электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 62-253.7

Профилированию осевого рабочего колеса вентилятора с высокой аэродинамической нагруженностью

Замолодчиков Г.И., *студент*
Россия, 1005005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»

Научный руководитель: Тумашев Р.З.,к.т.н., доцент
Россия, 1005005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
turbosh@power.bmstu.com

Целью данной работы является дальнейшее увеличение аэродинамической нагруженности рабочего колеса осевого вентилятора при сохранении высокого значения коэффициента полезного действия. На данный момент высоконагруженные рабочие колеса профилируются по закону постоянства циркуляции. Они достаточно хорошо изучены и для них определены предельно допустимые значения коэффициентов диффузорности на периферии и у втулки, а также условия, при которых может возникать инерционный отрыв потока от поверхности втулки [1]. Увеличение нагруженности ступени осевого вентилятора возможно применением рабочих колес спроектированных с переменной циркуляцией вдоль радиуса. Применение комбинированного закона профилирования с переменной циркуляцией вдоль радиуса позволяет «разгрузить» привтулочные сечения лопатки, где диффузорность раньше достигает предельных значений.

Для «разгрузки» привтулочных сечений распределение окружной составляющей скорости потока было выполнено по закону твердого тела: Cu/r=const., а периферийная область была спрофилирована с постоянной циркуляцией. Распределение осевых скоростей на выходе из венца было обеспечено постоянным по радиусу, это снизило потери на выравнивание эпюры скоростей, а также позволило профилировать лопатки на цилиндрических поверхностях. Учет вязкости среды позволяет повысить КПД лопаточных венцов [2,3]. Для обеспечения выбранных параметров было решено уравнение [**4**]:

$$\frac{d\overline{C_{2a}{}^2}}{d\bar{r}} = \frac{d\psi_T}{d\bar{r}} - \frac{1}{4\bar{r}^2}\frac{d[(1+n_1)\psi_T]^2}{d\bar{r}} \qquad (1)$$

где $\boldsymbol{n_1} = \frac{C_{1u}}{C_{2u}-C_{1u}}$ – параметр закрутки перед колесом, в данном случае без ВНА $\boldsymbol{n_1 = 0}$, $\boldsymbol{\psi_T} = \frac{2u(C_{2u}-C_{1u})}{u_{\text{п}}^2}$ – коэффициент теоретического давления, $\overline{\boldsymbol{C_{2a}}} = \frac{C_{2a}}{u_{\text{п}}}$ – относительная осевая скорость, $\overline{\boldsymbol{r}} = \frac{r}{r_{\text{п}}}$ – относительный радиус, $\boldsymbol{u}_{\text{п}}$ и $\boldsymbol{r}_{\text{п}}$ – окружная скорость и радиус на периферии рабочего колеса. В безразмерных величинах и без ВНА коэффициент теоретического давления можно записать как $\boldsymbol{\psi_T = 2\overline{r}\overline{C_{2u}} = 2\overline{r}^2 \frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}}$. Подставим выражение для $\boldsymbol{\psi_T}$ в формулу (1) и возьмем интеграл от $\boldsymbol{\nu}$ до текущего значения $\overline{\boldsymbol{r}}$, принимая $\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} = \boldsymbol{const}$:

$$\int_{\nu}^{\overline{r}} \frac{d\overline{C_{2a}}^2}{d\overline{r}} d\overline{r} = \int_{\nu}^{\overline{r}} \frac{d\left(2\overline{r}^2\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right)}{d\overline{r}} d\overline{r} - \int_{\nu}^{\overline{r}} \frac{1}{4\overline{r}^2} \frac{d\left[2\overline{r}^2\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right]^2}{d\overline{r}} d\overline{r} \qquad (2)$$

$$\overline{C_{2a}}^2(\overline{r}) - \overline{C_{2a}}^2(\nu) = \frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} 2\overline{r}^2 - \frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} 2\nu^2 - 4\left(\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right)^2 \int_{\nu}^{\overline{r}} \overline{r}\, d\overline{r} \qquad (3)$$

$$\overline{C_{2a}}^2(\overline{r}) - \overline{C_{2a}}^2(\nu) = \frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} 2\overline{r}^2 - \frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} 2\nu^2 - 2\left(\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right)^2 \overline{r}^2 + 2\left(\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right)^2 \nu^2 \quad (4)$$

где $\boldsymbol{\nu}$– относительный радиус втулки.

Для того чтобы $\overline{\boldsymbol{C_{2a}}}(\overline{\boldsymbol{r}}) = \boldsymbol{const}$, должно выполняться равенство:

$$\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} 2\overline{r}^2 - 2\left(\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}}\right)^2 \overline{r}^2 = 0 \quad (5)$$

Решением уравнения (5) является: $\frac{\overline{C_{2u}}}{\overline{r}} = \boldsymbol{1}$.

Отсюда был получен закон профилирования по радиусу $\overline{\boldsymbol{C_{2u}}} = \overline{\boldsymbol{r}}$ в привтулочных сечениях, при этом $\boldsymbol{\psi_T = 2\overline{r}^2}$ и зависит только от радиуса. Так как в месте сшивки законов профилирования не должно быть скачка параметров, как показано на рис.1, в периферийной области $\boldsymbol{\psi_T = const = 2\overline{r_{\text{сш}}}^2}$, где $\overline{r_{\text{сш}}}$– относительный радиус на котором происходит сшивка. В этом случае интегральный коэффициент теоретического давления $\boldsymbol{\psi_{T\Sigma}} = \frac{\int_{\nu}^{1} 2\pi\overline{r}\psi_T d\overline{r}}{\pi(1-\nu^2)} = \frac{2\overline{r_{\text{сш}}}^2 - \overline{r_{\text{сш}}}^4 - \nu^4}{1-\nu^2}$ полностью определяется двумя параметрами: $\boldsymbol{\nu}$ и $\overline{r_{\text{сш}}}$. Для выбора расчетных параметров были построены изолинии возможного коэффициента теоретического давления в координатах относительный радиус сшивки, относительный радиус втулки.

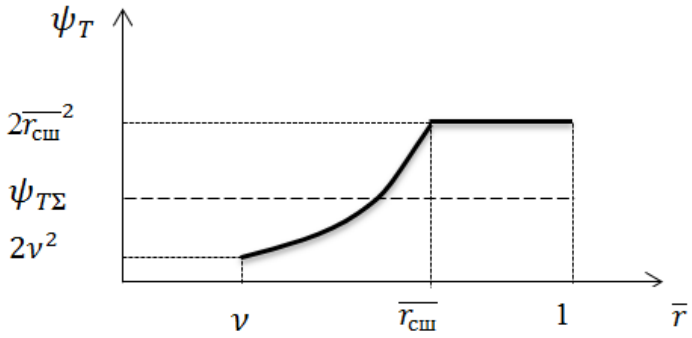

Рис. 1. Распределение коэффициента теоретического давления по радиусу

Оценка аэродинамической нагруженности элементарных решеток производилась по параметру диффузорности Либляйна [5,6]

$$\boldsymbol{D_e = 1.12 * \frac{\sin(\beta_2)}{\sin(\beta_1)} + \frac{0.61}{\tau}\sin(\beta_2 - \beta_1) \approx \frac{w_{max}}{w_2}}$$

Здесь $\boldsymbol{\beta_1}$ и $\boldsymbol{\beta_2}$ – углы входа и выхода потока из решетки,$\boldsymbol{\tau}$– густота решетки

В расчете были получены ожидаемые параметры диффузорности у втулки, на периферии и на среднем радиусе и нанесена разница между ожидаемым параметром диффузорности и предельным его значением на периферии по [1]. Аналогично это сделано и для привтулочных сечений. На рис. 2 представлены результаты расчетов. Видно, что при $\boldsymbol{\nu}$ =0.6 и $\overline{\boldsymbol{r}}_{сш}$=0.85 ситуация благоприятна как с точки зрения привтулочной, так с точки зрения и периферийной диффузорности. При этом коэффициент теоретического давления оказывается равным 1.24. Коэффициент расхода был принят равным $\boldsymbol{\varphi = \frac{4Q}{u\pi D^2}}$ =0.478.

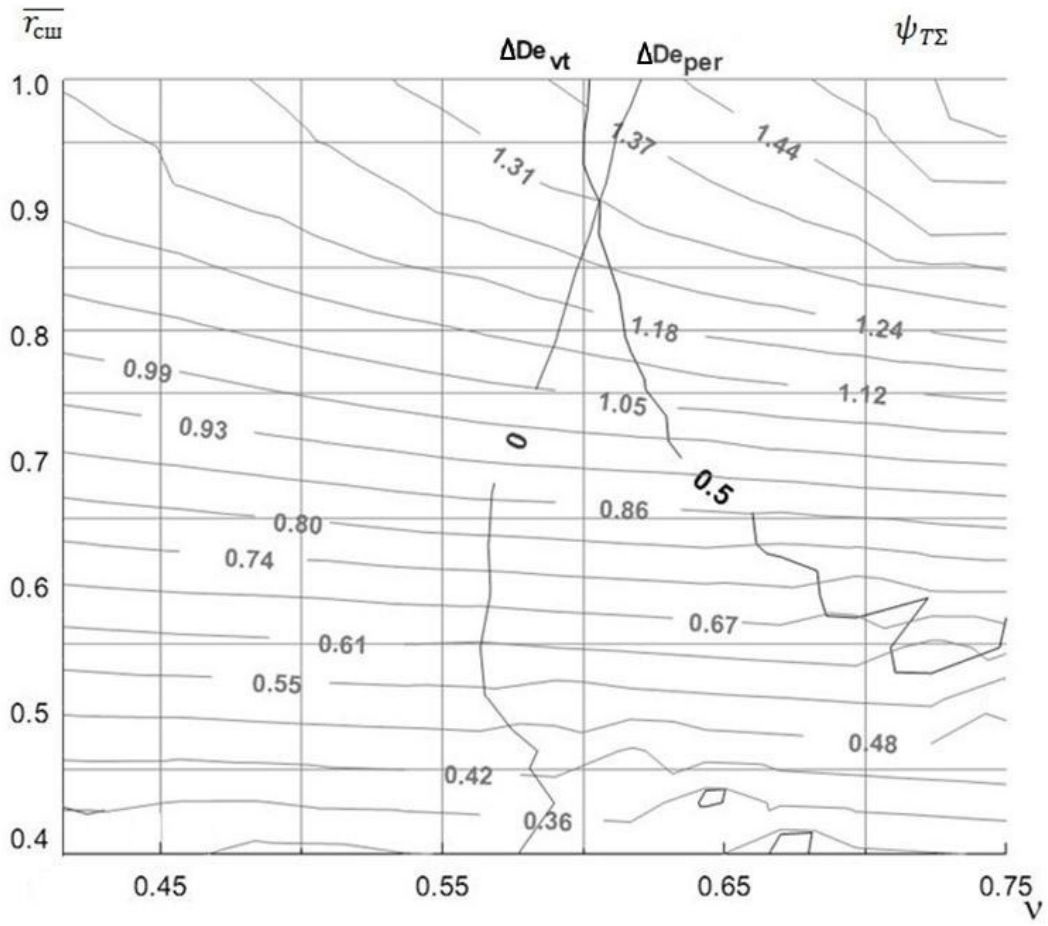

Рис. 2. Изолинии коэффициента теоретического давления, а также линии запаса по предельной диффузорности у втулки ΔDe_{vt} и на периферии ΔDe_{per}

При определении параметров решеток коэффициент учета вязкости $k_k=\Gamma_{ид}/\Gamma$, был принят равным 1.1 на периферии и 1.05 у втулки, где Г– циркуляция скорости вокруг профиля, $\Gamma_{ид}$ – циркуляция при обтекании невязким потоком. Густоты были выбраны равными 1.5 у втулки и 0.9 на периферии. Определение углов установки и относительной кривизны велось на цилиндрических поверхностях по методу дискретных вихрей [6,7]. В таблице 1 представлена кинематика потока до и после рабочего колеса с переменной циркуляцией вдоль радиуса. На рисунке 3 представлена изометрия полученного рабочего колеса.

Таблица 1

Кинематика потока и геометрия для РК с переменной циркуляцией

k_k	$\overline{r}$	β1	β2	Δβ	τ	$\theta_Г$	b
1.05	0.6	51.218	92.298	41.081	1.5	77.925	0.565
1.065	0.723	45.713	95.613	49.9	1.245	76.239	0.565
1.081	0.845	41.31	96.991	55.682	1.065	75.299	0.565

1.087	0.895	39.689	89.551	49.862	1.005	70.538	0.565
1.099	0.996	36.749	75.92	39.171	0.904	61.644	0.565

В таблице 1:

$\Delta\beta$– угол поворота потока в решетке,

θ_{Γ}– угол установки лопатки в решетке,

b– хорда профиля.

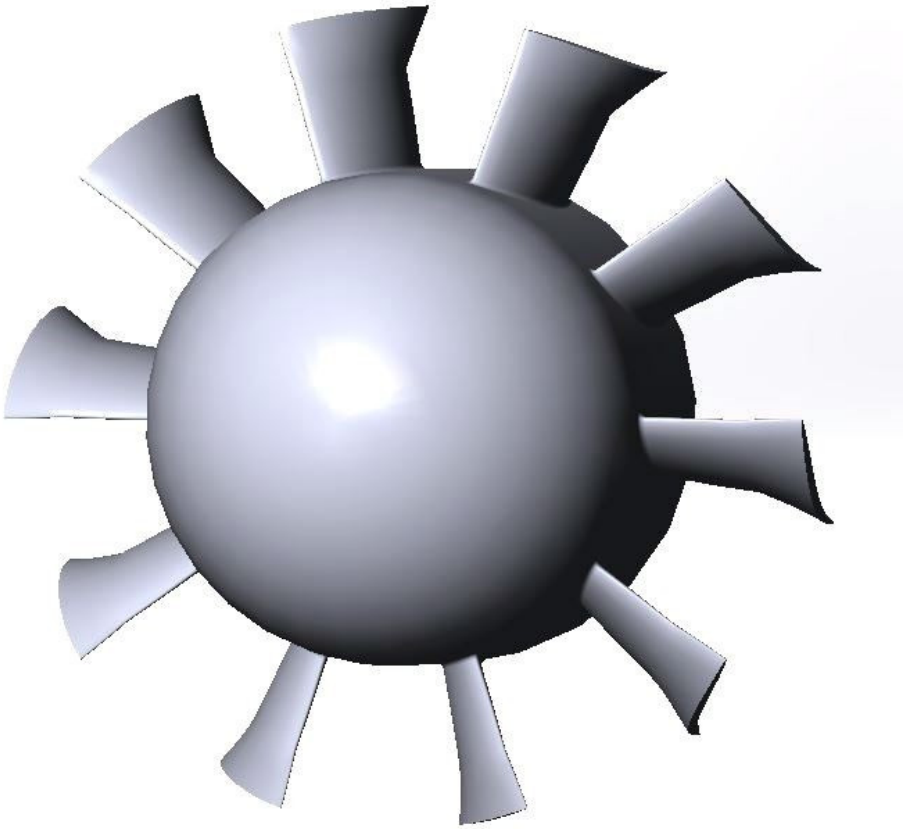

Рис. 3. Спрофилированное рабочее колесо с переменным распределением коэффициента теоретического давления вдоль радиуса

Таблица 2

Распределение диффузорности вдоль радиуса для РК с переменой циркуляцией

$\bar{r}$	De
0.6	1.703
0.685	1.874
0.84	2.157
0.717	1.932
0.916	2.235
0.992	2.242

Для проверки достоверности проведенного профилирования был произведен численный расчет течения в межлопаточных каналах рабочего колеса вентилятора с использованием программного комплекса ANSYS CFX. В качестве модели турбулентности была выбрана SST. В результате численных исследований были получены мощностные и аэродинамические характеристики рабочего колеса на расчетном режиме, которые представлены в таблице 3. Результаты численных исследований практически совпали с заданными значениями.

Таблица 3

Параметры вентилятора и результат расчета в ANSYS CFX

n,об/мин	1000
ϕ	0.478
D,м	0.7
Q,м3/с	6.74
u,м/с	36.65
M,Н*м	64
P2*-P1*,Па	927
P2-P1*,Па	446
N,Вт	6702
η*	0.88
Ψ_T	1.23

В таблице 3:

M– момент на валу вентилятора,

P2*-P1*– полное давление создаваемое вентилятором,

P2-P1*– статическое давление вентилятора,

N– Мощность на валу вентилятора.

Заключение.

Разработан способ профилирования рабочих колес осевых вентиляторов с переменной циркуляцией по радиусу и равномерным полем осевых скоростей за колесом. Рассмотрено изменение циркуляции скорости по закону “твердого тела” в привтулочных областях колес и по закону постоянства циркуляции в периферийных. Определены значения радиуса “сшивки” обоих способов профилирования по длине лопатки и необходимые и достаточные условия изменения теоретического давления, обеспечивающее постоянство по радиусу осевой составляющей скорости выхода из рабочего колеса. Получено высокое расчетное значение КПД η*=0.88 для колес с

коэффициентом теоретического давления равным Ψ_T =1.23, что выше, чем у вентиляторов спрофилированных по закону постоянства циркуляции скорости.

Список литературы

1. Брусиловский И.В. Определение предельных расчетных параметров осевых вентиляторов // Промышленная аэродинамика. М.: Машиностроение, 1975. №32. С. 123-146.
2. Бекнев В.С., Тумашев Р.З. Концевые явления при проектировании осевого компрессора. Вестник МГТУ, 1999 г. №3.
3. Архипов Д.В., Тумашев Р.З.. Влияние радиальной неравномерности параметров потока при входе в рабочее колесо на газодинамические характеристики ступени осевого компрессора, Вестник двигателестроения, 2013, №2, С. 130-135
4. Брусиловский И.В. Аэродинамических расчет осевых вентиляторов.-М.: Машиностроение, 1986. 288 с., ил.
5. Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. Пособие для студентов втузов, обучающихся по специальности «Турбиностроение»/В.С. Бекнев, В.Е. Михальцев, А.Б. Шабаров, Р.А. Янсон. - М.: Машиностроение, 1983
6. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с., ил.
7. С.В. Караджи, Р.З. Тумашев. Сравнение аэродинамических характеристик лопаточных венцов с различной формой оси лопатки. J0urnal of Siberian Federal University. Engineering of Technologies, 3(2012) ,5 , С.245-257.

.