt{\Psi}). \quad (12)$$

Данное уравнение определяет зависимость $D_y = f(n_y)$ для любого вентилятора по его характеристике $\Psi = f(\varphi')$, полученной экспериментально. Задавая значения Ψ , можно найти семейство кривых $D_y = f(n_y)$, с помощью которых построить номограмму для определения наиболее рационального типа вентилятора. Однако такой метод построения аэродинамической характеристики в координатах n_y и D_y для диаметальных вентиляторов более сложен, чем для радиальных и осевых, поскольку в расчеты вводится дополнительный параметр — ширина B проточной части.

В заключение следует отметить, что различают вентиляторы общего назначения большой ($n_y > 60$), средней ($n_y = 30..60$) и малой ($n_y < 30$) быстроходности. Согласно имеющимся в литературных источниках аэродинамическим характеристикам, диаметральным вентиляторам свойственна быстроходность приблизительно $35 < n_y < 80$. Если критерий $n_y > 110$, то предпочтение следует отдавать осевым вентиляторам, если же $n_y < 100$, — радиальным и диаметральным. Однако преимущество диаметральных вентиляторов заключается в том, что они существенно превосходят радиальные и осевые по величине коэффициентов производительности и давления [1, 3].

Выводы

1. При расчете, конструкционном исполнении и выборе вентиляторов наряду с теорией подобия и анализом размерностей применяются критерии быстроходности и габаритности, позволяющие оперативно рассмотреть большое количество аэродинамических схем и характеристик высокоэффективных вентиляторов-прототипов и выбрать схему, наиболее полно отвечающую требованиям технического задания.

2. Критерии быстроходности и габаритности, достаточно полно разработанные и применяемые при расчете и проектировании радиальных и осевых вентиляторов, для диаметральных неприемлемы, поскольку ими создается двухмерный поток воздуха в проточной части, вследствие чего при расчете имеет место дополнительный независимый параметр — полезная ширина.

3. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили выявить причинно-следственные закономерности, с помощью которых можно определять значения критериев быстроходности и габаритности, необходимые для расчета, проектирования и выбора диаметральных вентиляторов.

Литература и источники

1. **Сычугов Н. П.** Вентиляторы. Киров: Старая Вятка, 2015. 394 с.
2. **Центробежные вентиляторы** / Под ред. Т. С. Соломоновой. М.: Машиностроение, 1975. 416 с.
3. **Брусилковский И. В.** Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
4. **Коровкин А. Г., Матковский К. А., Феофилактов А. Н.** Диаметральные вентиляторы ЦАГИ для электрокалориферных агрегатов сельскохозяйственного назначения // В сб.: Некоторые вопросы аэродинамики сельскохозяйственных машин. Вып. 2430. М.: Изд. отдел ЦАГИ, 1988. С. 35—41.
5. **Laakso H.** Querstromventilatoren mit Druckwerten $\Psi > 4$ // Heizung, Lüftung, Haustechnik. 1957, no. 12, pp. 324—325.

6. Murata S., Nishihara K. An experimental study of cross flow fan (1st report. Effects of housing geometry on the fan performance) // *Bulletin of the JSME*. 1976, vol. 19, no. 129, pp. 314–321.

7. Сычугов Н. П. О моделировании при проектировании диаметральных вентиляторов // *Тракторы и сельхозмашины*. 1972, № 1. С. 23–25.

8. Сычугов Н. П. Аэродинамические схемы, характеристики и применение диаметральных вентиляторов // *Тракторы и сельхозмашины*. 2015, № 3. С. 27–33.

References

1. Sychugov N. P. *Ventilyatory* [Fans]. Kirov, Staraya Vyatka Publ., 2015, 394 p.

2. *Tsentrobezhnye ventilyatory* [Centrifugal fans]. Under the editorship of T. S. Solomakhova. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975, 416 p.

3. Brusilovskiy I. V. *Aerodinamika osevykh ventilyatorov* [Aerodynamics of axial fans]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984, 240 p.

4. Korovkin A. G., Matkovskiy K. A., Feofilaktov A. N. Central Aerohydrodynamic Institute (TSAGI) transverse fans for electric air heating units in agriculture. *Nekotorye voprosy aerodinamiki sel'skokhozyaystvennykh mashin* [Some problems of aerodynamics of agricultural machines]. Issue 2430. Moscow, Publication department of Central Aerohydrodynamic Institute, 1988, pp. 35–41.

5. Laasko H. Querstromventilatoren mit Druckwerten $\psi > 4$. *Heizung, Lüftung, Haustechnik*. 1957, no. 12, pp. 324–325 (in German).

6. Murata S., Nishihara K. An experimental study of cross flow fan (1st report. Effects of housing geometry on the fan performance). *Bulletin of the JSME*. 1976, vol. 19, no. 129, pp. 314–321.

7. Sychugov N. P. Modeling when designing the transverse fans. *Traktory i sel'khomashiny*. 1972, no. 1, pp. 23–25 (in Russ.).

8. Sychugov N. P. Aerodynamic configurations, parameters and application of transverse fans. *Traktory i sel'khomashiny*. 2015, no. 3, pp. 27–33 (in Russ.).