

ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 62-135

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, РЕВЕРСИРУЕМЫХ ВРАЩЕНИЕМ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

А. М. Красюк, П. В. Косых

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
E-mail: krasuk@cn.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Выполнен аэродинамический расчет схем осевых вентиляторов, имеющих рабочее колесо и входной направляющий аппарат, которые реверсируются путем остановки рабочего колеса и приведением направляющего аппарата во вращение. Это значительно увеличивает производительность вентилятора в реверсивном режиме работы. Разработана методика расчета углов поворота лопаток, позволяющая получать требуемые параметры потока при реверсировании. Определены области расчетных параметров аэродинамических схем осевых вентиляторов, в которых реализуется эффективное реверсирование предлагаемым способом. Рассмотрена задача проектирования вентилятора, обладающего близкими аэродинамическими характеристиками в прямом и реверсивном режимах. Получены зависимости коэффициента закручивания потока в направляющем аппарате от коэффициента осевой скорости, обеспечивающие геометрически подобные профили лопаток колеса и аппарата на среднем радиусе.

Реверсивный осевой вентилятор, аэродинамическая схема вентилятора, способ реверсирования, вращающийся направляющий аппарат

DOI: 10.15372/FTPRPI20230309

Осевые вентиляторы широко применяются при проветривании шахт и тоннелей в качестве вентиляторов главного проветривания, обеспечивающих необходимый воздухообмен в сети. Мощность их приводных электродвигателей достигает 8000 кВт, производительность — 700 м³/с и потребляют они около 1.5 % вырабатываемой в Российской Федерации электроэнергии [1]. Важнейшее требование, предъявляемое к машинам этого типа, — высокая энергоэффективность.

Правила безопасности эксплуатации шахт требуют, чтобы при реверсировании обеспечивался расход воздуха в количестве не менее 60% от подачи прямого режима [2]. Еще одно важное требование — высокая надежность вентилятора, напрямую зависящая от сложности и технологичности ее узлов. Необходимо, чтобы машина имела простую конструкцию, позволяющую произвести реверсирование в любое время, для обеспечения безопасности при эвакуации горнорабочих в случае аварий в шахтах.

Известны различные способы реверсирования вентиляторов, среди которых наиболее распространены следующие [3]:

- поворот лопаток рабочего колеса (РК) на 180° с установкой лопаток входного (ВНА) и спрямляющего (СА) аппаратов в реверсивное положение с изменением направления вращения РК (рис. 1а);
- поворот лопаток РК на 180° ($\theta_{\text{РК}} + \theta_{\text{РК}}^-$) без изменения направления вращения (рис. 1б); $\theta_{\text{РК}}$, $\theta_{\text{РК}}^-$ — углы установки лопаток РК в прямом и реверсивном режимах работы соответственно; далее величины, относящиеся к реверсивному режиму работы, будут обозначаться символом “-”, как это сделано в [3]; то же самое относится и к лопаточным венцам, меняющим свою роль;
- изменение направления вращения РК и поворот лопаток аппаратов в реверсивное положение (рис. 1в).

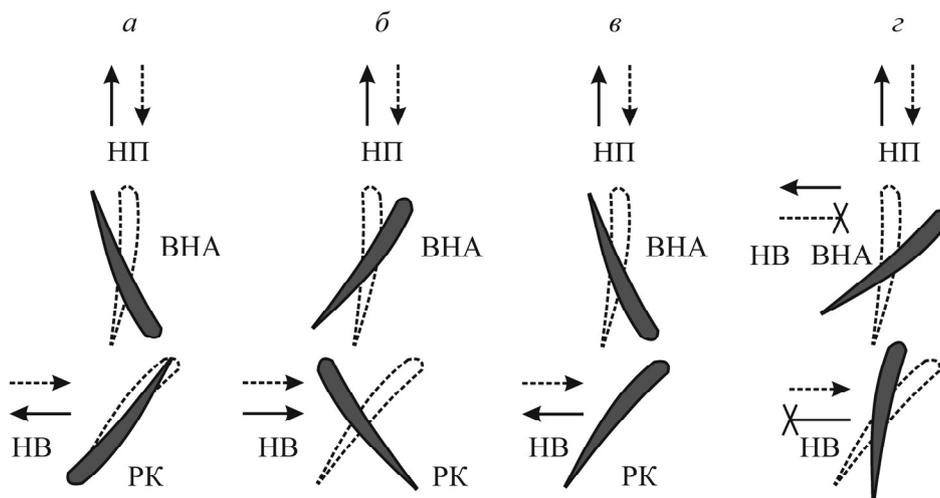


Рис. 1. Способы реверсирования вентиляторов: а — поворот лопаток на 180° с изменением направления вращения рабочего колеса; б — поворот лопаток без изменения направления вращения; в — изменение направления вращения рабочего колеса без поворота лопаток; г — приведение во вращение ВНА при остановленном рабочем колесе с поворотом его лопаток и ВНА; НВ — направление вращения; НП — направление потока воздуха; пунктирная линия — прямой режим; сплошная — реверсивный

Рассмотрим преимущества и недостатки перечисленных способов аэродинамического реверсирования осевых вентиляторов. Первый способ, при котором лопатка РК разворачивается на 180° или близкий ему угол, обладает наибольшим аэродинамическим совершенством и позволяет вентилятору работать в реверсивном режиме практически так же, как и в прямом (рис. 1а). Лопатка, развернутая на 180° , на большей части длины обтекается потоком воздуха в допустимых углах атаки (речь идет о рабочей точке в реверсивном режиме) при соответству-

ющим образом установленных лопатках аппаратов. Главный недостаток этого способа — применение механизма поворота лопаток РК на ходу, осуществляющего этот поворот на значительный угол. Наблюдаемая тенденция к увеличению скоростей вращения вентиляторов [4] ведет к повышению нагрузок на узлы крепления лопаток, что сказывается на сложности реализации механизма поворота и ограничивает его применение. Механизм поворота может быть реализован различным образом, на практике для достижения поворота на такие углы часто применяют зубчатое зацепление и перестановочные диски, вращающиеся вместе с колесом и обладающие большой массой [5]. Этот перестановочный диск меняет свое положение в зависимости от требуемого угла поворота лопаток, в связи с чем меняется и распределение масс ротора в зависимости от режима работы, что существенно усложняет задачу балансировки ротора. Еще один недостаток — необходимость применения полной схемы (ВНА + РК + СА) в том случае, если в реверсивном режиме нужно получить давления, сравнимые с давлениями вентилятора в прямом режиме, потому что СА должен повернуть поток на входе так, как это делает ВНА в прямом режиме. Применение полной схемы увеличивает осевые габариты всей вентиляторной установки.

Реверсирование по второму способу (рис. 1б) по сравнению с первым имеет два главных преимущества: это меньший угол поворота лопатки РК (обычно он не превышает 150°), что облегчает задачи балансировки ротора и создания механизма поворота. Неизменность направления вращения упрощает электромеханическую часть установки и позволяет значительно сократить время реверсирования режима работы, осуществив его без остановки ротора [5, 6]. Кроме того, лопатки НА и СА при переходе в режим $СА^-$ и $НА^-$ требуют незначительного изменения угла установки и зачастую можно обойтись без механизма поворота лопаток аппаратов. В эффективности и обеспечиваемом давлении данный способ уступает предыдущему.

Третий способ аэродинамического реверсирования (рис. 1в), при котором лопатки РК остаются в том же положении, наиболее прост с конструктивной точки зрения, именно он чаще всего применяется в реверсируемых осевых вентиляторах. Он наименее совершенен с точки зрения аэродинамики. Основные потери при реверсировании только изменением направления вращения ротора и поворотом лопаток аппаратов связаны с тем, что поворот потока в межлопаточном канале РК не соответствуют изгибу средней линии профилей его лопаток [7, 8]. Для повышения давления в реверсивном режиме и снижения потерь стремятся уменьшить кривизну средней линии профиля [8] путем применения лопаток с эллиптическими профилями [9] или с профилями специальной формы (например, S-образные лопатки) [10–12]. Известна работа по созданию реверсируемых вентиляторов с гибкими деформируемыми лопатками, работающими схожим с парусом образом [13]. При создании некоторых реверсируемых низконапорных или струйных вентиляторов используются лопатки с прямой средней линией профиля [8, 14, 15], которые позволяют получать одинаковую характеристику в прямом и реверсивном режимах, однако такие лопатки для достижения определенного давления должны обтекаться с большими углами атаки, чем лопатки с кривыми средними линиями профилей. Это ограничивает область применения данных вентиляторов невысоким давлением. Недостаток такого способа — невозможность обеспечить высокое давление в реверсивном режиме.

Удовлетворительными реверсивными качествами обладают вентиляторы с РК встречного вращения, в конструкции которых обычно не применяются аппараты [8, 16]. Существенный недостаток этих вентиляторов — применение двух приводов, по одному на каждое колесо.

Предложенный в [17] способ реверсирования осевых вентиляторов, созданных по схеме ВНА + РК (рис. 1з), отличается рядом преимуществ по сравнению с перечисленными выше. Особенность способа состоит в том, что вентиляторы имеют два РК на одном приводе, одно из которых в прямом режиме неподвижно и выполняет роль ВНА. При реверсировании оно приводится во вращение с направлением вращения, обратным прямому, а второе РК затормаживается и выполняет роль ВНА. Кинематическая схема предлагаемого вентилятора показана на рис. 2. При реверсировании лопатки рабочих колес следует повернуть на определенные углы $\Delta\theta_{\text{ВНА}}$ и $\Delta\theta_{\text{РК}}$ (рис. 3), необходимые для эффективной работы вентилятора.

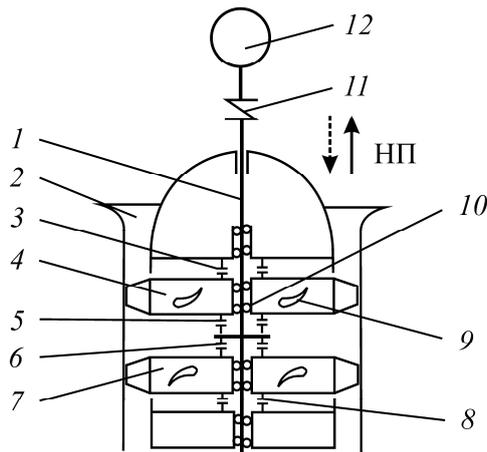


Рис. 2. Кинематическая схема реверсивного вентилятора: 1 — вал; 2 — корпус; 3, 8 — тормозные устройства; 4 — колесо ВНА; 5, 6 — управляемые муфты; 7 — РК; 9 — лопатки; 10 — подшипники; 11 — муфта; 12 — электродвигатель; НП — направление воздушного потока; пунктирная линия — прямой режим; сплошная — реверсивный

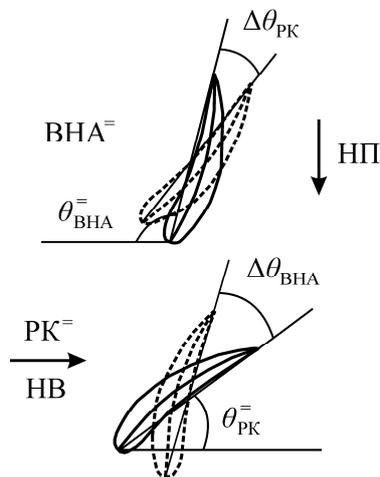


Рис. 3. Углы поворота лопаток при переходе в реверсивный режим: НВ — направление вращения в реверсивном режиме; НП — направление потока воздуха в реверсивном режиме; пунктирные линии — положения профилей лопаток в прямом режиме работы; сплошные — в реверсивном

При таком реверсировании направление поворота потока в межлопаточных каналах ВНА^{\pm} и РК^{\pm} совпадает с изгибом профилей их лопаток. Аэродинамические потери при этом значительно меньше, чем при реверсировании вторым и третьим способами. При реверсе и при прямой работе аэродинамическая схема остается схемой ВНА + РК, что способствует уменьшению осевых

габаритов вентилятора. Для создания рассматриваемых схем требуется изменять углы поворота лопаток ВНА и РК для повышения эффективности реверсирования [18]. При работе на ту же вентиляционную сеть углы поворота не превышают 70° . Это значительно облегчает создание поворотного механизма. Поскольку вращение РК происходит при определенном угле установки лопаток, не изменяющемся при вращении, это значительно упрощает задачу балансировки по сравнению с первым и вторым способами реверсирования.

Приведем особенности расчета схем осевых вентиляторов ВНА + РК, реверсируемых приведением ВНА во вращение с остановкой рабочего колеса.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ПОВОРОТА ЛОПАТОК ДЛЯ РЕВЕРСИРОВАНИЯ

Для повышения производительности вентилятора при реверсировании необходимо повернуть лопатки РК и ВНА на некоторые углы. Для их определения разработана специальная методика. Задана аэродинамическая схема осевого вентилятора, включающая ВНА и РК, и известны геометрические параметры лопаточных венцов (рис. 4) на среднем радиусе $\bar{r} = \sqrt{(1+v^2)}/2$ (v — втулочное отношение вентилятора), где $\bar{f} = f/b$ — относительный прогиб профиля; $\bar{b} = b/r$ — относительная величина хорды; $\bar{c} = c/b$ — относительная толщина профиля; θ_r — угол установки профиля; $\tau = t/b$ — густота лопаточной решетки, которая составлена из этих профилей (использованы те же обозначения, что и в [3]).

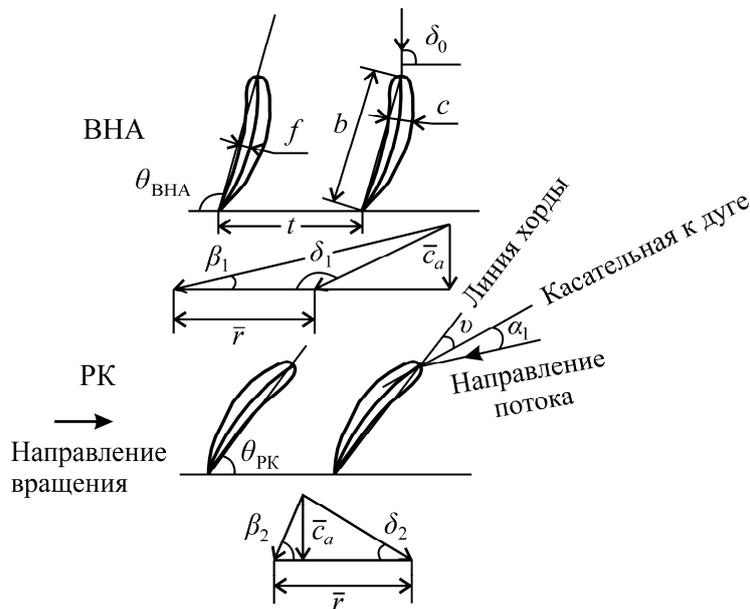


Рис. 4. Треугольники скоростей воздушного потока в решетках ВНА и РК в прямом режиме работы и их геометрические параметры: \bar{r} — радиус РК; b — длина хорды профиля; f — максимальная стрелка прогиба средней линии профиля; c — максимальная толщина профиля; t — шаг решетки профилей

Углы поворота определяются исходя из того, что при реверсировании схема должна обладать заданным коэффициентом теоретического давления $\psi_i^{\bar{}}$ при требуемом коэффициенте расхода $\varphi^{\bar{}}$. Эти параметры обеспечиваются при соответствующих углах входа воздушного потока в решетку ВНА $\delta_0^{\bar{}}$ и РК $\beta_1^{\bar{}}$ и выхода из них $\delta_1^{\bar{}}$ и $\beta_2^{\bar{}}$ соответственно. При этом опреде-

ленному расходу соответствует определенный коэффициент среднерасходной осевой скорости $\varphi_a^- = \varphi^- / (1 - v^2)$. В расчетной точке коэффициент осевой скорости \bar{c}_a^- принимается равным коэффициенту среднерасходной осевой скорости: $\bar{c}_a^- = \varphi_a^-$. Коэффициент осевой скорости \bar{c}_a^- связан с осевой скоростью $\bar{c}_a^- = c_a^- / u$ (u — окружная скорость вентилятора).

На рис. 4 показаны треугольники скоростей для прямого режима работы. В реверсивном режиме они выглядят аналогично, но поток входит в решетку со стороны задней кромки профиля. Принимаем, что в решетку ВНА⁻ поток входит параллельно оси вращения вентилятора ($\delta_0^- = 90^\circ$), а углы атаки α_1^- у носика профиля РК⁻ задаются равными или близкими нулю, как рекомендовано в [3]. Это позволяет рассчитать угол поворота лопаток РК — $\Delta\theta_{\text{РК}} = \theta_{\text{ВНА}}^- - \theta_{\text{РК}}^-$, где $\theta_{\text{ВНА}}^- = 90^\circ - \nu - \alpha_{\text{ВНА}}^-$. Определив геометрические параметры решетки ВНА⁻ на среднем радиусе (они будут теми же, что и у решетки РК, за исключением угла установки), находим угол выхода потока δ_1^- из нее, который определяет угол входа в решетку РК⁻ β_1^- . Чтобы получить значения этих углов, используются теоретические зависимости для плоских решеток [3]. После нахождения угла поворота лопаток РК требуется вычислить угол установки $\theta_{\text{РК}}^-$ профилей в решетке РК⁻, поворачивающей поток на необходимый угол $\Delta\beta = \beta_2^- - \beta_1^-$, который, согласно формуле Эйлера для турбомашин [3], обеспечивает необходимый коэффициент теоретического давления ψ_T^- . Поскольку изменяется только угол установки лопаток ВНА, все остальные геометрические параметры его решетки являются известными. Угол $\theta_{\text{РК}}^-$ находится по теоретическим зависимостям так, чтобы при известных δ_1^- , \bar{r} , \bar{b} , \bar{f} , \bar{c} , τ и \bar{c}_a^- поток выходил из решетки РК⁻ с углом β_2^- , который соответствует требуемому коэффициенту давления ψ_T^- . Угол $\theta_{\text{РК}}^-$ определяется при известных геометрических параметрах профилей, кроме их угла установки. Решение этой задачи подробно описано в [3] и в данной работе не приводится. После того как найден $\theta_{\text{РК}}^-$, угол поворота лопаток ВНА вычисляется как $\Delta\theta_{\text{ВНА}} = 180^\circ - \theta_{\text{РК}}^- - \theta_{\text{ВНА}}^-$.

ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ С ЭФФЕКТИВНЫМ РЕВЕРСИРОВАНИЕМ

При слишком больших углах атаки поток не успевает повернуться в решетке на требуемый угол. Из-за большого градиента скорости у поверхности профиля происходит отрыв потока, ведущий к значительным потерям давления. В этом случае вентилятор не сможет обеспечить требуемое значение ψ_T^- и будет работать в нестабильном режиме с возникновением вращающегося срыва. Это может привести к повышенным вибрациям ротора и его опор, а при определенных условиях вызвать разрушение лопаточных венцов. Для проектирования эффективно реверсируемых схем следует оценить область их расчетных параметров, при которых лопаточные венцы в режиме реверса будут обтекаться воздушным потоком в установившемся режиме.

Степень нагруженности лопаточных диффузорных решеток характеризует параметр диффузорности D_e , равный отношению максимальной скорости потока в решетке к скорости потока на выходе из нее [3, 19]. Для определения области существования схем, реверсируемых по описываемому способу, определим коэффициент D_e для множества рассчитанных вентиляторов при корпусной решетке РК⁻. Известно, что профили обтекаются в нормальном режиме

при $D_e < 2$ [3, 19]. Для круговых решеток на прикорпусном радиусе допустимое значение D_e обычно несколько ниже. С учетом зависимостей предельных расчетных параметров из [3] примем, что вентилятор работает в нормальном режиме и обладает достаточным запасом устойчивой работы при уменьшении расхода, если D_e на прикорпусной решетке при $\bar{r} = 1$ не превышает 1.8.

Рассчитаны геометрические параметры решеток на среднем и прикорпусном радиусе для ряда схем, спроектированных под рабочие точки в диапазоне $\varphi = 0.2 - 0.5$, $\psi = 0.2 - 0.8$ как наиболее употребительные при проектировании. Схемы имели втулочное отношение $\nu = 0.5, 0.6$ и 0.7 , а лопатки ВНА и РК — постоянную по радиусу хорду, такую, что на привтулочном радиусе густота решетки τ не превышала 2.0. Геометрические параметры профилей лопатки ВНА на среднем и прикорпусном радиусе принимались одинаковыми, как у некрученых лопаток. Углы атаки в рабочей точке у РК на среднем радиусе равнялись нулю, для прикорпусной решетки — около -2° . Коэффициент закручивания n_1 в ВНА не превышал по модулю 0.5.

После расчета углов поворота лопаток по описанной методике для реверсирования с работой в расчетной точке с теми же параметрами, что и в прямом режиме (т. е. при работе вентилятора в той же сети), определялись углы установки решеток ВНА и РК на прикорпусном радиусе. Затем, принимая допущение о цилиндричности поверхностей тока на прикорпусном радиусе, вычислялись углы выхода потока из ВНА⁻ и соответствующие им углы входа в решетку РК⁻, после чего находился параметр D_e .

На рис. 5 в координатах $\varphi - \psi$ показаны области, в которых D_e у прикорпусных решеток меньше 1.8 при реверсировании. При $\nu = 0.5$ и коэффициентах давления $\psi < 0.28$ во всем диапазоне расходов коэффициент диффузорности не превышает 1.8; для $\nu = 0.6$ — $\psi < 0.34$, $\nu = 0.7$ — $\psi < 0.43$.

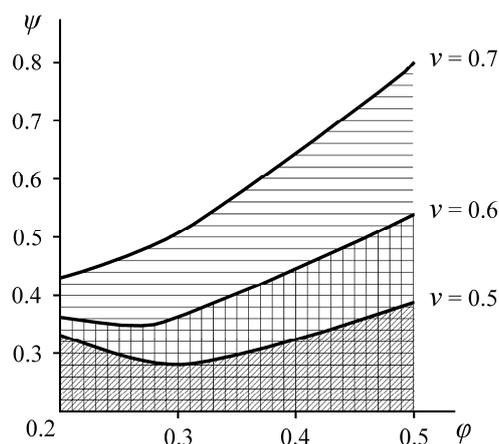


Рис. 5. Области расчетных параметров аэродинамических схем, в которых обеспечивается эффективная реверсивная работа вентиляторов в той же сети

Отметим, что уменьшить нагруженность отдельного профиля на прикорпусном радиусе можно за счет увеличения густоты решетки, несколько увеличив максимальное давление, развиваемое вентилятором, и расширив по давлению область эффективной реверсивной работы.

Максимально близкие аэродинамические характеристики вентилятора в прямом и реверсивном режимах предполагают не только обеспечение работы в одинаковых для прямого и реверсивного режима рабочих точках, но и одинаковые наклоны кривых характеристик в них. Это может быть сведено к задаче разработки схемы с геометрически подобными, по крайней мере на среднем радиусе, профилями лопаток ВНА и РК. Для этого нужно задаться равными густотами решеток на среднем радиусе, а затем определить параметр закручивания $n_1 = c_{1u} / (c_{2u} - c_{1u})$, при котором для заданных расхода и давления кривизны \bar{f} профилей будут одинаковы (c_{1u} , c_{2u} — тангенциальные скорости потока перед и после РК в абсолютном движении соответственно).

Определить параметр n_1 можно итерационным вычислительным методом, применяющимся для поиска экстремума действительной функции на конечном отрезке, например методом золотого сечения. Необходимо вычислить минимум разности значений кривизны профилей РК и НА в диапазоне допустимых n_1 . Для заданной n_1 котангенсы углов потока в решетках находятся как:

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \delta_1 &= \frac{\Psi_T n_1}{2\bar{r}\bar{c}_a}, \\ \operatorname{ctg} \beta_1 &= \frac{\bar{r}}{\bar{c}_a} - \operatorname{ctg} \delta_1, \\ \operatorname{ctg} \beta_2 &= \frac{n_1 \bar{r} - \bar{c}_a \operatorname{ctg} \delta_1 (n_1 - 1)}{\bar{n}_1 \bar{c}_a}. \end{aligned}$$

Для этих углов определяют необходимые геометрические параметры профилей, в том числе кривизну профилей ВНА и РК, используя методику расчета из [3]. Значение n_1 уточняется до тех пор, пока не будет обеспечено равенство кривизн $\bar{f}_{\text{ВНА}} = \bar{f}_{\text{РК}}$ с заданной точностью, если для диапазона n_1 это возможно.

На рис. 6 показаны зависимости параметра закручивания n_1 от коэффициента осевой скорости \bar{c}_a , обеспечивающие одинаковую кривизну профилей НА и РК, при нулевых расчетных углах атаки в НА и РК и густоте, равной 0.5. Видно, что n_1 зависит от осевой скорости, причем зависимость близка к линейной.

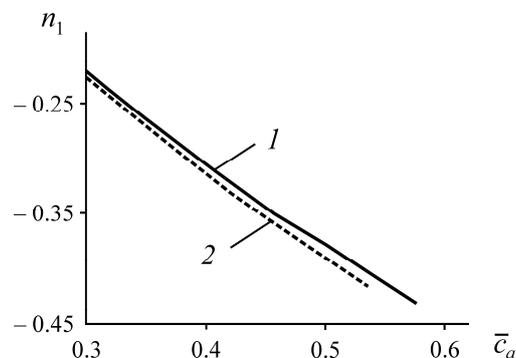


Рис. 6. Зависимость коэффициента n_1 закручивания потока в ВНА от коэффициента осевой скорости при геометрическом подобии профилей лопаток ВНА и РК на среднем радиусе: 1 — $\psi = 0.4$, $v = 0.7$; 2 — $\psi = 0.3$, $v = 0.6$

Разработана аэродинамическая схема вентилятора с геометрически подобными профилями в решетках у ВНА и РК на среднем радиусе на параметры $\varphi = 0.26$, $\psi = 0.34$, $n_1 = -0.283$ и втулочным отношением, равным 0.6. При диаметре рабочего колеса $D = 2.4$ м и скорости вращения 750 об./мин рабочая точка вентилятора данной схемы находится в $Q = 110$ м³/с и $P_v = 1810$ Па. Рассчитана аэродинамическая характеристика прямого режима этой схемы с крученым ВНА. Характеристики показаны на рис. 7.

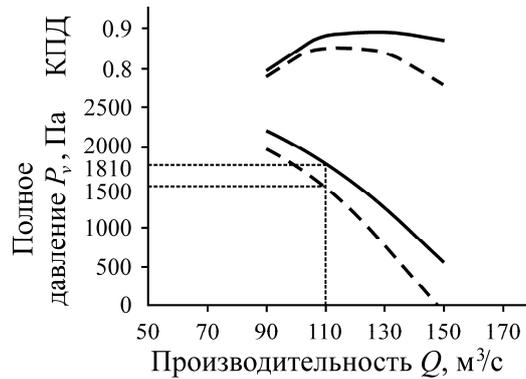


Рис. 7. Расчетные аэродинамические характеристики прямого (сплошная линия) и реверсивного (штриховая) режимов схемы с расчетной точкой $Q = 110$ м³/с, $P_v = 1810$ Па

Для получения аэродинамических характеристик исследуемых осевых вентиляторов использовалась программа ANSYS CFX, реализующая численное моделирование установившегося трехмерного течения воздушного потока в осевых турбомашинах методом контрольных объемов. В литературе встречаются примеры расчета трехмерного течения при реверсе вентиляторов [20, 21] таким методом, показывающие близкие к экспериментальным данным результаты, что подтверждает корректность применения этого метода при решении рассматриваемой задачи. При реализации расчета учтены рекомендации из [22, 23]. Использовалась $k-\epsilon$ модели турбулентности. В результате получены значения полного давления, создаваемого вентилятором, вычисленные как разность полных давлений на выходе и входе вентилятора согласно [24].

Меньшее давление в реверсивном режиме работы вентилятора объясняется тем, что в этом режиме лопасти РК имеют крутку, обеспечивающую нулевые или близкие к ним углы атаки в прямом режиме работы в расчетной точке. Но это создает повышенные углы атаки у лопаток РК⁻ и чрезмерное подкручивание потока в ВНА⁻ на привтулочном радиусе. В связи с этим течение в решетке сопровождается отрывом потока и потерями давления. Потери могут быть снижены повышением осевой скорости потока путем увеличения втулочного отношения, но при этом растет доля вторичных потерь в зазоре у корпуса. При большей осевой скорости необходимо увеличивать длину диффузора для снижения потерь при расширении потока на выходе, что увеличивает осевые размеры вентиляторной установки. Это усугубляется тем, что в реверсивном режиме части диффузора выполняют роль кока и коллектора, поэтому входная часть вентилятора также должна быть увеличена. Указанные требования являются общими для осевых вентиляторов и решаются оптимизацией формы входных и выходных элементов и в данной работе не приводятся.

ВЫВОДЫ

Представлено теоретическое обоснование и разработана методика аэродинамического расчета реверсивных осевых вентиляторов, выполненных по схеме ВНА + РК. Повышение эффективности работы в реверсе обеспечивается тем, что вентиляторы имеют два рабочих колеса. Первое из них в прямом режиме неподвижно и выполняет роль входного направляющего аппарата, при реверсировании оно приводится во вращение с направлением вращения, обратным прямому, второе колесо затормаживается, выполняя роль входного направляющего аппарата.

По сравнению с аэродинамическими схемами, для которых применяются другие способы реверсирования, предложенный способ обеспечивает большую производительность и давление воздуха при меньших осевых размерах вентилятора, что облегчает задачу балансировки ротора. Он позволяет получить больший КПД вентилятора в реверсивном режиме, чем некоторые из известных способов реверсирования. Реверсирование осуществляется для вентилятора, имеющего один привод.

Приведена методика аэродинамического расчета осевых вентиляторов с аэродинамическими параметрами в реверсивном режиме работы, близкими к параметрам в прямом режиме работы. Рассмотрен параметр диффузорности на прикорпусных решетках аэродинамических схем вентиляторов при реверсировании по предложенному способу, рассчитанных на коэффициенты расхода ($\varphi = 0.2 - 0.5$) и давления ($\psi = 0.2 - 0.8$) с разными втулочными отношениями. Эффективное реверсирование обеспечивается при $v=0.5$ и коэффициентах давления $\psi < 0.28$, при $v=0.6$ — $\psi < 0.34$, при $v=0.7$ — $\psi < 0.43$.

Расчетный коэффициент закручивания потока во входном направляющем аппарате n_1 , при котором профили лопаток входного направляющего аппарата и рабочего колеса являются геометрически подобными, существенно зависит от осевой скорости. Эта зависимость близка к линейной. Для рассмотренных параметров n_1 изменялся в диапазоне $-0.230 \div -0.435$, коэффициент осевой скорости на среднем радиусе $0.300 - 0.574$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Krasyuk A. M., Lugin I. V., Kosykh P. V., and Russky E. Y.** Substantiation of life extension method for two-stage axial flow fans for main ventilation, *J. Min. Sci.*, 2019, Vol. 55, No. 3. — P. 478–493.
2. **Федеральные нормы** и правила в области промышленной безопасности “Правила безопасности в угольных шахтах”. Сер. 05. Вып. 40. — М.: ЗАО “Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности”, 2017. — 198 с.
3. **Брусиловский И. В.** Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1986. — 288 с.
4. **Krasyuk A. M. and Russky E. Y.** Optimizing design of blades for high-speed axial fans, *J. Min. Sci.*, 2020, Vol. 56, No. 6. — P. 1024–1031.
5. **Пат. 2439379 РФ.** Рабочее колесо вентилятора с механизмом поворота лопаток / Н. Н. Петров // Оpubл. в БИ. — 2012. — № 1.
6. **Носырев Б. А., Белов С. В.** Вентиляторные установки шахт и метрополитенов. — Екатеринбург: УГГГА, 2000. — 278 с.
7. **Левин Е. М.** Эффективность реверсирования шахтных осевых вентиляторов изменением направления вращения. — М.: МИРГЭ, 1962. — С. 125–135.

8. **Брусиловский И. В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. — М.: Недра, 1978. — 198 с.
9. **Abdolmaleki M., Afshin H., and Farhanieh B.** Performance analysis of elliptic-profile airfoil cascade for designing reversible axial flow fans, *AIAA J.*, 2019. DOI:10.2514/1.J057843.
10. **Spasić Ž., Jovanović M., and Bogdanović-Jovanović J.** Design and performance of low-pressure reversible axial fan with doubly curved profiles of blades, *J. Mech. Sci. Technol.*, 2018, Vol. 32, No. 8. — P. 3707–3712.
11. **Московко Ю. Г.** Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 2011. — 134 с.
12. **Грехнева Е. Ю.** Разработка аэродинамических схем с S-образными лопатками рабочих колес для реверсивных, неповоротно-лопастных осевых вентиляторов: дис. ... канд. техн. наук. — Новосибирск, 2012. — 132 с.
13. **Barnabei V. F., Castorrini A., Corsini A., and Rispoli F.** Morphing of reversible axial fan blade: A FSI-FEM Study, *J. Turbomachinery*, 2022, Vol. 144, No. 9. — 091013.
14. **Benišek M. H., Čantrak Đ. S., Plić D. B., and Janković N. Z.** New design of the reversible jet fan, *Proc.*, 2020, Vol. 8, No. 12. — 1671.
15. **Bogdanović B., Spasić Ž., and Bogdanović-Jovanović J.** Low-pressure reversible axial fan designed with different specific work of elementary stages, *Thermal Sci.*, 2012, Vol. 16, Suppl. 2. — P. S605–S615.
16. **Abbaszadeh M., Parizi P. N., and Taheri R.** A novel approach to design reversible counter rotating propeller fans, *Proc. ASME 2012 Gas Turbine India Conf. GTINDIA 2012-9657*. — P. 265–270.
17. **Пат. 2726239 РФ.** Способ реверсирования вентилятора с двумя рабочими колесами / А. М. Красюк, И. В. Лугин, П. В. Косых // Оpubл. в БИ. — 2020. — № 19.
18. **Красюк А. М., Косых П. В.** Разработка шахтных осевых вентиляторов с повышенной производительностью в реверсивном режиме // *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук*. — 2021. — Т. 8. — № 1. — С. 230–237.
19. **Lieblein S.** Analysis of experimental low-speed and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades, *NACA Res. Memorandum E57A28*, 1957. — 65 p.
20. **Abdolmaleki M., Bishe E. M., Afshin H., and Farhanieh B.** Numerical and experimental study of a reversible axial flow fan, *Int. J. Computational Fluid Dynamics*, 2020. DOI:10.1080/10618562.2020.1721481.
21. **Cyrus V., Pelnar J., and Cyrus J.** Reversing of axial flow fans for ventilation, *Proc. ASME Turbo Expo 2011, GT2011*.
22. **ANSYS CFX-Solver Theory Guide** — Release 12.1, 2009, ANSYS, Inc.
23. **Пугачев П. В., Свобода Д. Г., Жарковский А. А.** Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных турбомашинах с использованием пакета ANSYS CFX. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. — 120 с.
24. **ГОСТ 10921-2017.** Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. — М.: Стандартинформ, 2018. — 45 с.

Поступила в редакцию 14/III 2023

После доработки 15/V 2023

Принята к публикации 18/V 2023