

УДК 621.51.032:621.43.031.3

**С.А. АЛЁХИН¹, Е.С. ВАСИЛЬЕВ¹, В.П. ГЕРАСИМЕНКО²,
И.А. КРАЮШКИН¹, В.А. ОПАЛЕВ¹**¹*Казённое предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА В УСЛОВИЯХ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА

Описаны основные мероприятия по улучшению характеристик центробежного вентилятора с боковым подводом и отводом воздуха путем установки направляющих пластин. Предложена методика расчета характеристик вентилятора в условиях окружной неравномерности потока. Методика построена на основе модели "параллельной работы компрессоров" и использования полуэмпирических обобщенных характеристик центробежных компрессоров. Эта методика обеспечивает высокую точность расчетов, что подтверждается сопоставлением расчетных и экспериментальных данных исследований вентилятора.

центробежный вентилятор, характеристика, неравномерность потока, параллельная работа

Введение

Несмотря на наличие современных аэродинамических методов расчета турбомашин, трудно обеспечить их оптимальные условия работы при сложных компоновочных схемах с неравномерностью потока, что требует дополнительных исследований.

Формулирование проблемы. Благодаря более высоким коэффициентам напора центробежных компрессоров и вентиляторов их часто применяют вместо осевых. Меридиональная форма проточной части существенно влияет на аэродинамические характеристики турбомашин. Осевой вход и радиальный выход потока накладывают отпечаток на требования к подводящим и отводящим патрубкам [1], что в совокупности сводится к компоновочной схеме, зависящей от общей схемы агрегата, для которого предназначена турбомашин.

Особые проблемы возникают с обеспечением требуемых характеристик при ограниченных габаритах компоновки агрегата. В таких случаях явно недостаточно оптимального проектирования собственно лопаточных венцов, ввиду зависимости их аэродинамических характеристик от возможной неравномерности потока на входе и выходе, форми-

руемой подводящими и отводящими патрубками. Неравномерность потока существенно снижает КПД центробежных турбомашин [2 – 4], что при больших потребляемых мощностях приводит к значительным непроизводительным потерям энергии. Поэтому обеспечению равномерных условий уделяют обычно не меньшее внимание, чем аэродинамическому проектированию лопаточных венцов.

Целью данной статьи является аэродинамическое совершенствование центробежного вентилятора в условиях ограниченных габаритов.

Результаты исследования

Типичными случаями компоновок центробежных вентиляторов с ограничением габаритов являются системы охлаждения силовых судовых установок, транспортных наземных машин, шахтные вентиляционные системы, дымососы электростанций, металлургических производств и др. Компоновочная схема исследованного вентилятора с подводящим и отводящим патрубками показана на рис. 1.

Испытано два варианта вентилятора: при отсутствии и при наличии направляющих ребер в выходной спиральной диффузорной улитке. Рабочее коле-

со вентилятора имело $z_{Л} = 20$ назад загнутых лопаток с углами входа и выхода $\beta_{1Л} = 16^\circ$, $\beta_{2Л} = 45^\circ$. Геометрические параметры колеса $F_1/F_0 = 1,165$; $F_2/F_1 = 1,035$ соответствовали оптимальным значениям согласно рекомендациям [5,6]. Максимальное расчетное значение КПД такого колеса предполагалось $\eta_{PK} = 0,8 \dots 0,85$ при оптимальном коэффициенте расхода $\bar{Q}_o = 0,2$, тогда как КПД промышленных вентиляторов типа Ц4-70 с такими колесами обычно составляет $\eta = 0,7$.

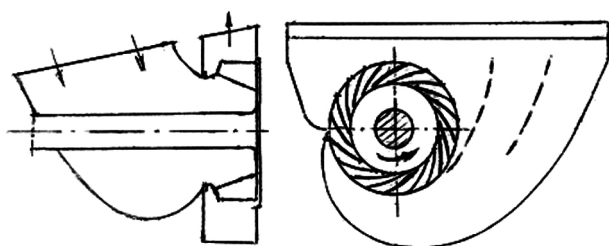


Рис. 1. Центробежный вентилятор

Одной из причин снижения КПД в данном вентиляторе являются потери с "выходной скоростью" на выходе из колеса в ступенчатом диффузоре, обусловленные отношением ширины улитки к ширине колеса $B/b_2 = 256/139 \approx 2$. Ограничение габаритов вентилятора привело к существенному ухудшению условий работы рабочего колеса и как следствие – к значительному снижению КПД. Основной причиной ухудшения условий работы явилась неравномерность потока. Неравномерность потока на входе (рис. 1) обусловлена боковым подводом воздуха входным патрубком и загромождением канала приводным валом по оси колеса. Неравномерность на выходе из колеса обусловлена обратным влиянием отводящей спиральной улитки на течение в колесе. Траверсирование потока на выходе улитки подтвердило наличие значительной неравномерности потока. Особенно большая неравномерность наблюдалась при исходном варианте спиральной улитки – без направляющих разделяющих поток в улитке ребер, указанных штриховыми линиями на рис. 1. Размещение ребер в улитке привело к заметному

выравниванию потока в выходном ее сечении и улучшило характеристику вентилятора (рис. 2) (штриховая линия).

Испытания проводились при окружной скорости колеса $U_2 = 105$ м/с. Коэффициенты напора \bar{H} и расхода \bar{Q} рассчитывались по действительному напору H и объемному расходу Q : $\bar{H} = H/U_2^2$; $\bar{Q} = Q/(F_2 \cdot U_2)$, где F_2 – площадь в выходном сечении колеса; U_2 – окружная скорость лопаток на наружном диаметре колеса. Штрих-пунктирной линией на рис. 2 показана характеристика сети воздушного тракта системы охлаждения силовой установки, для которой предназначен вентилятор. Как видно из рисунка, размещение разделяющих поток ребер в выходной улитке позволило на ~ 20% увеличить расход воздуха и повысить КПД вентилятора с $\eta = 0,18$ до $\eta = 0,33$. При этом потребляемая мощность вентилятора практически не изменилась и составляла $N \approx 50$ кВт. Если же обеспечивать исходный расход воздуха при новой улитке за счет понижения частоты вращения колеса, то потребляемая мощность вентилятора понижается до $N = 30$ кВт, что свидетельствует о существенном преимуществе нового варианта улитки.

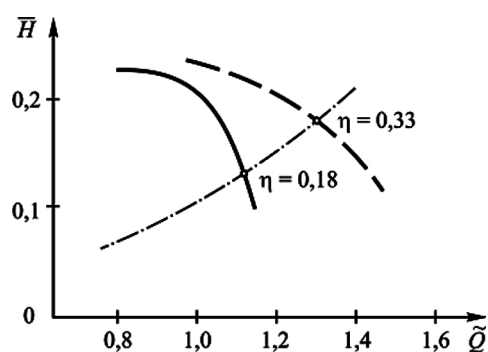


Рис. 2. Напорная характеристика вентилятора

Пониженные значения КПД вентилятора при наличии выравнивающих поток ребер в улитке по сравнению с аналогичным рабочим колесом промышленных стационарных вентиляторов объясняются как ухудшением условий на входе при боковом подводе воздуха, так и смещением режима ра-

боты вентилятора относительно оптимального, т.е. максимума КПД, на правую ниспадающую ветвь характеристики. Кроме того, установка ребер привела к дополнительным гидравлическим потерям собственно на ребрах.

Следует добавить, что при установке ребер в улитку полного выравнивания окружной неравномерности потока в рабочем колесе достичь не удалось, так как окружная несимметрия потока создает несимметричным по окружности колеса распределением гидравлического сопротивления сети, а именно: в верхней части колеса сопротивление минимальное, а в нижней – максимальное. Поэтому через верхнюю часть расходные скорости больше, тогда как в выходном сечении улитки на участке, через который поступает воздух от нижнего сектора колеса, начиная от разделяющего "языка" выходной улитки, эти скорости минимальные. При отсутствии ребер возможен отрыв потока с обратным течением непосредственно у стенки на выходе улитки. Описанная картина течения в выходном сечении улитки была подтверждена экспериментальными исследованиями с измерением скоростей путем траверсирования потока пневмоанемометром.

Окружная неравномерность расходной компоненты скорости потока через рабочее колесо приводит к периодическому по окружной координате изменению местных значений действительного напора и КПД "параллельно работающим" секторов вентилятора. Основанием предположения о периодическом характере изменения параметров могут быть исследования [7]. Модель "параллельной работы компрессоров" в условиях окружной неравномерности потока подтверждена многими исследованиями [2, 3, 7]. Согласно этой модели осредненные характеристики компрессора в условиях окружной неравномерности потока определяются как среднеинтегральные параметры по напорной характеристике $H(Q)$ для равномерных условий. Такое осреднение потока сводится к следующему [2]: среднерасходная по окружности скорость, согласно закону сохране-

ния массы при окружной неравномерности несжимаемого потока, записывается формулой:

$$C_{2rcp} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} C_{2r} d\varphi, \quad (1)$$

где C_{2r} – радиальная (расходная) компонента скорости потока на выходе из рабочего колеса; φ – угловая координата. При этом средний объемный расход через компрессор (вентилятор) равен действительному расходу $Q_{cp} = Q$. А средний напор –

$$H_{cp} = \frac{1}{2\pi C_{2rcp}} \int_0^{2\pi} H \cdot C_{2r} d\varphi \quad (2)$$

и среднее значение КПД будут ниже, чем напор H и КПД, соответствующие данному расходу в равномерных условиях потока. Причем, чем больше неравномерность потока (амплитуда изменения расходной скорости C_{2r}) по окружности, тем более существенно понижается КПД.

Для равномерного потока напорная характеристика вентилятора или компрессора при дозвуковых скоростях $M_{u2} \leq 0,6$ описывается квадратичной параболой [8]:

$$H = aQ^2 + bQ + c. \quad (3)$$

При синусоидальном изменении по окружности колеса расходной скорости через вентилятор C_{2r} или в случае, когда окружная неравномерность расходной скорости может быть представлена как сумма синусоид, интегрирование уравнений (1), (2) с учетом (3) дает средние значения объемного расхода и действительного напора:

$$Q_{cp} = Q; \quad (4)$$

$$H_{cp} = aQ_{cp}^2 + 1,5a\Delta Q^2 + bQ_{cp} + \frac{0,5b\Delta Q^2}{Q_{cp}} + c, \quad (5)$$

где Q – объемный расход воздуха через вентилятор в равномерном потоке; $\Delta Q = \Delta C_{2r} Q_{cp} / C_{2rcp}$ – амплитуда колебания расхода на характеристике вентилятора, определяемая по амплитуде колебания расходной скорости за колесом по его окружности.

Вычитая из формулы (3) уравнение (5), получим зависимость снижения действительного напора от

расхода Q и от амплитуды $\Delta Q \sim \Delta C_{2r}$:

$$\Delta H = - \left(1,5a\Delta Q^2 + \frac{0,5b\Delta Q^2}{Q} \right). \quad (6)$$

Согласно обобщенным статистическим данным для широкого класса центробежных компрессоров, к которому можно отнести и исследуемый вентилятор, действительная напорная характеристика описывается уравнением [2, 8]:

$$\bar{H} = -0,3\bar{Q}^2 + (\bar{H}_0 - 0,15)\bar{Q} + 0,45, \quad (7)$$

где $\bar{Q} = Q/Q_0 = 1,3$ – относительное смещение расхода Q от его оптимального значения Q_0 при испытаниях вентилятора с ребрами в улитке; $\bar{H}_0 = \bar{H}_{T0} \cdot \eta_{\max}$ – оптимальное значение коэффициента действительного напора, соответствующее максимуму КПД – η_{\max} . При этом характеристика теоретического напора, согласно обобщенным данным [8], имеет вид:

$$\bar{H}_T = 0,95 + (\bar{H}_{T0} - 0,95)\bar{Q}, \quad (8)$$

а поэтому характеристика КПД вентилятора может быть представлена уравнением:

$$\eta = \frac{-0,3\bar{Q}^2 + (\bar{H}_{T0}\eta_{\max} - 0,15)\bar{Q} + 0,45}{0,95 + (\bar{H}_{T0} - 0,95)\bar{Q}}. \quad (9)$$

Здесь коэффициент теоретического напора $\bar{H}_{T0} = \mu_0 (1 - \bar{Q}_0 \text{ctg} \beta_{2л}) - \varphi (D_{1cp} / D_2)^2 = 0,635$, где $\mu_0 = 0,83$ – коэффициент мощности вентилятора, рассчитанный по формуле Г.Ф. Проскуры [9]; $\varphi = 0,05$ – коэффициент закрутки потока на входе.

При оптимальном значении коэффициента теоретического напора $\bar{H}_{T0} = 0,635$ его значение на режиме испытания: $\bar{Q} = 1,3$ ($\bar{Q} = 0,26$), рассчитанное по формуле (8), составляет: $\bar{H}_{Tрасч} = 0,541$. Рассчитанная при этом величина КПД по опытному значению действительного напора $\bar{H}_{on} = 0,18$ составляет $\eta_{расч} = 0,18 / 0,541 = 0,333$, что с точностью до 1% совпало с опытным значением $\eta_{on} = 0,33$ (рис. 2).

Воспользовавшись формулой (7) для определения оптимального значения коэффициента действительного напора \bar{H}_0 по опытному значению $\bar{H}_{on} = 0,18$ при коэффициенте расхода $\bar{Q} = 0,26$ ($\bar{Q} = 1,3$), получим $\bar{H}_0 = 0,332$. При этом ожидаемое значение максимального КПД составит: $\eta_{\max} = \bar{H}_0 / \bar{H}_{T0} = 0,332 / 0,635 = 0,524$, что значительно меньше значения КПД вентилятора в равномерных условиях потока $\eta_{\max} = 0,7$. В этой связи представляет интерес оценка уровня оставшейся неравномерности потока в вентиляторе после установки двух направляющих ребер в выходную улитку (рис. 1).

Учитывая то, что характеристика теоретического напора (8) представляет собой прямолинейную зависимость от расхода, то при синусоидальном характере неравномерности потока, когда $Q_{cp} = Q$, среднее значение теоретического напора по модели "параллельной работы компрессоров" [7] будет равно значению теоретического напора при соответствующем расходе в равномерных условиях. Следовательно, снижение КПД за счет неравномерности потока будет характеризоваться только уменьшением числителя в уравнении (9) или выражением (6) и в общем случае представляется зависимостью:

$$\Delta \eta (\Delta Q, Q) = \frac{\Delta H (\Delta Q, Q)}{H_T (Q)} = - \frac{1,5a\Delta Q^2 + 0,5b\Delta Q^2 / Q}{A - BQ}. \quad (10)$$

Эта зависимость согласно обобщенным данным [8] преобразуется к виду:

$$\Delta \eta = \frac{0,45\bar{\Delta Q}^2 \bar{Q}^2 - 0,5(\bar{H}_{T0}\eta_{\max} - 0,15)\bar{\Delta Q}^2 \bar{Q}}{0,95 - (0,95 - \bar{H}_{T0}) \bar{Q}}, \quad (11)$$

где $\bar{\Delta Q} = \Delta Q / Q = \Delta C_{2r} / C_{2rcp}$ – относительная амплитуда колебания расходной скорости вследствие окружной неравномерности потока. Проверка данной зависимости по испытаниям центробежного вентилятора с ребрами в выходной улитке (рис. 2) подтвердила удовлетворительную ее точность в исследованном диапазоне характеристики при наличии окружной неравномерности потока с относи-

тельной амплитудой $\overline{\Delta Q} \approx 56\%$. Вычисления показывают, что действительная напорная характеристика вентилятора, рассчитанная по обобщенным данным (7) для равномерных условий течения, при неизменной характеристике теоретического напора (8) и КПД $\eta_{\max} = 0,7$ имеет оптимальный напор $\overline{H}_0 = 0,444$, а также действительный напор на режиме $\tilde{Q} = 1,3$ ($\overline{Q} = 0,26$): $\overline{H} = 0,325$ и КПД $\eta = 0,325/0,541 = 0,59$ вместо $\overline{H} = 0,18$ и $\eta = 0,33$ при окружной неравномерности потока согласно опытным испытаниям и расчетам по изложенной выше методике.

Заключение

Таким образом, показано относительное понижение КПД вентилятора в зависимости от расхода и окружной неравномерности потока. Подтверждена возможность выравнивания неравномерности путем размещения в выходной улитке направляющих пластин (ребер).

Предложенная методика по определению влияния окружной неравномерности потока на характеристики центробежного вентилятора, построенная на модели "параллельной работы компрессоров" и с использованием методики расчета этих характеристик по полуэмпирическим выражениям, позволила обеспечить высокую точность расчета. Обнаружено значительное влияние компоновочной схемы вентилятора на его характеристики из-за возможной неравномерности потока. Установка направляющих пластин в выходной спиральной улитке ослабляет такое влияние, но не устраняет неравномерность полностью.

Литература

1. Аэродинамическое совершенствование входных патрубков центробежных компрессоров с боковым подводом / Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, Л.И. Стремоухов // *Авиационно-*

космическая техника и технология. – 2005. – № 8/24. – С. 102-106.

2. Герасименко В.П., Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Влияние неравномерности потока на входе на работу центробежного компрессора // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – № 41/6. – С. 18-22.

3. Влияние искажения потока на входе на рабочие характеристики центробежного компрессора / Арига, Касаи, Масуда, Витанабе // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.* – 1983. – Т. 105, № 2. – С. 10. (анн.)

4. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерного потока на входе // *Изв. вузов. Энергетика.* – 1960. – № 3. – С. 134-142.

5. Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.

6. Соломахова Т.С. Об оптимальной ширине рабочего колеса центробежного вентилятора // *Промышленная аэродинамика.* – М.: Машиностроение. – 1973. – Вып. 29. – С. 137-155.

7. Маззави. Расчетная модель проточной части компрессора в виде нескольких параллельных секций для учета влияния окружной неравномерности потока // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.* – 1977. – Т. 99, № 3. – С. 203-213.

8. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – № 37/2. – С. 65-69.

9. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2001. – Вип. 26. – С. 75-78.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Крашаница, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.