

УДК 62-253.7:621.438

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-10-72-82

Влияние предварительной закрутки потока на эффективность регулирования вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса

Г.И. Замолодчиков^{1,2}, Р.З. Тумашев²

¹ ФГУП «ЦАГИ», 140180, Жуковский, Московская область, Российская Федерация, ул. Жуковского, д. 1

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Pre-Swirl Effect on the Efficiency of Adjustable Fan

G.I. Zamolodchikov¹, R.Z. Tumashev²

¹ Federal State Unitary Enterprise — Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI, 140180, Zhukovskiy, Moscow Region, Russian Federation, Zhukovskiy St., Bldg. 1

² BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: gzamolodchikov@gmail.com, e3@bmstu.ru



Обоснован выбор расчетной предварительной закрутки потока, обеспечивающей высокую эффективность вентилятора при регулировании поворотом рабочих лопаток в широком диапазоне расхода. Проведено аналитическое исследование зависимости изменения радиальных зазоров, углов атаки и теоретического напора при регулировании вентилятора поворотом рабочих лопаток от предварительной закрутки потока. Показано, что для изменения коэффициентов теоретического напора и расхода на одинаковую величину рабочие лопатки вентилятора с закруткой потока по вращению необходимо повернуть на больший угол, чем лопатки вентилятора с закруткой потока против вращения. Это приводит к большему изменению радиальных зазоров при регулировании и росту потерь давления в концевых областях. Потери при регулировании вентилятора поворотом рабочих лопаток связаны в основном с рассогласованием в работе с неподвижным спрямляющим аппаратом, приводящем к отклонению углов атаки от оптимальных значений. Углы атаки в вентиляторах с предварительной закруткой потока против вращения меньше отклоняются от оптимальных значений при изменении расхода, чем в вентиляторах с закруткой потока по вращению. Следовательно, предварительная закрутка потока против вращения повышает эффективность регулирования вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса. Полученные аналитические данные проверены на примере трех вентиляторов с различной предварительной закруткой потока (по вращению, против вращения и без закрутки), спроектированных на одинаковые расчетные параметры. Характеристики этих вентиляторов, найденные методом численного моделирования в программном комплексе ANSYS CFX, подтвердили выведенные аналитические зависимости.

Ключевые слова: одноступенчатые осевые вентиляторы, поворотные рабочие лопатки, предварительная закрутка потока, численное моделирование, регулирование вентилятора



The purpose of the work is to substantiate the choice of the estimated pre-swirl flow coefficient that ensures high efficiency of the fan regulated by turning the rotor blades in a wide range of rates. Radial clearances, incidence angles and theoretical total pressure rise dependencies on the pre-swirl flow coefficient are obtained analytically. It is shown that to change the theoretical

pressure and flow coefficients by the same amount, the fan blades with a swirl of the flow along the rotation must be turned by a larger angle than the fan with a swirl against the rotation. This leads to a greater radial clearance changes when regulating the fan and an increase in pressure losses in the end regions. When regulating the fan by turning the rotor blades, pressure losses are associated with the stator and rotor flow mode mismatch, leading to a deviation of the incidence angles from the optimal values. Incidence angles in the fans with a pre-swirl against the rotation deviate less from the optimal values at flow rate changes, than the fans with a flow swirl along the rotation. Consequently, the flow swirl against the rotation increases the efficiency of fan regulation by turning the rotor blades. The analytical data obtained are verified by the examples of three fans with different pre-swirls: along rotation, against rotation and no pre-swirl). The characteristics of these fans obtained by numerical simulation in the ANSYS CFX software complex confirmed the derived analytical dependences.

Keywords: single-stage axial flow fan, rotor blades, adjustable fan, variable pitch, CFD

Осевые вентиляторы нашли широкое применение для интенсификации технологических процессов промышленных предприятий, вентиляции различных объектов, в качестве движителей летательных аппаратов и т. д. При этом режим их работы в процессе эксплуатации может изменяться в широких пределах. Так, расход вентилятора-двигателя может возрасти более чем в 3 раза при переходе летательного аппарата от режима висения к крейсерскому режиму. При этом вентилятор-двигатель должен быть высокоэкономичным (коэффициент полезного действия (КПД) должен быть более $> 80\%$) во всем диапазоне рабочих режимов.

От промышленных вентиляторов также требуется работа в широком диапазоне изменения расхода. Например, при аэрации сточных вод напор вентилятора изменяется незначительно и определяется практически неизменной высотой слоя жидкости [1]. При вентиляции шахт потребность в широком регулировании расхода зависит от изменения глубины разработки, запыленности, газового и температурного факторов [2, 3].

Можно добиться расширения диапазона высокоэкономичной работы вентилятора совершенствованием лопаточного аппарата, в том числе изменением формы оси рабочих лопаток (РЛ) [4–6]. Однако в случае изменения расхода в широких пределах этого оказывается недостаточно, — требуется регулирование вентилятора поворотом РЛ входного направляющего аппарата (ВНА) или рабочего колеса (РК). Поворот лопаток ВНА и РК приводит к изменению геометрических параметров лопаточного аппарата и характеристики вентилятора.

Такой вентилятор с изменяемой геометрией при надлежащем угле поворота РЛ имеет параметры, близкие к оптимальным значениям при

расходах, необходимых для летательного аппарата. Обтекание РЛ при незначительных углах поворота будет приближаться к расчетному по всей длине от втулочных до периферийных сечений. Регулируемое РК оказывает более сильное влияние на характеристику, чем ВНА, и обеспечивает лучшую экономичность в широком диапазоне изменения расхода [7].

Цель работы — обоснование выбора предварительной закрутки потока при входе в регулируемое РК вентилятора, обеспечивающей сохранение его высокоэффективной работы в широком диапазоне изменения расхода при минимальном угле поворота РЛ.

Регулируемые вентиляторы с предварительной закруткой потока. Рассмотрим одноступенчатые осевые вентиляторы (ООВ) с поворотными РЛ, включающими в себя ВНА, РК и спрямляющий аппарат (СА), спрофилированные по закону постоянной циркуляции скорости вдоль радиуса. Такой способ профилирования РЛ широко используют при создании вентиляторов различного применения.

Теоретическое исследование воздействия поворота РЛ на характеристики ООВ проведено для элементарных ступеней, расположенных на средней поверхности тока полноразмерной ступени. Это допустимо, так как характеристики элементарной и полноразмерной ступеней регулируемого ООВ достаточно близки между собой при умеренных углах поворота РЛ.

При анализе предполагается течение потока с малыми числами Маха, когда сжимаемость рабочей среды можно не учитывать. Окружные скорости вращения лопаток РК сравниваемых ООВ приняты одинаковыми и неизменными, а выход потока из вентиляторов — осевым.

Исследуемые ООВ с поворотными РЛ, различающиеся только предварительной закруткой потока при входе в РК, имеют одинаковые значения коэффициентов теоретического напора $\bar{H}_{т.р}$ и расхода $\bar{c}_{aр}$ в расчетной точке и один и тот же относительный диаметр втулки v .

При проектировании компрессоров широко используется понятие степени реактивности ступени [8, 9], определяющее отношение работы сжатия воздуха в РК к работе сжатия во всей ступени:

$$R = \frac{\int_1^2 \frac{dp}{\rho}}{\int_1^3 \frac{dp}{\rho}} \approx \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1},$$

где p — статическое давление; ρ — плотность воздуха; T — статическая температура; индексы «1», «2» и «3» соответствуют сечениям перед РК, за РК и за СА.

Степень реактивности R можно найти через скорость при условии сохранения осевой составляющей скорости по длине проточной части и цилиндричности течения:

$$R = \frac{2u(c_{2u} - c_{1u}) + c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2u(c_{2u} - c_{1u}) + c_{1u}^2 - c_{3u}^2}, \quad (1)$$

где u — окружная скорость вращения РК на текущем радиусе; c_{1u} , c_{2u} и c_{3u} — окружные составляющие скорости потока в абсолютном движении.

Для гомогенной ступени при $c_{1u} = c_{3u}$ выражение (1) преобразуется в известную формулу для кинематической степени реактивности

$$R = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u}.$$

При проектировании ООВ обычно используют параметры закрутки перед РК (n_1) и за СА (n_2) [10]:

$$n_1 = \frac{\bar{c}_{1u}}{\bar{c}_{2u} - \bar{c}_{1u}}; \quad n_2 = \frac{\bar{c}_{3u}}{\bar{c}_{2u}},$$

где \bar{c}_u — безразмерная окружная составляющая скорости потока в абсолютном движении, $\bar{c}_u = c_u/u_{п}$ ($u_{п}$ — окружная скорость у периферии (у концов) лопаток РК).

Закрутка потока перед РК может быть направлена по вращению ($n_1 > 0$) или против вращения ($n_1 < 0$). В случае осевого входа потока в РК $n_1 = 0$.

Степень реактивности связана с параметрами закрутки соотношением

$$R = \frac{2\bar{r}^2/\bar{H}_т - 2n_1 - 1}{2\bar{r}^2/\bar{H}_т + n_1^2 - n_2^2(1+n_1)^2}.$$

где \bar{r} — безразмерный радиус цилиндрической поверхности тока, $\bar{r} = r/r_{п}$ (r — текущий радиус поверхности тока, м); $r_{п}$ — периферийный радиус РК; $\bar{H}_т$ — коэффициент теоретического напора, $\bar{H}_т = H_т/u_{п}^2$ ($H_т$ — теоретический напор).

Значение R уменьшается с ростом параметра закрутки n_1 . При $n_1 = -1$ степень реактивности $R = 1$, т. е. вся работа сжатия совершается в РК.

Влияние предварительной закрутки на характеристики ступени с нерегулируемыми лопатками РК описано в работах [7, 11]. Закрутка потока по вращению позволяет снизить относительную скорость потока в РК и таким образом бороться с эффектами, связанными с возникновением скачков уплотнения. Кроме того, в такой ступени можно получить наибольшее значение КПД в расчетном режиме [7]. Степень с закруткой потока против вращения способна достичь более высокого значения коэффициента теоретического напора и снизить количество лопаточных венцов или частоту вращения ООВ.

Эффективность ступени ООВ без предварительной закрутки (осевой вход потока в РК) занимает промежуточное положение между ступенями с параметрами $n_1 > 0$ и $n_1 < 0$. В данной работе рассмотрены высоконагруженные ООВ с осевым выходом потока.

Регулирование ООВ поворотом лопаток РК.

Исследуем эффективность регулирования ООВ, под которой будем понимать способность сохранить высокое значение КПД в максимальном диапазоне изменения расхода при минимальном угле поворота лопаток РК. Сравнимые ООВ имеют одни и те же параметры в расчетном режиме работы ($\bar{H}_{т.р} = \text{idem}$, $\bar{c}_{aр} = \text{idem}$, $v = \text{idem}$), но различную предварительную закрутку потока при входе в РК, характеризуемую параметром n_1 . Геометрические параметры решеток лопаточных венцов сравниваемых исходных ООВ будут различными. Каждый из ООВ регулируется поворотом лопаток РК с соответствующим изменением параметров рабочих решеток. Каждый ООВ с новым положением РЛ после поворота будет иметь свою характеристику — зависимость ко-

эffициента теоретического напора и КПД от коэффициента расхода \bar{c}_a .

Теоретическая напорная характеристика ООВ $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$ при безотрывном обтекании РЛ имеет форму, близкую к прямой [7]. Коэффициент наклона этой прямой вычисляется по формуле

$$k = \frac{2\bar{H}_{T,p}}{(1+v^2)(1-A)k_r}, \quad (2)$$

где k_r — коэффициент учета вязкости газа, $k_r = \Gamma_{ид}/\Gamma$ ($\Gamma_{ид}$ и Γ — циркуляции скорости в решетке при потенциальном течении и течении вязкой жидкости); A, B — коэффициенты решетки профилей (при потенциальном обтекании $\text{ctg } \beta_2 = A \text{ctg } \beta_1 + B$ (β_2 и β_1 — углы потока при входе и выходе из решетки)).

Для решеток с густотой $\tau > 1$ коэффициент $A \approx 0$ [10]. В диапазоне $-1 \leq n_1 \leq 1$ коэффициент k_r изменяется мало, поэтому теоретические характеристики исходных ООВ с различными значениями n_1 при расчетном угле установки РЛ будут различаться незначительно. После поворота РЛ характеристики также будут близки между собой, но для этого их надо повернуть на разные углы в зависимости от предварительной закрутки потока.

Определим угол поворота лопаток РК $\Delta\theta_{PK}$ ООВ с различной предварительной закруткой потока, необходимый для изменения теоретического напора на произвольную величину $\Delta\bar{H}_T$ при одном и том же коэффициенте расхода. Так как у теоретических характеристик ООВ с различными параметрами n_1 одинаковый наклон, выбор режима (коэффициента расхода \bar{c}_a) для анализа не имеет значения.

Положительным углом поворота лопаток $\Delta\theta_{PK}$ будем считать угол, приводящий к увеличению угла установки профиля в решетке θ_{PK} . В диапазоне бесрывной работы углы отставания потока изменяются незначительно с поворотом РЛ. Следовательно, можно принять, что изменение угла выхода потока из решетки β_2 равно изменению угла установки лопаток $\Delta\beta_2 = \Delta\theta_{PK}$. Изменение коэффициента теоретического напора вычисляется по формуле

$$\Delta\bar{H}_T = \bar{r}(\bar{c}'_{2u} - \bar{c}'_{1u}) - \bar{r}(\bar{c}_{2u} - \bar{c}_{1u}) = \bar{r}(\bar{c}'_{2u} - \bar{c}_{2u})$$

или с учетом соотношения $\bar{w}_{2u} = \bar{r} - \bar{c}_{2u}$

$$\Delta\bar{H}_T = \bar{r}(\bar{w}_{2u} - \bar{w}'_{2u}),$$

где индексом «'» обозначены величины после поворота РЛ на угол $\Delta\theta_{PK}$; \bar{w}_{2u} — окружная со-

ставляющая скорости потока в относительном движении за РК.

Пренебрегая изменением осевой составляющей скорости в межвенцовых зазорах при повороте лопаток РК, получим

$$\Delta\bar{H}_T = \bar{r} \bar{c}_a [\text{ctg } \beta_2 - \text{ctg}(\beta_2 + \Delta\beta_2)]. \quad (3)$$

Здесь

$$\text{ctg } \beta_2 = \frac{\bar{w}_{2u}}{\bar{c}_a} = \frac{\bar{r}^2 - \bar{H}_{T,p}(1+n_1)}{\bar{r} \bar{c}_{ap}}. \quad (4)$$

После преобразований выражение (3) примет вид

$$\Delta\bar{H}_T = \bar{r} \bar{c}_a \frac{\text{ctg}^2 \beta_2 + 1}{\text{ctg } \beta_2 + \text{ctg } \Delta\beta_2}$$

или

$$\Delta\theta_{PK} = \Delta\beta_2 = \text{arctg} \left[\frac{\bar{r} \bar{c}_a (\text{ctg}^2 \beta_2 + 1)}{\Delta\bar{H}_T} - \text{ctg } \beta_2 \right]. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) следует, что с увеличением параметра n_1 уменьшаются $\text{ctg } \beta_2$ и следовательно, угол поворота лопаток $\Delta\theta_{PK}$. Определим угол $\Delta\theta_{PK}$ по изменению коэффициента теоретического напора на одно и то же значение $\Delta\bar{H}_T = 0,1$ для ООВ с расчетными значениями $\bar{H}_{T,p} = 0,3$, $\bar{c}_{ap} = 0,4$ и $v = 0,6$ на среднем радиусе $\bar{r} = 0,825$, с параметром предварительной закрутки потока $-1 \leq n_1 \leq 1$. Результаты расчетных исследований приведены на рис. 1.

Для изменения теоретической характеристики на $\Delta\bar{H}_T = 0,1$; $\Delta\bar{H}_T/\bar{H}_{T,p} = 0,33$ угол поворота лопаток ООВ с параметром $n_1 = -1$ примерно в 4 раза меньше, чем у ООВ с $n_1 = 1$. Аналогичные выводы приведены в работе [12]: чем выше

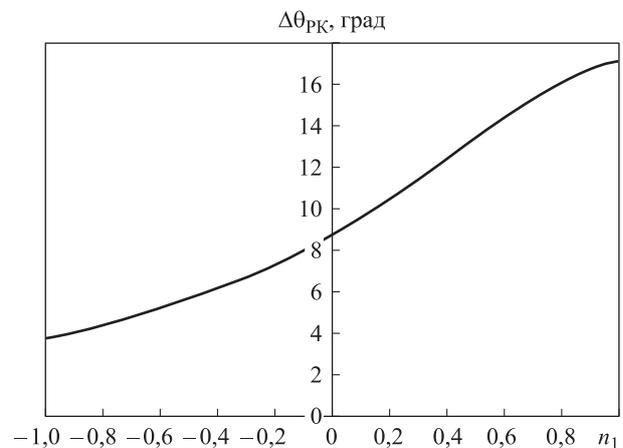


Рис. 1. Зависимость угла поворота лопаток РК $\Delta\theta_{PK}$, обеспечивающего изменение коэффициента теоретического напора $\Delta\bar{H}_T = 0,1$, от параметра предварительной закрутки потока n_1

степень реактивности, тем больший эффект дает поворот РЛ.

Изменение радиального зазора. В процессе регулирования ООВ поворотом лопаток РК значение радиального зазора изменяется относительно расчетного. При этом последнее следует выбирать с учетом крайнего положения пера РЛ с наименьшим углом установки. На всех остальных углах установки радиальный зазор будет непостоянным, а возрастающим по мере приближения к передней и задней кромкам. Увеличение зазора приводит к росту потерь давления в венце [7, 13].

Чтобы узнать, как изменяется радиальный зазор с поворотом РЛ, построим проекцию торца РЛ на плоскость фронта решетки $АВВ$ (рис. 2) и на плоскость $ГОД$, перпендикулярную оси вращения РЛ. При повороте РЛ на $\Delta\theta$ хорда $ГОД$ переходит в положение $Г'ОД'$, а $АВВ$ — в $А'В'В'$. Изменение радиального зазора у кромки $\Delta\delta = OB - OB'$. На рис. 2 изображена упрощенная схема, на которой ось вращения РЛ проходит через среднюю точку хорды профилей. В общем случае отрезок $ОД$ не будет равен половине хорды.

Вычислим значение $\Delta\delta$. Согласно рис. 2,

$$(OE)^2 = (OB)^2 - (EB)^2.$$

С учетом того, что $EB = OD \cos \theta = (b/2) \cos \theta$, имеем

$$(OE)^2 = R^2 - \left(\frac{b}{2} \cos \theta\right)^2,$$

где θ , b и R — угол установки, хорда и радиус периферийного сечения соответственно.

Тогда

$$\begin{aligned} OB' &= \sqrt{(OE)^2 + \left[\frac{b}{2} \cos(\theta + \Delta\theta)\right]^2} = \\ &= \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4} [\cos^2 \theta - \cos(\theta + \Delta\theta)]^2}; \\ \Delta\delta &= OB - OB' = \\ &= R - \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4} [\cos^2 \theta - \cos(\theta + \Delta\theta)]^2}. \end{aligned}$$

При малых углах $\Delta\theta$ функция $\Delta\delta = f(\theta)$ станет максимальной, когда выражение $\cos^2 \theta - \cos(\theta + \Delta\theta)^2$ достигнет наибольшего значения, что будет возможно, если

$$(\cos^2 \theta)' = 0. \quad (6)$$

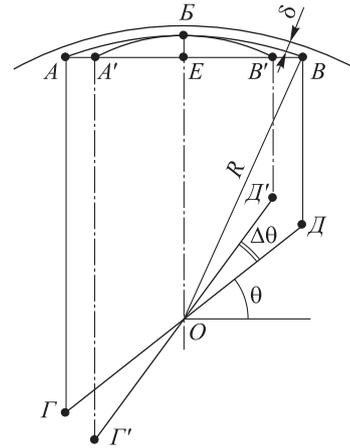


Рис. 2. Упрощенная схема изменения радиального зазора между торцом РЛ и корпусом при повороте РЛ

Решением уравнения (6) является $\theta = 45^\circ$. Однозначной связи между n_1 и $\Delta\delta$ не существует, но можно сделать вывод, что чем ближе диапазон рабочего угла установки профилей периферийной решетки к 45° , тем сильнее изменяется радиальный зазор в области входной и выходной кромок РЛ.

Изменение углов атаки в решетках элементарной ступени. При регулировании ООВ поворотом лопаток РК его характеристики изменяются по-разному в зависимости от предварительной закрутки потока, определяемой параметром n_1 .

Главную роль в снижении КПД рассматриваемых ООВ при переменных режимах работы играют потери, связанные с изменением углов атаки лопаточных венцов относительно расчетных значений, за исключением РЛ ВНА, режим работы которых остается постоянным. Изменяются как углы атаки на среднем радиусе венца, так и характер их распределения по длине РЛ, при этом тем сильнее, чем больше коэффициент расхода \bar{c}_a отличается от его расчетного значения \bar{c}_{ap} .

Угол выхода потока практически не зависит от угла входа потока в широком диапазоне режимов работы. В этом случае углы потока перед РК в относительном движении β_1 и перед СА в абсолютном движении α_2 для текущих значений коэффициента расхода \bar{c}_a определяются выражениями

$$\beta_1 = \arctg \frac{\bar{c}_a}{\bar{r} - \bar{c}_a n_1 \bar{H}_T / (\bar{c}_{ap} \bar{r})};$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\bar{c}_a}{\bar{r} - \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ap}} \left[\bar{r} - \frac{\bar{H}_T(n_1 + 1)}{\bar{r}} \right]}$$

а изменения углов атаки в РК (i_{PK}) и в СА (i_{CA}) вычисляются по формулам

$$\frac{di_{PK}}{d\bar{c}_a} = \frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = \frac{\bar{r}}{\bar{c}_a^2 + \left(\bar{r} - \frac{\bar{c}_a \bar{H}_T n_1}{\bar{c}_{ap} \bar{r}} \right)^2}; \quad (7)$$

$$\frac{di_{CA}}{d\bar{c}_a} = \frac{d\alpha_2}{d\bar{c}_a} = \frac{\bar{r}}{\bar{c}_a^2 + \left\{ \bar{r} - \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ap}} \left[\bar{r} - \frac{\bar{H}_T(n_1 + 1)}{\bar{r}} \right] \right\}^2}. \quad (8)$$

Из соотношений (7) и (8) следует, что со снижением параметра n_1 углы атаки в РК при варьировании режима изменяются меньше, а углы атаки в СА — больше.

Для ООВ с различными значениями n_1 найдены отклонения углов атаки в РК Δi_{PK} и в СА Δi_{CA} от расчетных значений на среднем радиусе $\bar{r} = 0,825$. Сравнимые ООВ имели одни и те же расчетные параметры: $\bar{H}_{T,p} = 0,3$; $\bar{c}_{ap} = 0,4$; $v = 0,6$. На рис. 3 приведены зависимости Δi_{PK} и Δi_{CA} от коэффициента расхода \bar{c}_a в среднем сечении ООВ при различных значениях параметра закрутки потока: $n_1 = -0,5; 0; 0,2$.

С изменением коэффициента расхода углы атаки изменяются по разному во всех сечениях лопаточного венца. Для тех же расчетных па-

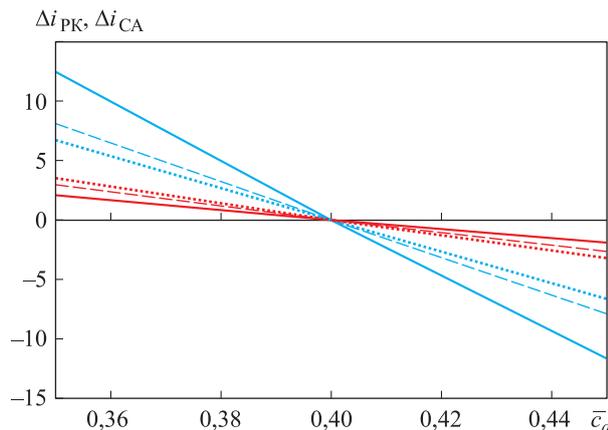


Рис. 3. Зависимости Δi_{PK} и Δi_{CA} в среднем сечении ООВ от коэффициента расхода \bar{c}_a при различных значениях параметра закрутки потока:
 — $\Delta i_{PK}, n_1 = -0,5$; — $\Delta i_{PK}, n_1 = 0$;
 — $\Delta i_{PK}, n_1 = 0,2$; — $\Delta i_{CA}, n_1 = -0,5$;
 - - - - - $\Delta i_{CA}, n_1 = 0$; — $\Delta i_{CA}, n_1 = 0,2$

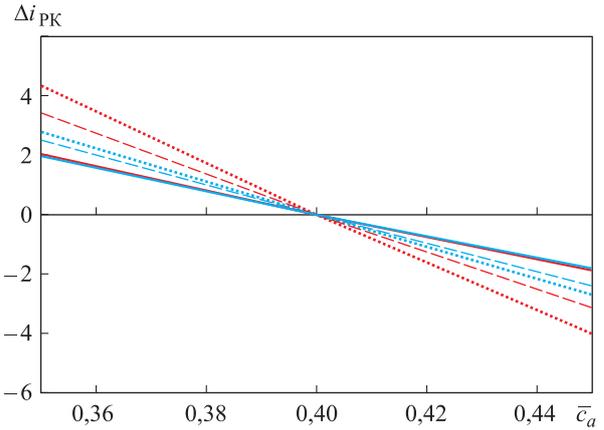


Рис. 4. Зависимость изменения углов атаки Δi_{PK} в периферийных и втулочных сечениях РК ООВ от коэффициента расхода \bar{c}_a при различных значениях параметра закрутки потока:
 — $\bar{r} = 0,6, n_1 = -0,5$; - - - - - $\bar{r} = 0,6, n_1 = 0$;
 — $\bar{r} = 0,6, n_1 = 0,2$; — $\bar{r} = 1, n_1 = -0,5$;
 - - - - - $\bar{r} = 1, n_1 = 0$; — $\bar{r} = 1, n_1 = 0,2$

раметров ООВ вычислены углы атаки в периферийных ($\bar{r} = 1$) и втулочных решетках ($\bar{r} = v = 0,6$) РК. Их зависимости от коэффициента расхода приведены на рис. 4. При изменении коэффициента расхода \bar{c}_a углы атаки в решетках РК вентилятора с параметром $n_1 = -0,5$ будут не только ближе к оптимальным значениям по сравнению с другими вариантами, но и практически не изменяются по длине РЛ.

Численное моделирование. Выполнено численное исследование характеристик трех ООВ с одинаковыми расчетными параметрами ($\bar{H}_{T,p} = 0,3$; $\bar{c}_{ap} = 0,4$; $v = 0,6$), различной предварительной закруткой потока ($n_1 = 0; 0,2; -0,5$) и осевым выходом потока $n_2 = 0$.

Густоты решеток профилей τ лопаточных венцов, определенные с учетом рекомендаций, приведенных в работе [7], вместе с другими геометрическими параметрами приведены в табл. 1, где $\beta_{1л}, \beta_{2л}$ — геометрические углы входа и выхода решеток профилей для РК, $\alpha_{2л}$ и $\alpha_{3л}$ — то же для СА, $\alpha_{0л}$ и $\alpha_{1л}$ — то же для ВНА. Густоты решеток РК вентиляторов, оказавшиеся близкими друг к другу, были приняты одинаковыми. Густоты решеток СА различались существенно: более чем в 2 раза для $n_1 = -0,5$ и $n_1 = 0,2$. Геометрические параметры решеток профилей получены методом дискретных вихрей.

Оценка аэродинамической нагруженности лопаточных венцов в расчетной точке проведе-

Таблица 1

**Геометрические параметры
лопаточных венцов исходных ООВ
во втулочных и периферийных сечениях**

n_1	Венец	τ	$\beta_{1л}(\alpha_{2л}, \alpha_{0л})$	$\beta_{2л}(\alpha_{3л}, \alpha_{1л})$
0	ВНА	–	–	–
	РК	$\frac{1,80}{1,05}$	$\frac{38,2}{19,3}$	$\frac{87,0}{38,1}$
	СА	$\frac{2,00}{1,20}$	$\frac{39,1}{52,6}$	$\frac{104,5}{108,8}$
0,2	ВНА	$\frac{0,60}{0,40}$	$\frac{90,0}{90,0}$	$\frac{111,0}{105,2}$
	РК	$\frac{1,80}{1,05}$	$\frac{43,1}{20,6}$	$\frac{100,3}{40,4}$
	СА	$\frac{2,00}{1,20}$	$\frac{34,2}{47,5}$	$\frac{102,8}{103,1}$
–0,5	ВНА	$\frac{0,6}{0,4}$	$\frac{90,0}{90,0}$	$\frac{40,2}{50,9}$
	РК	$\frac{1,80}{1,05}$	$\frac{29,9}{16,8}$	$\frac{60,7}{33,4}$
	СА	$\frac{1,17}{0,70}$	$\frac{59,4}{69,6}$	$\frac{99,6}{99,8}$

Примечание. В числителе дроби указаны значения для втулочных сечений, в знаменателе — для периферийных.

на по степени диффузорности в концевых сечениях лопаток РК и СА (табл. 2). Степень диффузорности решеток с постоянными осевыми скоростями в пределах венцов имеет вид [6]

$$D_{ePK} = \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \left[1,12 + 0,61 \frac{\sin \beta_1^2}{\tau} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \right];$$

$$D_{eCA} = \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_2} \left[1,12 + 0,61 \frac{\sin \alpha_2^2}{\tau} (\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \alpha_3) \right].$$

где α_3 — угол потока в абсолютном движении на выходе из СА.

Таблица 2

**Значения степени диффузорности втулочных
и периферийных решеток лопаточных венцов
ООВ**

Венец	D_e		
	$n_1 = 0$	$n_1 = 0,2$	$n_1 = -0,5$
РК	$\frac{2,24}{1,67}$	$\frac{2,07}{1,68}$	$\frac{2,28}{1,60}$
СА	$\frac{2,00}{1,72}$	$\frac{2,27}{1,87}$	$\frac{1,60}{1,51}$

Примечание. В числителе дроби указаны значения для втулочных решеток, в знаменателе — для периферийных.

Исследование течения в ступенях ООВ проведено методом численного моделирования [14, 15]. Расчетная область состояла из одного межлопаточного канала ВНА, одного канала РК и одного канала СА. Моделирование для ООВ диаметром 0,7 м выполнено в программе ANSYS CFX, в которой решались уравнения неразрывности, сохранения импульса, сохранения энергии и уравнение состояния. В численных исследованиях не учитывалось изменение радиального зазора при повороте лопаток РК. Радиальный зазор, принятый постоянным, составил 1 мм, втулочный радиальный зазор равнялся нулю.

Результаты численного моделирования в диапазоне коэффициента расхода $\bar{c}_a = 0,40 \dots 0,86$ для трех ООВ с различными углами установки лопаток РК приведены на рис. 5. Углы поворота $\Delta\theta_{PK}$ ООВ с осевым входом потока ($n_1 = 0$) выбраны таким образом, чтобы обеспечить максимальную эффективность работы ООВ при коэффициентах расхода $\bar{c}_a = 0,4; 0,63; 0,86$. В этом случае углы $\Delta\theta_{PK}$ составили $0; 25; 40^\circ$ соответственно.

С учетом формулы (5) определены углы поворота $\Delta\theta_{PK}$ для ООВ с $n_1 = 0,2$ и $n_1 = -0,5$ из условия равенства коэффициентов теоретического напора этих вентиляторов и ООВ с осевым входом потока ($n_1 = 0$) при $\Delta\theta_{PK}$ равном $0, 25$ и 40° , а затем уточнены в процессе численно-

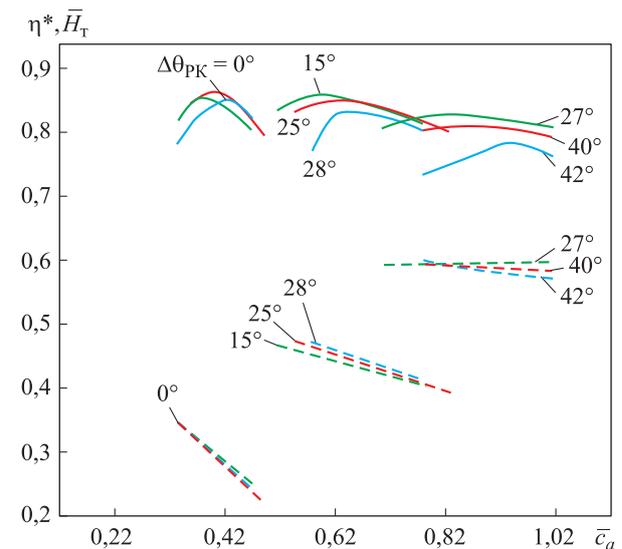


Рис. 5. Зависимости КПД η^* и коэффициента теоретического напора \bar{H}_T ООВ от коэффициента расхода \bar{c}_a при различных значениях n_1 и $\Delta\theta_{PK}$:

- $\eta^*, n_1 = 0$; - - - $\bar{H}_T, n_1 = 0$;
- $\eta^*, n_1 = 0,2$; - - - $\bar{H}_T, n_1 = 0,2$;
- $\eta^*, n_1 = -0,5$; - - - $\bar{H}_T, n_1 = -0,5$

го моделирования. Их значения нанесены на характеристики ООВ (см. рис. 5).

Анализ характеристик исходных ООВ ($\Delta\theta_{РК} = 0$) и ООВ с увеличенными углами установок РЛ ($\Delta\theta_{РК} > 0$), приведенных на рис. 5, показывает, что с увеличением угла поворота РЛ возрастают коэффициенты теоретического напора \bar{H}_T и расхода \bar{c}_a , изменяется КПД, который сохраняет высокое значение в широком диапазоне изменения \bar{c}_a для ООВ с $n_1 \leq 0$.

Углы наклона теоретических характеристик $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$ исследуемых ООВ различаются менее чем на 5° и практически соответствуют значениям, полученным по выражению (2). Для изменения теоретической характеристики на одно и то же значение лопатки ООВ с $n_1 = 0,2$ необходимо повернуть на угол примерно в 1,7 раз больший, чем РЛ вентилятора с $n_1 = -0,5$. Это подтверждает оценки, сделанные ранее (см. рис. 1).

С увеличением угла поворота $\Delta\theta_{РК}$ возрастает рассогласование в работе с нерегулируемым СА. РК вентилятора при произвольном $\Delta\theta_{РК}$ имеет максимальное значение КПД $\eta_{РК\max}^*$ при оптимальном значении коэффициента расхода $\bar{c}_{aРК\text{опт}}$ на среднем радиусе. При этом оптимальный угол атаки в широком диапазоне изменения углов установки профилей в решетке меняется незначительно, т. е. $i_{РК\text{опт}} \approx \text{idem}$. Потери в РК минимальны.

Так как с ростом $\Delta\theta_{РК}$ коэффициент расхода увеличивается, углы атаки в нерегулируемом СА уменьшаются по сравнению с расчетными значениями, а потери возрастают. Поэтому максимальное значение КПД всего ООВ будет достигаться при меньшем значении его оптимального коэффициента расхода $\bar{c}_{aв,опт}$ ($\bar{c}_{aв,опт} < \bar{c}_{aРК\text{опт}}$), при котором суммарные потери в РК и СА станут минимальными.

С использованием трехмерных моделей определены максимальные значения радиальных зазоров (в области входной и выходной кромок) для различных углов поворота РЛ исходных ООВ. При расчетном угле установки радиальный зазор s_r во всех случаях принимали равным 0,001 м, что соответствует относительной величине \bar{s}_r менее 1%: $\bar{s}_r = s_r/l = 0,007$ (l — длина РЛ). Максимальные значения относительного радиального зазора для различных углов поворота РЛ приведены в табл. 3.

Аналогичным образом изменяются радиальные зазоры во втулочных сечениях РК при повороте РЛ.

Таблица 3

Максимальные значения относительного радиального зазора для различных углов поворота РЛ

n_1	$\Delta\theta_{РК}$, град	\bar{s}_r
-0,5	15	0,016
	27	0,024
0	25	0,039
	40	0,050
0,2	28	0,041
	42	0,055

Поворот РЛ приводит к увеличению радиальных зазоров на большей части длины профилей и к уменьшению КПД вентиляторов. Чем больше $\Delta\theta_{РК}$ и n_1 , тем значительнее рост радиальных зазоров и снижение КПД по сравнению с их значениями (см. рис. 5).

Анализ результатов показывает, что поворот лопаток РК эффективно влияет на характеристику ООВ и позволяет в широких пределах изменять их расход и напор при сохранении высокого значения КПД. Особенно это относится к ООВ с большой степенью реактивности, у которых параметр $n_1 \leq 0$.

Выводы

1. Проведено исследование и получены аналитические зависимости напорных характеристик, углов атаки и радиальных зазоров ООВ с различной предварительной закруткой потока перед РК от угла поворота РЛ.

2. Спрофилированы лопаточные аппараты ООВ с одинаковыми параметрами в расчетной точке: относительным диаметром втулки ООВ $v = 0,6$, коэффициентами теоретического напора $\bar{H}_{Т,р} = 0,3$ и расхода $\bar{c}_{aр} = 0,4$. Предварительная закрутка потока определялась параметром n_1 , равным $-0,5$ (закрутка против вращения), 0 (осевой вход) и $0,2$ (закрутка по вращению). Выход потока за СА принят осевым.

3. Выполнено численное моделирование работы ООВ. Показано, что в широком диапазоне изменения коэффициента расхода $\bar{c}_a/\bar{c}_{aр} = 1,00\dots 2,15$ можно обеспечить практически идентичные напорные характеристики ООВ поворотом РЛ. При этом угол поворота лопаток $\Delta\theta_{РК}$ для разных значений параметра n_1 будет

неодинаковым. При $n_1 = -0,5$ угол $\Delta\theta_{РК}$ примерно в 1,6 раза меньше, чем при $n_1 = 0$, что снижает потери вследствие меньшего возрастания радиального зазора в РК.

4. Потери при регулировании ООВ поворотом РЛ связаны в основном с рассогласованием в работе с неподвижным СА, приводящем к отклонению углов атаки от оптимальных зна-

чений. По сравнению с ООВ с закруткой потока по вращению ООВ с $n_1 < 0$ характеризуются высокой эффективностью в более широком диапазоне изменения расхода при меньших углах поворота РЛ. Следовательно, предварительная закрутка потока против вращения повышает эффективность регулирования вентилятора поворотом лопаток РК.

Литература

- [1] Березин С.Е. Выбор способа регулирования воздуходувок для аэрации сточных вод. *Водоснабжение и санитарная техника*, 2012, № 11, с. 59–64.
- [2] Дзидзигури А.А. *Работа шахтных вентиляторов в сложных сетях*. Тбилиси, Изд-во АН Грузинской ССР, 1958. 165 с.
- [3] Алыменко Н.И., Алыменко Д.Н., Трапезников И.И., Ковалев А.В. Требования к современным осевым вентиляторам местного проветривания. *Горный информационно-аналитический бюллетень*, 2003, № 10, с. 168–170.
- [4] Архипов Д.В., Тумашев Р.З. Расчетное исследование влияния тангенциального наклона и косоугольного обтекания лопаток направляющего аппарата на работу ступени осевого компрессора. *Наука и образование: электронное научно-техническое издание*, 2015, № 11, с. 178–192, doi: 10.7463/1115.0825832. URL: <http://engineering-science.ru/doc/825832.html> (дата обращения 14 апреля 2018).
- [5] Караджи С.В., Тумашев Р.З. Сравнение аэродинамических характеристик лопаточных венцов с различной формой оси лопатки. *Журнал Сибирского федерального университета. Сер. Техника и технологии*, 2012, т. 5, № 3, с. 245–257.
- [6] Замолодчиков Г.И., Тумашев Р.З. Повышение эффективности вентилятора на различных рабочих режимах путем изменения формы лопатки направляющего аппарата. *Наука и Образование: Научное издание*, 2017, № 1, с. 20–36, doi: 10.7463/0117.0000920. URL: <http://technomagelpub.elpub.ru/jour/article/view/920/912> (дата обращения 1 мая 2018).
- [7] Брусиловский И.В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов. *Труды Центрального аэрогидродинамического института им. Н.Е. Жуковского*, Москва, Изд. отдел ЦАГИ, 2004. 275 с.
- [8] Ахмедзянов Д.А., Козловская А.Б. Методика расчета и моделирования осевых компрессоров авиационных ГТД. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2009, т. 13, № 1, с. 9–19.
- [9] Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Определение номинальных режимов решеток профилей, ступеней и каскадов компрессоров с использованием расчетных методов и метода номограмм. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2015, т. 19, № 2, с. 69–78.
- [10] Брусиловский И.В. *Оценка влияния способа предварительной закрутки потока в осевом вентиляторе на его свойства*. Москва, Издательский отдел ЦАГИ, препринт № 124, 2000, 5 с.
- [11] Коротков В.А., Татаренко Ю.В. Безразмерные характеристики осерадиального колеса центробежной компрессорной ступени. *Вестник международной академии холода*, 2014, № 4, с. 44–47.
- [12] Петров Ю.Е. Оценка эффективности регулирования осевых воздуходувок мощных котлоагрегатов. *Труды ЦКТИ*, 1970, вып. 102, с. 51–58.
- [13] Ковалева Е.А., Коваль В.А., Романов В.В. Влияние радиального зазора на границу газодинамической устойчивости осевых компрессоров ГТД. *Насосы, турбины системы*. 2013, № 3, с. 27–34.
- [14] Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Серков С.А. Верификация задачи численного моделирования течения воздуха в осевой компрессорной ступени. *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 1(106), с. 54–67.

- [15] Шелковский М.Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного течения в компрессоре. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2012, № 3/10(57), с. 60–65.

References

- [1] Berezin S.E. Vybor sposoba regulirovaniya vozduhoduvok dlya aeratsii stochnyh vod [Choosing the method of air blower control for wastewater aeration]. *Vodosnabzhenie i sanitarnaya tekhnika* [Water Supply and Sanitary Technique]. 2012, no. 11, pp. 59–64.
- [2] Dzidziguri A.A. *Rabota shahtrnyh ventilyatorov v slozhnykh setyah* [Work mine ventilators in complex networks]. Tbilisi, AN Georgian SSR publ., 1958. 165 p.
- [3] Alymenko N.I., Alymenko D.N., Trapeznikov I.I., Kovalev A.V. Trebovaniya k sovremennym oseyvm ventilyatoram mestnogo provetrivaniya [Requirements for modern axial local ventilation fans]. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'* [Mining informational and analytical bulletin]. 2003, no. 10, pp. 168–170.
- [4] Arhipov D.V., Tumashev R.Z. Raschetnoe issledovanie vliyaniya tangentsial'nogo naklona i kosogo obtekaniya lopatok napravlyayushchego apparata na rabotu stupeni oseвого kompressora [Numerical Investigation of Influence of Tangent Pitch and Slanting Flow of Guide Vanes on the Axial Compressor Stage Parameters]. *Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie* [Science and education: scientific edition and technical publication]. 2015, no. 11, pp. 178–192, doi: 10.7463/1115.0825832. Available at: <http://engineering-science.ru/doc/825832.html> (accessed 14 April 2018).
- [5] Karadzhi S.V., Tumashev R.Z. Sravnenie aerodinamicheskikh harakteristik lopatochnykh ventsov s razlichnoy formoy osi lopatki [Aerodynamics of Axial Rotors with Different Axis of Blade Alignment]. *Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Ser. Tekhnika i tekhnologii* [Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies]. 2012, vol. 5, no. 3, pp. 245–257
- [6] Zamolodchikov G.I., Tumashev R.Z. Povyshenie effektivnosti ventilyatora na razlichnykh rabochnykh rezhimakh putem izmeneniya formy lopatki napravlyayushchego apparata [Fan Efficiency Improvement via Changing Guide Blade Shape under Various Operating Conditions]. *Nauka i Obrazovanie: Nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication]. 2017, no. 1, pp. 20–36, doi: 10.7463/0117.0000920. Available at: <http://technomagelpub.elpub.ru/jour/article/view/920/912> (accessed 1 May 2018).
- [7] Brusilovskiy I.V. Aerodinamika i akustika osevykh ventilyatorov [Aerodynamics and acoustics of axial fans]. *Trudy Tsentral'nogo aerogidrodinamicheskogo instituta im. N. E. Zhukovskogo* [Proceedings of the Central Aero hydrodynamic Institute named after N.E. Zhukovsky]. Moscow, TSAGI publ., 2004. 275 p.
- [8] Ahmedzyanov D.A., Kozlovskaya A.B. Metodika rascheta i modelirovaniya osevykh kompressorov aviatsionnykh GTD [Design procedure and modeling axial compressors aviation GTD]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Ufa state aviation technical university]. 2009, vol. 13, no. 1, pp. 9–19.
- [9] Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. Opredelenie nominal'nykh rezhimov reshetok profilye, stupeney i kaskadov kompressorov s is-pol'zovaniem raschetnykh metodov i metoda nomogramm [Determination of nominal mode blade cascades, stages and compressor spools using the calculated methods and nomograms]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo avia-tsionnogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of Ufa state aviation technical university]. 2015, vol. 19, no. 2, pp. 69–78.
- [10] Brusilovskiy I.V. Otsenka vliyaniya sposoba predvaritel'noy zakrutki potoka v osevom ventilyatore na ego svoystva [Evaluation of the influence of the method of pre-twisting the flow in the axial fan on its properties]. Moscow, TSAGI publ., preprint no. 124, 2000. 5 p.
- [11] Korotkov V.A., Tatarenko Yu.V. Bezrazmernye harakteristiki osera-dial'nogo kola tsen-trobeznoy kompressornoy stupeni [The dimensionless characteristics of centrifugal compressor stage axial-radial impeller]. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii holoda* [Bulletin of the international Academy of cold]. 2014, no. 4, pp. 44–47.
- [12] Petrov Yu.E. Otsenka effektivnosti regulirovaniya osevykh vozduhoduvok moshchnykh kotloagregatov [Evaluation of efficiency of control of axial blowers of powerful boilers]. *Trudy TSKTI* [Proceedings of CKTI]. 1970, is. 102, pp. 51–58.

- [13] Kovaleva E.A., Koval' V.A., Romanov V.V. Vliyanie radial'nogo zazora na granitsu gazo-dinamicheskoy ustoychivosti oseyvkh kompressorov GTD [Influence Of Tip Clearance On Gas-Dynamic Stability Limit Of Gas-Turbine Engine Axial Compressors]. *Nasosy, turbiny sistemy* [Pumps. Turbines. Systems]. 2013, no. 3, pp. 27–34.
- [14] Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L., Serkov S.A. Verifikatsiya zadachi chislenного modelirovaniya techeniya vozduha v osevoy kompressorной stupeni [Verification of numerical simulation of air flow in axial compressor stage]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvenного tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2016, no. 1(106), pp. 54–67.
- [15] Shelkovskiy M.Yu. Verifikatsiya programmного kompleksа ANSYS CFX dlya chislenного analiza trekhmernого techeniya v kompressore [Verification of ANSYS CFX software package for numerical analysis of three-dimensional viscous flow in the compressor]. *Sovremennyye tekhnologii v gazoturbostroenii* [Eastern-European journal of enterprise technologies]. 2012, no. 3/10(57), pp. 60–65.

Статья поступила в редакцию 19.06.2018

Информация об авторах

ЗАМОЛОДЧИКОВ Глеб Игоревич (Москва) — аспирант кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана; инженер ФГУП «ЦАГИ» (140180, Жуковский, Московская область, Российская Федерация, ул. Жуковского, д. 1, e-mail: gzamolodchikov@gmail.com).

ТУМАШЕВ Рамиль Зарифович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: e3@bmstu.ru).

Information about the authors

ZAMOLODCHIKOV Gleb Igorevich (Moscow) — Post-graduate, Department of Gas Turbine and Non-Traditional Power Installations. Bauman Moscow State Technical University; Engineer, Federal State Unitary Enterprise — Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI (140180, Zhukovskiy, Moscow Region, Russian Federation, Zhukovskiy St., Bldg. 1, e-mail: gzamolodchikov@gmail.com).

TUMASHEV Ramil Zarifovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Gas Turbine and Non-Traditional Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: e3@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Замолодчиков Г.И., Тумашев Р.З. Влияние предварительной закрутки потока на эффективность регулирования вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 10, с. 72–82, doi: 10.18698/0536-1044-2018-10-72-82.

Please cite this article in English as:

Zamolodchikov G.I., Tumashev R.Z. The Pre-Swirl Effect on the Efficiency of Adjustable Fan. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 10, pp. 72–82, doi: 10.18698/0536-1044-2018-10-72-82.