



**РАЗРАБОТКА ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
С ПОВЫШЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ В РЕВЕРСИВНОМ РЕЖИМЕ**

П. В. Косых, А. М. Красюк

*Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН,
ул. Красный проспект, д. 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*
E-mail: p.kosykh@yahoo.com, Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия

Рассмотрен способ реверсирования шахтного осевого вентилятора, выполненного по схеме ВНА + К с входным направляющим аппаратом в виде колеса. В реверсивном режиме работы входной направляющий аппарат вращается и играет роль рабочего колеса, а рабочее колесо затормаживается и работает как входной направляющий аппарат. Для повышения эффективности работы в реверсивном режиме лопасти рабочего колеса и входного направляющего аппарата поворачиваются на углы, не превышающие 65° . Для расчета углов поворота лопаток в реверсивном режиме использованы известные теоретические зависимости, по которым рассчитаны углы поворота потока в плоских решетках, составленных из профилей лопаток на среднем радиусе. Установлен диапазон углов поворота лопаток в реверсе для схем с втулочным отношением 0.6 с разными коэффициентами расхода и теоретического давления. На примере одного вентилятора численно определена характеристика в реверсивном режиме.

Шахтный вентилятор главного проветривания, осевой вентилятор, реверсирование вентилятора, аэродинамическая схема вентилятора

**DEVELOPMENT OF MINE AXIAL FANS
WITH INCREASED PERFORMANCE IN REVERSE MODE**

P. V. Kosykh and A. M. Krasuyk

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: p.kosykh@yahoo.com, krasuk@cn.ru, Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

In this paper, an approach to create reversible mine axial fan with inlet guide vanes is considered. In this approach, the guide vanes rotate and operate as an impeller in the reverse mode, while the impeller slows down and works as guide vanes. To increase the operating efficiency in the reverse mode, the blades of the impeller and inlet guide vanes are turned at certain angles not exceeding 65° . To determine the turning angles of blades in the reverse mode, theoretical dependences were used, according to which the angles of flow rotation in flat gratings composed of blade profiles were calculated at the middle radius. The range of turning angles of the blades for the reverse mode is determined for fan configurations with a hub tip ratio of 0.6 at different flow and theoretical pressure coefficients. The characteristic in the reverse mode is numerically determined by the example of one fan.

Main mine fan, axial fan, fan reversal, fan aerodynamic configuration

Согласно современным требованиям вентиляторы главного проветривания шахт и рудников в реверсивном режиме работы должны обеспечивать расход воздуха в объеме как минимум 60% от подаваемого ими в прямом режиме [1]. Реверсирование осевых вентиляторов может осуществляться различными способами и средствами. В некоторых случаях используются

обводные каналы. Существуют вентиляторы, у которых предусмотрена возможность разворота лопаток рабочего колеса (РК) на 180° в реверсивное положение с изменением направления его вращения [2] (рис. 1а). Описан способ реверсирования с поворотом лопаток РК, но без изменения направления вращения [3] (рис. 1б). Для всех этих способов необходим поворот лопаток РК вентилятора, что существенно усложняет его конструкцию и стоимость. Наиболее простым, не требующим, больших усилий для осуществления, является способ, при котором изменяется только направление вращения РК, а лопатки аппаратов разворачиваются в реверсивное положение (рис. 1в). Такой способ получил широкое распространение при работе современных выпускаемых осевых вентиляторах главного проветривания шахт [4]. Однако он менее эффективен из перечисленных, и для лопаточных венцов, рассчитанных на максимальную нагрузку в прямом режиме, им зачастую невозможно обеспечить условия для реверса. В таких случаях для улучшения реверсивных качеств вентилятора прибегают к специальным мерам. В их числе применение в лопатках РК профилей со специальной формой средней линии (например S-образных [5, 6], уменьшение кривизны средней линии [3], использование симметричных профилей [7]. Хотя эти меры позволяют повысить производительность осевых машин в реверсивном режиме работы, но приводят к значительному уменьшению КПД в прямом режиме.

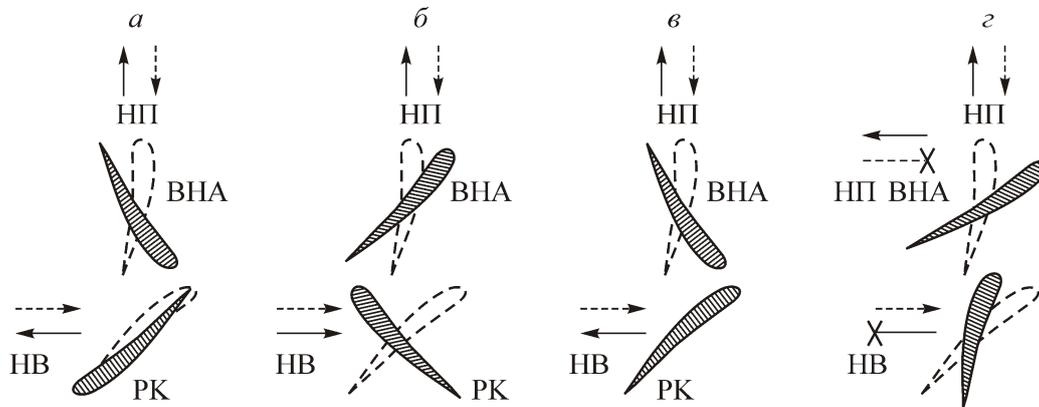


Рис. 1. Способы реверсирования вентиляторов: а — поворот лопаток РК без изменения направления вращения; б — поворот лопаток на 180° с изменением направления вращения РК; в — изменение направления вращения РК без поворота его лопаток; г — приведение во вращение входным направляющим аппаратом (ВНА) при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

Реверсирование вращением направляющего аппарата Основные потери при реверсировании только изменением направления вращения ротора связаны с тем, что направление поворота потока в лопаточной решетке не соответствуют изгибу средней линии профилей лопаток [3]. Для устранения этого недостатка предлагается способ реверсирования вентилятора с двумя рабочими колесами [8], схема движения воздушного потока показана на рис. 1г, а кинематическая схема — на рис. 2. Одно колесо является входным направляющим аппаратом и во время прямого режима работы заторможено. При реверсировании режима изменяется направление вращения двигателя, РК затормаживается, а ВНА вращается вместе с валом. Заторможенное рабочее колесо выполняет функции направляющего аппарата. При этом лопатки РК и ВНА необходимо повернуть на углы менее 65° , чтобы обеспечить безотрывное течение воздушного потока. Для поворота лопаток может быть использована как центробежная сила, возникающая при вращении вентилятора, так и управляемые механические устройства. Разделить вращение РК и ВНА по направлению вращения можно, применяя, например, обгонную или управляемую муфты. При этом РК и ВНА необходимо балансировать только для одного положения лопаток, которое требуется при вращении соответствующего венца.

Для определенности будем далее оценивать параметры для решеток, составленных из профилей ВНА⁻ и РК⁻ на среднем радиусе, равном $r_{cp} = \sqrt{(1+v^2)}/2$, где v — втулочное отношение вентилятора. Средняя линия профилей, которая является дугой окружности, характеризуется величиной относительного прогиба \bar{f} и углом установки θ , а параметры потока при обтекании решетки РК⁻ — углом входа β_1 и выхода β_2 и углом атаки α_1 на входе в решетку, а при обтекании решетки ВНА⁻ — углом атаки $\alpha_{1ВНА}^-$ на входе и углом выхода из нее δ_1 .

Для того чтобы на среднем радиусе выполнить первое условие, угол установки ВНА⁻ должен быть равен $\theta_{ВНА}^- = 90^\circ - 2\text{arctg}2\bar{f} - \alpha_{1ВНА}^-$. Таким образом нужно развернуть РК на угол $\Delta\theta_{РК} = \theta_{ВНА}^- - \theta_{РК}$. Второе условие на среднем радиусе может быть выполнено если при данной осевой скорости угол атаки на входе в решетку оказывается лежащим в допустимом диапазоне при таком выбранном угле установки $\theta_{РК}^-$, который обеспечивает поворот потока в РК⁻ на величину, требуемую для получения необходимого давления. Для того, чтобы найти величину угла установки $\theta_{РК}^-$ можно воспользоваться теоретическими зависимостями, полученными для решеток, составленных из обобщенных аналитических профилей, и представленных в [3]. Они представляют из себя зависимости коэффициентов A и B от кривизны профиля, густоты решетки, угла выноса решетки и относительной толщины профиля. Эти коэффициенты позволяют рассчитать котангенс угла выхода потока из решетки как $\text{ctg}\beta_2 = A\text{ctg}\beta_1 + B$.

Коэффициент теоретического давления, вычисленный на среднем радиусе, зависит от углов входа и выхода потока из РК⁻ на нем, величины относительного радиуса \bar{r} и коэффициента осевой скорости φ_a : $\psi_T = 2\bar{r}\varphi_a(\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2)$, где котангенс угла входа в решетку РК⁻ определяется как $\text{ctg}\beta_1 = \bar{r}/\varphi_a - \text{ctg}\delta_1$; $\text{ctg}\delta_1$ равен параметру B решетки ВНА⁻. Угол атаки при входе в РК находится как $\alpha_{1РК}^- = \theta_{РК}^- - \beta_1 - 2\text{arctg}2\bar{f}$.

Задав конкретные φ_a , $\alpha_{1ВНА}^-$, коэффициенты теоретического давления ψ_T и рассчитав требуемый угол выхода β_2 из решетки РК⁻, по зависимостям A и B для профиля с теми же параметрами, что и у лопаток РК⁻ на среднем радиусе, можно определить угол установки лопатки РК⁻ на нем. Эта задача эквивалентна задаче профилирования лопаточного венца на некотором радиусе при заданной кривизне профиля.

Следует рассмотреть случай, когда для того чтобы в реверсе получить такие же расход и давление, как и в прямом режиме, не нужно поворачивать лопатки. Вентилятор должен быть спроектирован так, чтобы угол установки профиля колеса был равен разности развернутого угла и угла установки профиля ВНА:

$$\theta_{РК} = 180^\circ - \theta_{ВНА}.$$

При этом вследствие симметрии профили должны иметь одинаковую кривизну средней линии. Для вентиляторов, рассчитываемых по методике из работы [3] на постоянную циркуляцию по длине лопаток, максимальный относительный прогиб средней линии профиля лопаток не превышает величину 0.15. Исходя из этого, угол установки РК с такими профилями будет не меньше 56.6° при нулевом угле атаки при входе в решетку ВНА. Согласно теоретическим зависимостям для решеток РК и ВНА, при которых они обтекаются с нулевыми углами атаки на входах, вентилятор должен быть рассчитан на колоссальные коэффициенты теоретического давления. На рис. 3 показаны зависимости коэффициента теоретического давления от густоты решетки при различной кривизне средней линии профиля. Вентилятор с лопатками, имеющими профиль, используемый в методике [3], не способен создать такое давление. Параметр диффузорности D_e , по которому можно оценить степень нагруженности решетки [9] во всей области графиков, превышает 3.0 при максимально допустимой величине 2.0, что указывает на бесперспективность создания таких схем с неповоротными лопатками.

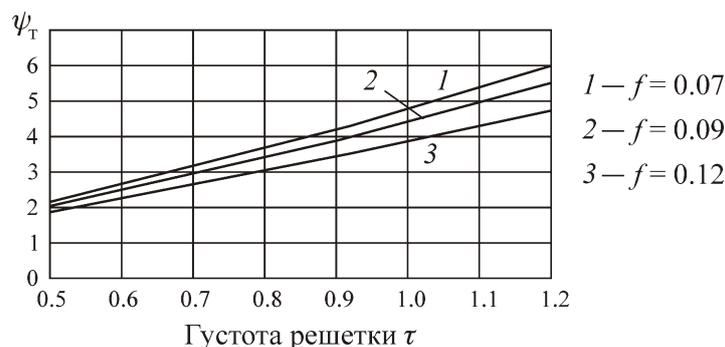


Рис. 3. Зависимость коэффициента теоретического давления ψ_T от густоты решетки τ на среднем радиусе при различных относительных прогибах профиля f для вентилятора с втулочным отношением 0.7 при нулевом угле атаки в решетках РК и ВНА

Оценим величину углов, на которые надо повернуть лопатки, чтобы выполнить условия и обеспечить требуемое давление в реверсивном режиме. На рис. 4 приведены зависимости углов поворота лопаток ВНА и РК, которые согласно вычислениям по теоретическим зависимостям для решеток на среднем радиусе должны обеспечить такое же, как и в прямом режиме давление. При этом густота решеток взята за 1.0, а втулочное отношение вентилятора равно 0.6.

Как видно из представленных графиков, чем больше коэффициенты теоретического давления и расхода, на которые рассчитан вентилятор, тем меньший угол требуется, чтобы развернуть лопатки для эффективного реверса.

Установлено, что при реверсе вращением ВНА вентилятора, который рассчитан на постоянную циркуляцию по длине лопаток, при развороте лопаток на углы, определенные по среднему радиусу, дает меньшие значения давления, чем при расчетном расходе. При этом максимальный КПД вентилятора имеет при несколько большем расходе, чем расчетный. Это можно объяснить тем, что при расчете углов поворота ВНА и РК коэффициент теоретического давления выбирался таким же, как и для прямого режима, хотя КПД вентилятора в реверсе меньше, чем в прямом режиме. При установке углов на рассчитанные по среднему радиусу значения, профили лопаток РК⁻ на прикорпусном радиусе обтекаются со срывом, чему способствует также закрученность лопатки ВНА⁻. В связи с этим рекомендуется уточнить углы поворота лопаток для реверса либо с помощью численных методов, при которых учитывается обтекание лопаточных венцов на всех радиусах, либо экспериментально.

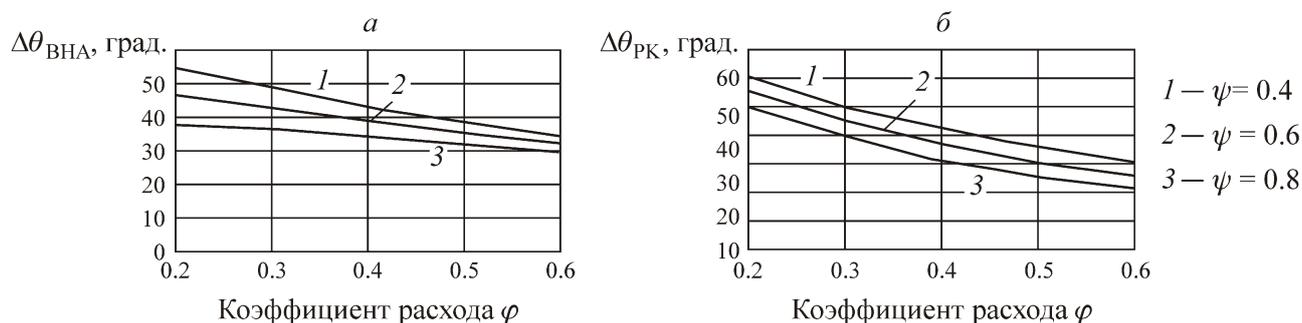


Рис. 4. Расчетные зависимости углов поворота лопаток ВНА (а) и РК (б), обеспечивающих в реверсе те же параметры вентилятора, что и в прямом режиме, от коэффициента расхода φ для различных коэффициентов давления ψ

Характеристика вентилятора, рассчитанного на создание давления 2500 Па при расходе 123 м³/с, представлена на рис. 5. При реверсе лопатки развернуты на определенные по среднему радиусу углы. При расчете не учитывалось влияние зазоров на концах лопаток, поэтому видно, что в реверсе вентилятор работает в режиме срыва.

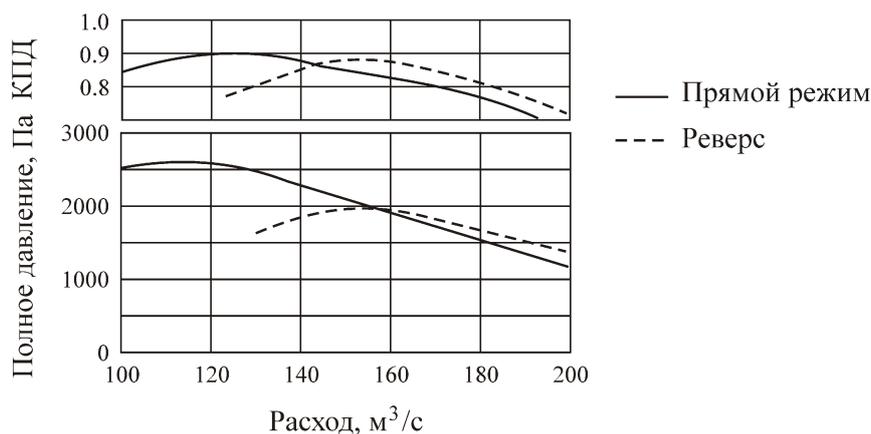


Рис. 5. Характеристика вентилятора, рассчитанного на параметры $p_V = 2500$ Па, $Q = 123$ м³/с

ВЫВОДЫ

Способ реверсирования вентиляторов с двумя рабочими колесами, одно из которых является входным направляющим аппаратом, а в реверсивном режиме работы выполняет роль рабочего колеса, позволяет достичь производительность вентилятора в реверсивном режиме, близкой к 100 % от производительности при прямой работе. Для повышения эффективности работы таких вентиляторов в реверсе определены углы поворота лопаток, которые должны находиться в интервале $30-60^\circ$ для лопаток входного направляющего аппарата и $20-65^\circ$ — для рабочего колеса. Полученные интервалы относятся к вентиляторам с втулочным отношением 0.6 и коэффициентами расхода $\varphi = 0.2-0.6$ и давления $\psi = 0.4-0.8$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Federal norms** and rules in the field of industrial safety “Safety rules in coal mines”, Series 05, Moscow, CJSC “Scientific and Technical Center for Research on Industrial Safety Problems”, 2017, issue 40, 198 pp. (in Russian) [Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности “Правила безопасности в угольных шахтах”. Сер. 05. — М.: ЗАО “Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности”, 2017. — Вып. 40. — 198 с.]
2. **Nosyrev B. A. and Belov S. V.** Fan installations of mines and subways, A training manual, Yekaterinburg, Publishing House of Ural State Mining University, 2000, 278 pp. (in Russian) [Носырев Б. А., Белов С. В. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов / Учеб. пособие. — Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2000. — 278 с.]
3. **Brusilovsky I. V.** Aerodynamic calculation of axial fans, Moscow, Mechanical Engineering, 1986, 288 pp. [Брусиловский И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1986. — 288 с.]
4. **Krasyuk A. M., Lugin I. V., Kosykh P. V., and Russkiy E. Yu.** Substantiation of Life Extension Method for Two-Stage Axial Flow Fans for Main Ventilation, Journal of Mining Science, 2019, vol. 55(3), pp. 478–493. (in Russian) [Красюк А. М., Лугин И. В., Косых П. В., Русский Е. Ю. Обоснование способа продления ресурса шахтных двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания // ФТПРПИ. — 2019. — № 3. — С. 150–197.]
5. **Moskovko Yu. G.** Methods of designing and developing energy-efficient axial valves with special-shaped blade profiles, Thesis of Cand. Tech. Sci., St. Petersburg, 2011, 134 pp. (in Russian) [Московко Ю. Г. Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 2011. — 134 с.]

6. **Grekhneva E. Yu.** Development of aerodynamic schemes with S-shaped blades of impellers for reversible, non-rotating-blade axial fans, Thesis of Cand. Tech. Sci., Novosibirsk, 2012, 132 pp. (in Russian) [**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.]
7. **Ivanovsky I. G.** Mine fans, A textbook, Vladivostok, Publishing house of Far Eastern State Technical University, 2003, 196 pp. (in Russian) [**Ивановский И. Г.** Шахтные вентиляторы / Учеб. пособие. — Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. — 196 с.]
8. **Pat. 2726239 RF.** Method of reversing a fan with two impellers, A. M. Krasnyuk, I. V. Lugin, P. V. Kosykh, *Vyull. Izobret.*, 2020, no. 19. [**Пат. 2726239 РФ.** Способ реверсирования вентилятора с двумя рабочими колесами / А. М. Красюк, И. В. Лугин, П. В. Косых // Опубл. в БИ. — 2020. — № 19.]
9. **Lieblein S.** Analysis of Experimental Low-Speed and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades, *NACA Research Memorandum E57A28*, 1957, 65 pp.