

Влияние числа Рейнольдса на аэродинамическую характеристику диаметральных вентиляторов

Д-р техн. наук Н. П. СЫЧУГОВ (Вятская ГСХА, info@vgsha.info)

Аннотация. Приведены данные о зависимости числа (критерия) Рейнольдса от параметров состояния воздуха и скорости воздушного потока. Представлены результаты исследований влияния числа Рейнольдса на аэродинамическую характеристику геометрически подобных вентиляторов в доавтомоделльной области данного критерия.

Ключевые слова: диаметральный вентилятор, число Рейнольдса, аэродинамическая характеристика, теория подобия и размерностей, давление потока воздуха, производительность, КПД, потребляемая мощность.

Reynolds number effect on the aerodynamic characteristic of transverse fans

N. P. SYCHUGOV (Vyatka State Agricultural Academy, info@vgsha.info)

Summary. Data on the dependence of Reynolds number (criterion) on air condition parameters and air flow speed are given. The results of study of Reynolds number effect on aerodynamic characteristic of geometrically similar fans in pre-self-similar area of this criterion are presented.

Keywords: transverse fan, Reynolds number, aerodynamic characteristic, theory of similarity and dimensions, air flow pressure, capacity, coefficient of efficiency, consumed power.

При проектировании, а в последующем и при конструкционном исполнении и выборе вентиляторов с целью экономии затрат труда и средств применяются закономерности методов подобия и анализа размерностей [1–4].

Одно из главных условий подобия — геометрическое. К геометрически подобным относятся вентиляторы од-

ного типа, выполненные по одной и той же аэродинамической схеме, имеющие различные размеры, но одинаковое соотношение всех соответствующих линейных размеров (в т.ч. толщины лопаток, дисков колес, величины радиальных зазоров между лопатками колеса и корпуса, шероховатости его стенок и деталей колеса и др.).

Соблюсти полное геометрическое подобие вентиляторов одного типоразмера, как правило, не удастся, поскольку технологии изготовления разных номеров вентиляторов на различных заводах неодинаковы. Особенно сложно изготовление малогабаритных вентиляторов с диаметрами рабочих колес $D < 0,2$ м, геометрически подобных прототипу-вентилятору с диаметром колеса $D \geq 0,5$ м. В таких случаях обеспечивается частичное геометрическое подобие. В дополнение к геометрическому подобию должно соблюдаться механическое, к которому относятся кинематическое и динамическое подобия.

Кинематическое подобие имеет место при подобию линий тока и пропорциональности сходственных скоростей. Следовательно, условия кинематического подобия требуют, чтобы треугольники скоростей в сходственных точках геометрически подобных вентиляторов были подобными.

Для диаметральных вентиляторов это осуществимо при одинаковом коэффициенте производительности [3, 5–7]:

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

где $F = DB$ — характерная площадь колеса; B — ширина проточной части; u — окружная скорость лопаток колеса на диаметре D .

Динамическое подобие обеспечивается при выполнении геометрического и кинематического подобий и сохранении масштаба сил для всех сходственных точек движения воздуха в поточной части. В аэродинамике малых скоростей для достижения динамического подобия определяющее значение имеет сопротивление движению воздуха, т. е. силы трения [2, 8, 9]. При этом в элементах проточной части вентиляторов при определенной аэродинамической схеме режим течения воздуха, т. е. закономерность распределения скоростей и давлений, а следовательно, и аэродинамическая характеристика в отдельности не определяется ни размером сечения, ни скоростью течения, ни физическими свойствами протекающей среды, а представляет собой функцию безразмерного комплекса этих факторов — числа Рейнольдса:

$$Re = Du/\nu,$$

где ν — кинематическая вязкость воздуха.

Для вентиляторов для данного комплекса факторов обычно характерны наружный диаметр D колеса и окружная скорость u его лопаток. Это число достаточно полно отражает картину течения в диаметральных вентиляторах и может быть применено для анализа полученных результатов. При этом при движении воздуха в вентиляторах число Рейнольдса определяет, в какой мере проявляется влияние вязкости воздуха на их характеристику и прежде всего на потери давления, а следовательно, на создаваемое давление, КПД и потребляемую мощность.

Для движения воздуха в проточной части технических устройств существует критическое значение числа Рейнольдса $Re_{кр}$, при котором происходит переход ламинарного течения в турбулентное. Так, для воздуховодов круглого сечения нижний предел $Re_{кр}$ равен примерно 2300 (конец ламинарного течения), а верхний предел существенно определяется условиями входа воздуха в воздуховод, состоянием его внутренней поверх-

ности и другими причинами. При течении воздуха в каналах, обтекании им различных тел и в проточной части различных аппаратов с увеличением числа Рейнольдса потери давления уменьшаются. Для каждого конкретного случая существует некоторый диапазон критического числа Рейнольдса, при дальнейшем увеличении которого характер обтекания не изменяется и потери давления не убывают. При этом для геометрически подобной модели какого-либо участка аппарата полученное поле скоростей будет таким же, как для участка натурального аппарата при равенстве чисел Рейнольдса. Такие режимы обтекания по числу Рейнольдса называют автомодельными.

Для выполнения динамического подобия течения воздуха в проточной части вентиляторов наряду с соблюдением равенства чисел Рейнольдса в сходственных точках необходимо соблюдение отношений давлений и плотностей. Это условие для идеальных газов при изэнтропическом процессе сжатия (без притока тепла при постоянной энтропии во всей среде) достигается при постоянном значении k адиабаты и числа Маха [1, 2, 9]:

$$M = c/a,$$

где c — характерная скорость воздуха в поточной части аппарата; $a = \sqrt{kP_a/\rho}$ — скорость звука; P_a — абсолютное давление; ρ — плотность воздуха.

Показатель k адиабаты определяется отношением удельной теплоемкости воздуха при постоянном давлении c_p к этому параметру при постоянной плотности c_v , т. е. $k = c_p/c_v$. Для двухатомных газов, к которым относятся воздух, $k = 1,4$, следовательно, данный критерий можно считать несущественным [2].

Число M характеризует относительное изменение плотности, приходящейся на единицу относительного изменения скорости, т. е. сжимаемость перемещаемой среды. При установившемся движении среды с достаточно малыми скоростями изменением плотности можно пренебречь. Так, при нормальных условиях состояния воздуха (скорость звука $a = 340$ м/с и $\rho = 1,2$ кг/м³) ошибка при определении давления без учета сжимаемости перемещаемой среды не превышает 1 %. При скоростях воздуха, близких к 100 м/с, отмеченная ошибка составляет 4 %. Поэтому при скоростях движения более 50 м/с и создаваемом полном давлении, превышающем 2 % полного давления перед вентилятором, при вычислении аэродинамических параметров (испытании или пересчете характеристик вентиляторов) необходимо вводить поправки, учитывающие сжимаемость перемещаемой среды. Поскольку в вентиляторах практически всегда $M < 0,5$, то можно считать, что в их поточной части соблюдается автомодельность течения по числу M .

Для оценки аэродинамических качеств диаметральных вентиляторов применяются безразмерные аэродинамические характеристики высокоэффективных вентиляторов или моделей, которые, в отличие от размерных, отражают свойства всей серии вентиляторов данного типа вне зависимости от диаметра и частоты вращения колеса, полезной ширины проточной части и плотности перемещаемого воздуха. Для построения аэродинамических характеристик применяются безразмерные коэффициенты, которые при работе вентиляторов в одном и том же режиме представляют собой постоянные величины. Согласно ГОСТ 10616—90, значения коэффициентов полного давления Ψ , производительности ϕ' , по-

лезного действия η и потребляемой мощности диаметральных вентиляторов, выведенных из закономерностей теории подобия и размерностей, определяются по формулам [3, 5, 6]:

$$\begin{aligned}\Psi &= 2P_v/(\rho u^2); \\ \varphi' &= Q/(DBu); \\ \lambda' &= 2P_v Q/(\rho u^3 DB\eta); \\ \eta &= \varphi' \Psi / \lambda'.\end{aligned}$$

При заданных значениях диаметра D , м, ширины B , м, и частоты вращения n , мин^{-1} , колеса проектируемого вентилятора и плотности ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$, перемещаемого воздуха безразмерная характеристика вентилятора-прототипа, или модели, определяемая коэффициентами производительности φ' , давления Ψ , полезного действия η и потребляемой мощности λ' , пересчитывается в размерную по формулам:

$$\begin{aligned}Q &= \varphi' DBu = 188\varphi' D^2 Bn, \text{ м}^3/\text{ч}; \\ P_v &= \Psi \rho \frac{u^2}{2} = 1,37 \cdot 10^{-3} \Psi \rho D^2 n^2, \text{ Па}; \\ N &= \varphi' \Psi DB \frac{u^3}{2\eta} = 7,17 \cdot 10^{-8} \lambda' \rho D^4 B \frac{n^3}{\eta}, \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Однако при проектировании вентиляторов по методу подобия не учитывается влияние числа Рейнольдса на их аэродинамические качества, вследствие чего существенно снижается точность получаемых результатов.

Если по методу подобия пересчитывается аэродинамическая характеристика вентиляторной установки, то геометрически подобными должны быть и их входные коробки, выходные устройства, направляющие аппараты и другие элементы или один из них.

Влияние числа Рейнольдса на аэродинамическую характеристику вентиляторов изучено недостаточно. В литературных источниках имеется ряд рекомендаций по учету влияния этого числа на создаваемое вентилятором давление и КПД, однако они недостаточно обоснованы.

В работе [2] Т. С. Соломахова отмечает, что вследствие отсутствия достоверных данных о влиянии числа Рейнольдса на аэродинамическую характеристику радиальных вентиляторов вместо кривых, учитывающих снижение параметров, предложена область их возможных уменьшенных значений. При этом допускается, что при снижении Re с 10^7 до 10^5 давление P_v воздушного потока вентилятора может составлять 0,93–0,98 давления при $Re = 10^7$, а КПД η может составлять 0,8–0,91.

Для достижения предельного значения числа Рейнольдса и близких к нему величин необходимо иметь вентиляторы с большими диаметрами колес и частотой вращения, а также перемещать среду с малым значением кинематической вязкости. Однако диаметр колеса и частота вращения ограничиваются окружной скоростью лопаток колеса из условий обеспечения его прочностных свойств. Более просто это решается для колес радиальных и осевых вентиляторов, имеющих малую ширину либо литые лопатки или колеса. Так, радиальный вентилятор ЦАГИ типа Ц4-52 № 8 высокого давления, имеющий профильные лопатки, при ширине колеса 0,2 м имеет окружную скорость 120 м/с ($n = 3150 \text{ мин}^{-1}$). Для диаметральных вентиляторов, которые наиболее эффек-

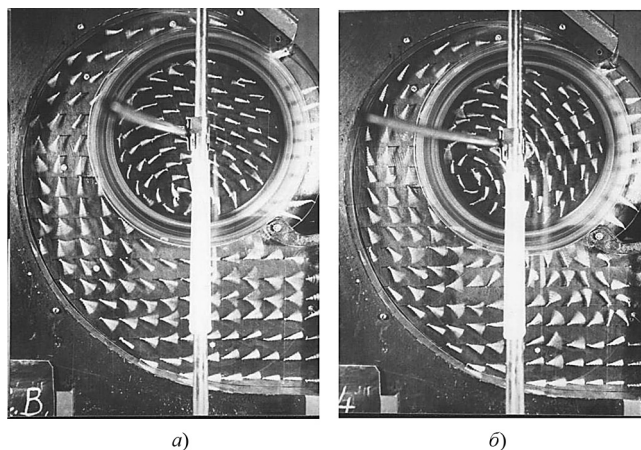


Рис. 1. Течение воздуха в диаметральной вентиляторе:

а — при производительности $Q = Q_{\text{max}}$; б — при $Q = 0,63 Q_{\text{max}}$

тивны в широком исполнении, данные способы улучшения прочностных свойств колеса затруднительны [2, 7].

Следует отметить, что в осевых и радиальных вентиляторах, в отличие от диаметральных, имеет место более простое течение в радиальном направлении: осесимметричное по всему поперечному сечению проточной части в осевых вентиляторах и такое же в радиальных, за исключением области, где корпус вентилятора соединяется с выходным патрубком.

Течение воздуха в проточной части диаметральных вентиляторов асимметрично (рис. 1) [7, 10]. При этом основное течение дважды пересекает решетку колеса — в центростремительном и центробежном направлениях. Внутри колеса течение следует закономерностям плоского потенциального вихревого потока с ядром в центре и полем вихря с четкой локализацией центра циркулирующего потока. В ядре вихря частицы воздуха вращаются с приблизительно одинаковой угловой скоростью, и ему присущи большие градиенты скорости потока и отрицательного давления.

Скольжение частиц относительно друг друга обуславливает вторую область основного потока — вихревое поле, в котором разрежение и скорость плавно уменьшаются по направлению от центра вихря. При уменьшении производительности центр вихревого потока перемещается в направлении, противоположном направлению вращения колеса. К зоне основного потока в области входной кромки делительной стенки выходного патрубка вентилятора примыкает зона постоянно циркулирующих присоединенных объемов воздуха, которые зависят от аэродинамической схемы и режима работы вентилятора. Для данной зоны характерны замкнутые линии потока, дважды пересекающие решетку колеса.

В области входной кромки основания корпуса у некоторых схем вентиляторов возникает еще одна вихревая зона, охватывающая часть решетки колеса. Такой сложный характер течения воздуха в диаметральных вентиляторах обуславливает необходимость тщательного соблюдения геометрического подобия проточной части при их изготовлении.

Число Рейнольдса можно изменять за счет входящих в его формулу параметров. Кинематическая вязкость ν зависит от температуры и давления воздуха и при нор-

мальных условиях его состояния (давление 101,325 кПа, температура 20 °С и влажность 0,5) равна $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. При этом с увеличением температуры кинематическая вязкость возрастает, а при увеличении давления уменьшается [1, 9].

Значения кинематической вязкости при изменении температуры от -10 до 35 °С и давления от 93,3 до 104,1 кПа приведены на рис. 2. Величина кинематической вязкости воздуха может быть определена по формуле Сутерленда [9], при этом:

$$\nu = \frac{\nu_0}{(T + C)\rho_0} (273 + C) \left(\frac{T}{273}\right)^{3/2},$$

где $\nu_0 = 13,2 \text{ м}^2/\text{с}$ и $\rho_0 = 1,296 \text{ кг}/\text{м}^3$ — кинематическая вязкость и плотность воздуха при 0 °С и давлении 101,325 кПа; $C = 111 \text{ К}$ — постоянная величина для воздуха при изменении его температуры от -20 до 825 °С.

Плотность воздуха с достаточной при практических расчетах точностью определяется по формуле:

$$\rho = 353/(273 + t),$$

где t — температура воздуха, °С.

При работе технических устройств температура воздуха может иметь различные значения. Так, при сушке семян зерновых культур, имеющих влажность 26 %, в сушилках С-10, С-20 и С-30 воздух нагревается до 50—60 °С, при этом его кинематическая вязкость увеличивается, а число Рейнольдса уменьшается на 15,1 % по сравнению с его значением при нормальных условиях состояния воздуха. В установках активного вентилирования через зерновую насыпь перемещается воздух при температуре до -20 °С, при этом число Рейнольдса увеличивается на 38 %.

Более достоверными следует считать те работы, в которых исследование влияния числа Рейнольдса на аэродинамическую характеристику выполнено на определенном вентиляторе за счет изменения его частоты вращения и кинематической вязкости воздуха. В то же время в работах [2, 8, 10] отмечается, что характеристика вентилятора, полученная при определенном значении критерия Рейнольдса, не зависит от сочетания совместного воздействия частоты вращения рабочего колеса и вязкости (плотности) воздуха. Следовательно, число Рейнольдса при исследовании диаметральных вентиляторов в достаточно широком диапазоне можно изменять при ат-

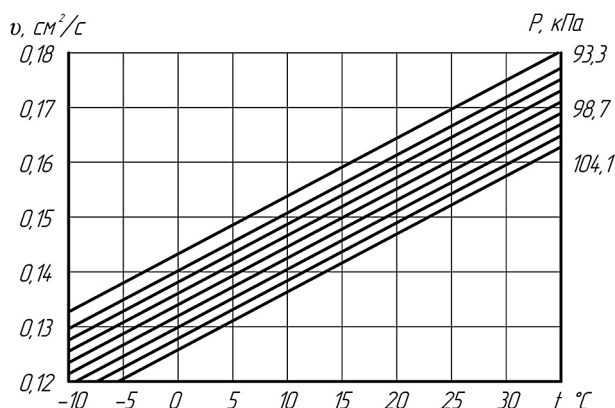


Рис. 2. Зависимость кинематической вязкости воздуха от барометрического давления и температуры

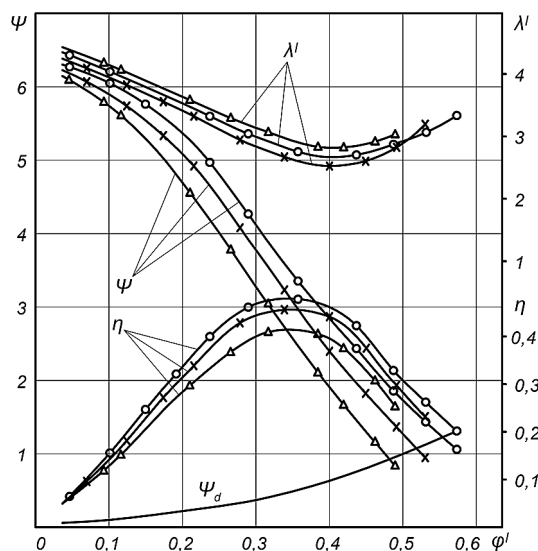


Рис. 3. Безразмерные аэродинамические характеристики диаметральных вентиляторов:

—△— $D = 0,2 \text{ м}$; —x— $D = 0,4 \text{ м}$; —o— $D = 0,6 \text{ м}$

мосферном давлении путем варьирования лишь частоты вращения колеса.

При исследовании влияния числа Рейнольдса на безразмерную аэродинамическую характеристику применялись геометрически подобные диаметральные вентиляторы, имеющие спиральный корпус, диаметр колеса 0,2 м (модель); 0,3; 0,4; 0,53 и 0,6 м и относительную полезную ширину $\bar{B} = B/D = 0,33$ (в последующем тексте модель отнесена к вентиляторам). Колеса имели по 14 лопаток и различные частоты вращения. Такие параметры колеса вентилятора позволили в достаточно широком диапазоне получить различные значения числа Рейнольдса.

Безразмерные характеристики вентиляторов приведены на рис. 3. Общей закономерностью для испытанных вентиляторов стало то, что при изменении критерия Рейнольдса значения коэффициента давления и КПД изменяются во всей области производительности при одинаковой форме протекания соответственно кривых $\Psi = f(\varphi')$ и $\eta = f(\varphi')$. Кроме того, при работе на соответствующих режимах характеристики $\Psi = f(\varphi')$ вентиляторов при диаметрах 0,4 и 0,6 м расположены ближе друг к другу, чем эти же характеристики при диаметрах 0,2 и 0,4 м. Очевидно, данная особенность обусловлена тем, что с уменьшением числа Рейнольдса снижается давление, создаваемое вентилятором, вследствие увеличения доли потерь давления на трение в проточной части вентилятора и на трение воздуха о вращающиеся диски колеса.

Наряду с этим характеристики $\Psi = f(\varphi')$ имеют нисходящую кривую, что свидетельствует об устойчивой работе вентиляторов во всем диапазоне коэффициентов производительности. Изменение значений Ψ достаточно существенно во всей области режимов работы вентиляторов и достаточно закономерно для проведения анализа в пределах рабочих участков характеристик ($\eta \geq 0,9\eta_{\text{max}}$). КПД увеличивается от нуля до максимальной величины, соответствующей примерно

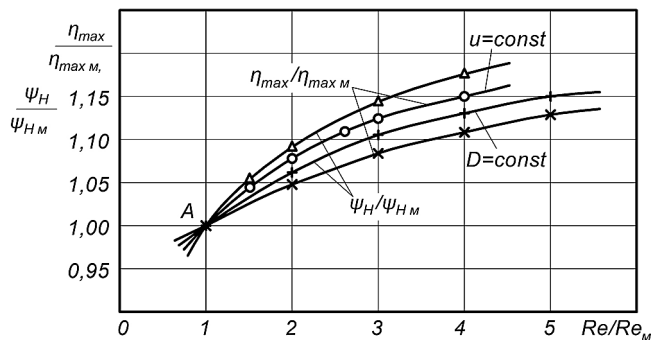


Рис. 4. Зависимость отношений максимальных КПД и номинальных давлений от отношений чисел Рейнольдса:

—×, —+— при $D = 0,2$ м и $u \neq \text{const}$; —○, —△— при $u = \text{const}$ и $D \neq \text{const}$

среднему значению коэффициента производительности вентилятора, а затем уменьшается.

Кривые потребляемой мощности имеют форму вогнутой кривой с минимальной величиной в зоне $\varphi' \approx 0,75 \varphi'_{\text{max}}$, а значения коэффициента λ' при одной и той же величине коэффициента φ' практически одинаковы при всех режимах работы вентиляторов.

Для количественной оценки влияния числа Рейнольдса на аэродинамические качества диаметральных вентиляторов проведены две серии опытов. В одном случае число Рейнольдса изменялось за счет изменения частоты вращения колеса вентилятора, имеющего диаметр 0,2 м, от 200 до 2000 мин^{-1} . В другом случае у всех вентиляторов была постоянная окружная скорость, равная примерно 20,9 м/с.

Графическая закономерность изменения номинального давления $P_{\text{вн}}$ и максимального КПД η_{max} вентиляторов от числа Рейнольдса для обеих серий опытов представлена на рис. 4. На оси абсцисс отложены значения отношения чисел Рейнольдса, при которых производились обе серии опытов, к числу Рейнольдса для вентилятора, имеющего диаметр 0,2 м и частоту вращения 200 мин^{-1} и работающего в номинальном режиме. На оси ординат приведены отношения максимальных КПД и номинального давления испытанных вентиляторов соответственно к максимальному КПД и номинальному давлению вентилятора, имеющего диаметр 0,2 м и частоту вращения 200 мин^{-1} .

Из рис. 4 следует, что зависимости $\Psi_{\text{н}}/\Psi_{\text{нМ}} = f(\text{Re}/\text{Re}_{\text{М}})$ и $\eta_{\text{max}}/\eta_{\text{max М}} = f(\text{Re}/\text{Re}_{\text{М}})$ как при увеличении частоты вращения колеса вентилятора при $D = 0,2$ м, так и при увеличении размера вентилятора (при $D > 0,2$ м) и постоянной окружной скорости лопаток представляют собой восходящие выпуклые кривые. При этом возрастают величины $\eta_{\text{max}}/\eta_{\text{max М}}$ и $P_{\text{вн}}/P_{\text{вн М}}$ с большим градиентом при $u = \text{const}$ и $D \neq \text{const}$, чем при $u \neq \text{const}$ и $D = \text{const}$. Так, при $\text{Re}/\text{Re}_{\text{М}} = 3$ увеличение частоты вращения колеса при $D = 0,2$ м в 10 раз вызывает возрастание отношений коэффициентов давления в 1,11 раза, КПД — в 1,09 раз.

При этом же соотношении чисел Рейнольдса и увеличении размеров вентиляторов при $u = \text{const}$ отношение коэффициентов давления возрастает в 1,15 раза, а отношение КПД — примерно в 1,14 раза. Отмеченное различие возрастания отношений коэффициентов дав-

ления и КПД обусловлено следующим. Заменяя в формуле числа Рейнольдса скорость через частоту n вращения колеса, находим, что число Рейнольдса пропорционально частоте вращения и квадрату диаметра колеса, т. е. $\text{Re} \equiv D^2 n$.

Наряду с отмеченным из рис. 4 следует, что все закономерности с увеличением отношения $\text{Re}/\text{Re}_{\text{М}}$ уменьшают свою кривизну и асимптотически приближаются к горизонтальному направлению, но не достигают его. Следовательно, испытанные вентиляторы работали в режиме доавтомодельной области по числу Рейнольдса. В то же время полученные графические закономерности дают основание полагать, что при работе вентиляторов в режиме доавтомодельной области по числу Рейнольдса их аэродинамические качества улучшаются по мере увеличения данного критерия.

На рис. 5 приведены зависимости максимального КПД η_{max} и КПД $\eta = 0,9\eta_{\text{max}}$, расположенного слева и справа от наибольшего его значения, от числа Рейнольдса вентиляторов при диаметрах колеса $D = 0,2; 0,3; 0,4; 0,53$ и $0,6$ м и окружной скорости $u = 20,9$ м/с = const, при этом соответственно $\text{Re} = (2,78; 4,18; 5,63; 7,38; 8,36) \cdot 10^5$. На данном рисунке также представлены закономерности изменения номинальных значений коэффициентов производительности $\varphi'_{\text{н}}$, полного давления $\Psi_{\text{н}}$ и потребляемой мощности $\lambda'_{\text{н}}$, а также значения этих параметров потока воздуха и потребляемой мощности при $\eta = 0,9\eta_{\text{max}}$, размещенных справа и слева от η_{max} .

Анализируя данные закономерности, следует отметить, что при изменении числа Рейнольдса от $2,78 \cdot 10^5$ до $8,36 \cdot 10^5$ значения η_{max} и $\eta = 0,9\eta_{\text{max}}$ плавно возрастают по мере увеличения числа Рейнольдса в отмеченном диапазоне, при этом с некоторым увеличением кривизны в отмеченном направлении изменения числа Рей-

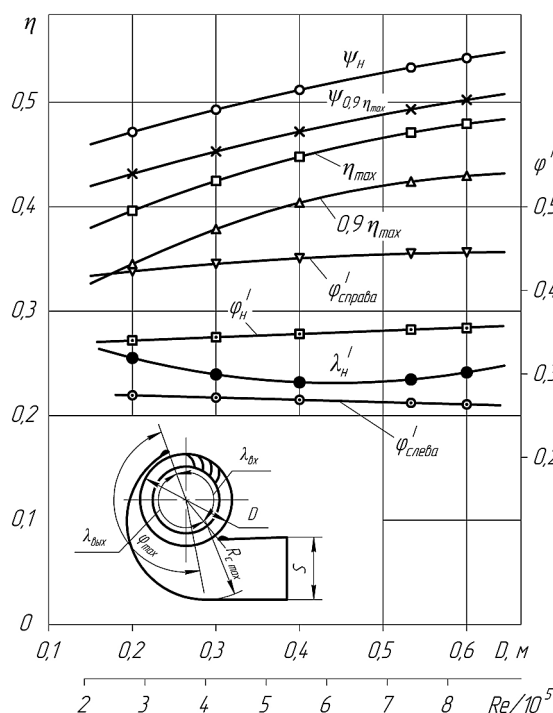


Рис. 5. Зависимость безразмерных параметров потока воздуха, КПД и потребляемой мощности от числа Рейнольдса

нольдса. В то же время величины этих коэффициентов в данном направлении увеличиваются соответственно в 1,21 и 1,25 раза. Такой же закономерности следует изменение коэффициентов Ψ_H и $\Psi_{0,9\eta_{\max}}$ от числа Рейнольдса, причем данные кривые практически конгруэнтны, а их величины в отмеченной области изменения числа Рейнольдса увеличиваются соответственно в 1,14 и 1,18 раза.

Противоречивый характер носит изменение коэффициентов производительности $\phi'_{\text{справа}}$ и $\phi'_{\text{слева}}$: первый из них плавно возрастает в 1,06 раза, а второй уменьшается в 1,04 раза при увеличении числа Рейнольдса. Вследствие этого номинальная величина коэффициента производительности ϕ'_H плавно возрастает в 1,05 раза. Закономерность изменения коэффициента потребляемой мощности λ'_H , который представляет собой функцию коэффициентов ϕ'_H , Ψ_H и η_{\max} , имеет вид вогнутой кривой с минимумом, равным 2,83, а при граничных значениях числа Рейнольдса $2,78 \cdot 10^5$ и $8,36 \cdot 10^5$ — равным соответственно 3,21 и 3,03, т. е. в целом данный коэффициент в исследуемой области значений числа Рейнольдса изменяется на 11,3 %.

Проведенные исследования диаметральных вентиляторов также свидетельствуют о достаточно большом диапазоне экономичных режимов их работы: при КПД $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$ он составляет примерно 30 % максимальной производительности и имеет место в области ее среднего значения.

Анализ приведенных аэродинамических характеристик исследованных диаметральных вентиляторов позволяет заключить, что они относятся к категории средненагруженных (средненапорных). Эти вентиляторы при больших числах Рейнольдса имеют коэффициент давления $\Psi_H = 2,4...3,8$ и $\eta_{\max} = 0,45...0,56$ в области производительности $\phi'_H = 0,1...0,72$. Форма характеристики $\Psi = f(\phi')$ у этой группы вентиляторов обычно нисходящая, что обусловлено произвольным расположением вихревой области в пространстве корпуса и колеса — вблизи входной кромки делительной стенки. Также вентиляторы, имея спиральный корпус, могут относиться как к прямо- или противоточным, так и к вентиляторам с L-образным движением воздуха через их проточную часть [6]. Установлено, что при увеличении кривизны основания корпуса (более развитый корпус) аэродинамические качества вентилятора ухудшаются, причем характеристика $\Psi = f(\phi')$ остается нисходящей, однако при работе вентилятора на одну и ту же сеть уменьшаются значения коэффициентов Ψ , ϕ' и η .

Относительный внутренний диаметр колеса у средненапорных вентиляторов $D_1/D = 0,68...0,82$, углы установки лопаток на внешнем и внутреннем диаметрах соответственно $\beta_2 = 85...90^\circ$ и $\beta_1 = 140...150^\circ$, углы входа воздуха в колесо и выхода из него $\lambda_{\text{вх}} = 140...150^\circ$ и $\lambda_{\text{вых}} = 180...205^\circ$. При этом криволинейная часть делительной стенки может соответствовать углу $\lambda_{\text{ст}} \leq 20^\circ$. Угол раскрытия логарифмической спирали основания корпуса $\theta_{\max} = 76...79^\circ$, а максимальный радиус спирали $R_{\text{с max}}$ определяет точку, в которой плавно сопрягаются спиральная и прямолинейная части корпуса. Достаточно подробно взаимосвязь геометрических параметров колеса и корпуса диаметральных вентиляторов описана в работах [6, 7].

Числа Рейнольдса диаметральных вентиляторов, применяемых в различных технических устройствах, имеют следующие значения. В работе [5] приведены параметры диаметральных вентиляторов ЦАГИ, разработанных для электрокалориферных агрегатов с.-х. назначения (систем вентиляции животноводческих и других помещений). Диаметры колес вентиляторов составляют 0,315; 0,4 и 0,5 м, а окружные скорости лопаток — 42 и 12 м/с, 20 и 18 м/с соответственно, что соответствует числам Рейнольдса $3,8 \cdot 10^5$ и $3,2 \cdot 10^5$; $5,33 \cdot 10^5$ и $13,9 \cdot 10^5$.

В таблице приведены значения чисел Рейнольдса, диаметров и частот вращения колес диаметральных вентиляторов, применяемых в пневмосистемах ряда зерно- и семяочистительных машин [11]. Машина предварительной обработки зерна МПО-50 и семяочистительная машина МС-4,5 выпускаются на заводе Воронежсельмаш. Машина предварительной очистки зерна МПО-60Д, машина МПО-30Д предварительной и первичной очистки, машина МПО-30ДФ предварительной очистки с фракционированием зернового материала, семяочистительная машина МВО-8Д вторичной очистки семян, универсальная машина МЗУ-20Д предварительной, первичной и вторичной очистки зерна и ее модифицированный вариант — машина МЗУ-20ДФ предварительной очистки с фракционированием зернового материала и другие выпускаются в НИИСХ Северо-Востока (г. Киров).

Из приведенных примеров применения диаметральных вентиляторов в машинах и установках следует, что их диаметры и частоты вращения колес и, следовательно, числа Рейнольдса практически идентичны параметрам испытанных вентиляторов. Отметим также, что наибольшее применение в технических устройствах находят вентиляторы, имеющие диаметр колеса до 800 мм, а предпочтительные частоты вращения рабочих колес вентиляторов равны асинхронным частотам вращения электродвигателя (примерно 740, 960, 1400 и 2800 мин^{-1}), т. е. передача крутящего момента на вентилятор выполняется без применения передаточных устройств. При этом окружные скорости рабочих колес не превышают 50 м/с, благодаря чему можно иметь достаточно прочные и надежные конструкции вентиляторов, изготов-

Параметры и числа Рейнольдса диаметральных вентиляторов

Марка машины	Диаметр D колеса вентилятора, мм	Частота вращения колеса n , мин^{-1}	Число Рейнольдса
МПО-50	400	690	$9,63 \cdot 10^5$
МС-4,5	300	420	$4,4 \cdot 10^5$
	300	695	$7,27 \cdot 10^5$
	300	930	$9,73 \cdot 10^5$
МПО-60Д	400	800	$11,16 \cdot 10^5$
МПО-30Д	350	675	$8,24 \cdot 10^5$
МПО-30ДФ	350	775	$9,46 \cdot 10^5$
МВО-8Д	350	675	$8,24 \cdot 10^5$
	350	775	$9,46 \cdot 10^5$
МЗУ-20Д, МЗУ-20ДФ	400	812	$11,32 \cdot 10^5$

ленных из недорогих и недефицитных материалов. Кроме того, данными вентиляторами достигается экономичная работа в заданных диапазонах изменения давления и производительности для машины и установки при минимальной установочной мощности привода.

Выводы

1. Режим работы диаметрального вентилятора, так же, как радиального и осевого, характеризуется обобщенным показателем — числом Рейнольдса, которое представляет собой функцию диаметра и частоты вращения рабочего колеса и кинематической вязкости воздуха. При этом имеет место критическое значение числа Рейнольдса, при превышении которого аэродинамические качества вентиляторов от него не зависят.

2. В большинстве случаев диаметральные вентиляторы работают в доавтомодельной области по величине числа Рейнольдса, обеспечивая требуемые значения параметров воздушного потока, соответствующие области экономичного функционирования, при величине окружной скорости, позволяющей иметь достаточно надежные и прочные конструкции вентиляторов, изготовленных из недорогих и недефицитных материалов.

3. Экспериментальные исследования показали, что диаметральные вентиляторы, испытанные при различных значениях числа Рейнольдса (диаметрах и частотах вращения рабочих колес), имеют докритические величины числа Рейнольдса, которые идентичны величинам, присутствующим у этих вентиляторов при работе в различных технических устройствах.

4. Следует считать закономерным применение результатов исследований диаметральных вентиляторов, полученных при докритических значениях числа Рейнольдса, при расчете проектируемых вентиляторов по

закономерностям теории подобия. При этом при определении параметров Ψ , φ' , η и λ' рассчитываемых и проектируемых вентиляторов необходимо вводить поправочные коэффициенты, величины которых могут быть определены из экспериментальных данных.

Литература и источники

1. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерностей в механике. — М.: Наука, 1967.
2. **Соломахова Т. С., Чебышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник. — М.: Машиностроение, 1980.
3. **Сычугов Н. П.** О моделировании при проектировании диаметральных вентиляторов // Тракторы и сельхозмашины. — 1983, № 1.
4. **Engelhardt W.** Experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen bei veränderlichen Reynolds-Zahlen // Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen. — 1971, Februar.
5. **Коровкин А. Г.** и др. Диаметральные вентиляторы ЦАГИ для электрокалориферных агрегатов сельскохозяйственного назначения // В сб.: Некоторые вопросы аэродинамики сельскохозяйственных машин. Вып. 2430. — М.: Изд. отдел ЦАГИ, 1988.
6. **Сычугов Н. П.** Аэродинамические схемы, характеристики и применение диаметральных вентиляторов // Тракторы и сельхозмашины. — 2015, № 3.
7. **Сычугов Н. П.** Вентиляторы. — Киров: ГИПП "Вятка", 2000.
8. **Брусилковский И. В.** Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984.
9. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1979.
10. **Коровкин А. Г.** Исследование диаметральных вентиляторов с вихреобразователями // Промышленная аэродинамика. — 1987, вып. 2 (34).
11. **Сычугов Н. П.** и др. Машины, агрегаты и комплексы послеуборочной обработки зерна и семян трав. — Киров: Веси, 2015.