

УДК 622.44

В.Н. Макаров, С.А. Волков, В.И. Фомин

ГЕНЕЗИС ШАХТНОГО ВЕНТИЛЯТОРОСТРОЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО РАЗВИТИЯ

Предложены технические решения учитывающие специфику конструкции и условий эксплуатации шахтных центробежных вентиляторов и позволяющие поднять новый уровень аэродинамическую нагруженность и экономичность шахтных центробежных вентиляторов.

Ключевые слова: шахтная вентиляция, центробежные вентиляторы, угольные шахты.

Семинар № 19

**V.N. Makarov, S.A. Volkov,
V.I. Fomin**
**THE GENESIS OF THE
UNDERGROUND PIT AIR FAN
CONSTRUCTION AND THE
PERSPECTIVES OF ITS
DEVELOPMENT**

The technical solutions that consider specification of the construction and the conditions of the exploitation of the underground mine's turbofans and allow to raise the aerodynamic load and the cost effectiveness on the new level is proposed.

Key words: underground airing, turbofans, coal pits.

Непрерывный рост цен на энергоносители в условиях рыночной экономики и усложнения горно-геологических условий отработки шахтных полей поднимают проблему обеспечения технической и экономической конкурентоспособности шахт на внутреннем и зарубежном рынках на уровень наиболее актуальной задачи для угольной промышленности России.

Вентиляция, как основной элемент обеспечения безопасных санитарно-гигиенических условий в шахтах, будучи вспомогательным технологическим процессом, потребляет, однако

значительную часть электроэнергии от общей энергоемкости горного предприятия. Это приводит к тому, что в себестоимости угля доля затрат на вентиляцию может превышать 25%. Именно поэтому задачи научно-технического обоснования рациональных вентиляционных режимов и создания высокоэффективных шахтных вентиляторов является актуальной научной и технической проблемой.

В развитии отечественного шахтного вентиляторостроения до настоящего времени прослеживается четыре основных периода (см. рис.1).

Первый этап характеризовался повсеместным распространением вентиляторов типа ЦВ с загнутыми вперед лопатками рабочих колес. Однако эти вентиляторы отличались высоким удельным энергопотреблением (1,74) и большой удельной массой (74 кг кВт⁻¹) [1].

В начале 50-х годов по аэродинамическим схемам ЦАГИ и НИИГМ им. М.М. Федорова были разработаны вентиляторы под шифрами ВЦ-4, ВЦ-5 и типа ВЦО, имевшие удельное энергопотребление 1,67; 1,45 и глубину экономичного регулирования по

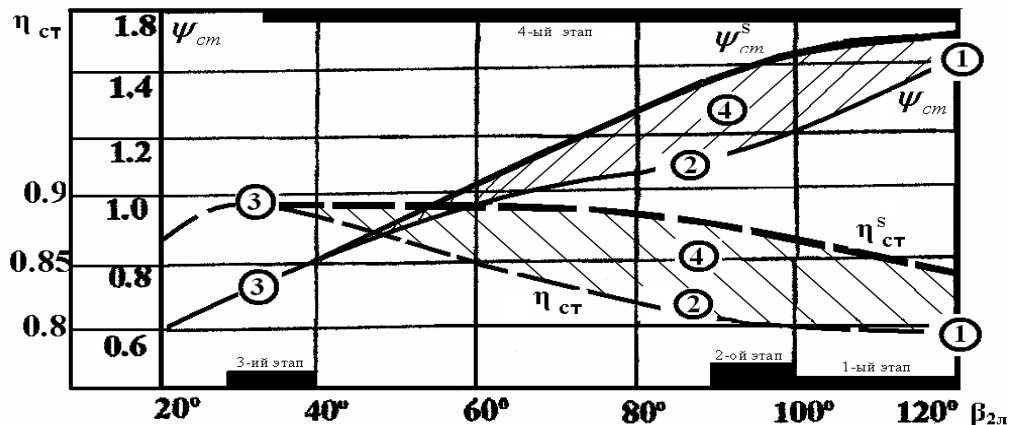


Рис. 1. Основные этапы совершенствования шахтных центробежных вентиляторов

подаче и давлению 0,33; 0,45 соответственно [1].

Третий этап совершенствования центробежных вентиляторов характеризуется применением загнутых назад крыловидных лопаток. Наиболее совершенные центробежные вентиляторы этого типа имеют максимальный статический к.п.д. 0,86, удельное энергопотребление 1,32, однако, отличаются низким статическим коэффициентом давления, не превышающий 0,76.

Для схем решеток с загнутыми назад профилями, по которым выполнены данные центробежные вентиляторы, характерны градиенты давления, которые не в состоянии полностью затормозить пограничный слой, привести к возникновению отрывного вихреобразования, вследствие чего потери давления в них имеют наименьшую величину, составленную соизмеримыми компонентами потерь от трения и расширения.

Четвертый этап

Как показали исследования [4], для решеток с крыловыми профилями определяющим является не столько угол атаки, сколько размещение передней критической точки потока на профиле. Исследование этого процесса позволило усовершенствовать

аэродинамические схемы с назад загнутыми лопатками, повысить их аэродинамическую нагруженность при сохранении экономичности за счет изменения кривизны рабочей поверхности лопатки на выходе и утолщения выходной кромки δ_2 .

Анализ указанных схем [5] показывает, что между коэффициентом давления $\psi_{ст}$ непосредственно связанным с углом $\beta_{2л}$ выхода лопаток рабочего колеса и максимальным статическим КПД $\eta_{ст}$ вентилятора существует хотя и статистическая, но достаточно жесткая связь, а именно: начиная с $\psi_{ст} = 0,7 \div 0,75$, увеличение этого параметра приводит к быстрому снижению экономичности.

Из зависимостей $\psi_{ст}(\beta_{2л})$, $\eta_{ст}(\beta_{2л})$, приведенных на рис. 1 видно, что при $\beta_{2л} = 40-45^\circ$ оба графика имеют точку перегиба. Это говорит о том, что рабочие процессы, происходящие в колесах с $\beta_{2л} < 40-45^\circ$ и с $\beta_{2л} > 40-45^\circ$, несколько отличаются друг от друга, причем отличия эти касаются механизма создания давления, так и механизма потерь давления в колесе.

Область отрыва в случае $\beta_{2л} < 40^\circ$ располагается на рабочей части лопатки и замыкается на последней, как бы увеличивая максимальную толщину

лопатки, что вызывает уменьшение угла β_2 выхода потока, и в соответствии с уравнением Эйлера приводит к снижению $\psi_{ст}$. Благодаря замкнутости области отрыва отсутствуют потери на удар и обеспечивается высокий к.п.д. вентилятора ($\eta_{ст} = 0,85$), так как дополнительная энергия в этом случае тратится на поддержание циркуляционного течения в области отрыва.

Если ту же лопатку установить с углом выхода $\beta_{2л} < 25^\circ$, то отрыв не замыкается на передней части лопатки, возникнут потери на удар, приводящие к снижению к.п.д. Это подтверждается на рис. 1 откуда видно, что при $\beta_{2л} < 25^\circ$ $\eta_{ст}$ снижается. Как показывает дальнейший анализ, для рабочих колес с углом установки лопаток более 40° отрыв от передней стороны лопаток не образуется, а область расширяемого к выходу отрыва располагается на тыльной стороне лопатки. С ростом $\beta_{2л}$ увеличивается и область отрыва, вследствие чего к.п.д. снижается все в большей степени, что также подтверждает рис. 1.

Для устранения этих явлений, повышения давления вентилятора было предложено увеличить длину лопатки рабочего колеса с тем, чтобы точка замыкания отрыва даже при максимальной подаче воздуха располагалась на некотором гарантированном расстоянии от выходной кромки лопатки. Последняя выполнена с большей толщиной, чем это принято обычно, а выходной участок рабочей стороны лопатки имеет кривизну, обратную кривизне основной рабочей стороны лопатки, с радиусом кривизны основной ее части рабочей стороны [5], что придает ей S-образную форму.

Такое выполнение лопатки изменяет направление центробежной силы и осуществляет надежное прижатие потока к лопатке, увеличивает угол выхода лопатки по ее рабочей стороне до 50° - 70° (при

этом угол выхода по средней линии лопатки возрастает до 45 - 55°).

В соответствии с графиком рис. 1 повышение $\beta_{2л}$ до 45 - 55° позволяет получить $\psi_{ст}^s = 0,9$, то есть на 20 - 30% выше, чем у исходной схемы.

Чрезмерное увеличение δ_2 влечет за собой резкое увеличение кромочных потерь и снижение к.п.д. Поэтому необходимо принимать такое значение δ_2 , при котором кромочные потери оставались на прежнем уровне, определяемом толщиной вытеснения пограничного слоя на конце лопатки.

Дальнейшее увеличение аэродинамических параметров шахтных вентиляторов традиционными способами практически исчерпало свои возможности, а также невозможно за счет роста диаметра рабочих колес и окружной скорости их вращения исходя из условий производства и эксплуатации, и в связи с ростом напряжений в конструкции рабочего колеса.

Применительно к шахтным центробежным вентиляторам наиболее перспективным способом повышения эффективности является струйное управление обтеканием лопаток рабочего колеса, устраняющее отрывное вихреобразование в проточной части вентилятора, увеличивающее угол выхода потока из рабочего колеса.

Конструктивные особенности шахтных центробежных вентиляторов, позволяют реализовывать в них активные методы управления течением в межлопаточных каналах рабочих колес с использованием высокоэнергетических аэрогазодинамических струй управляющего потока без применения дополнительных устройств подвода энергии.

Оригинальность и новизна идеи центробежного вентилятора блочно-модульной конструкции с реализацией в ней энергетических способов управления обтеканием, использующих в ка-

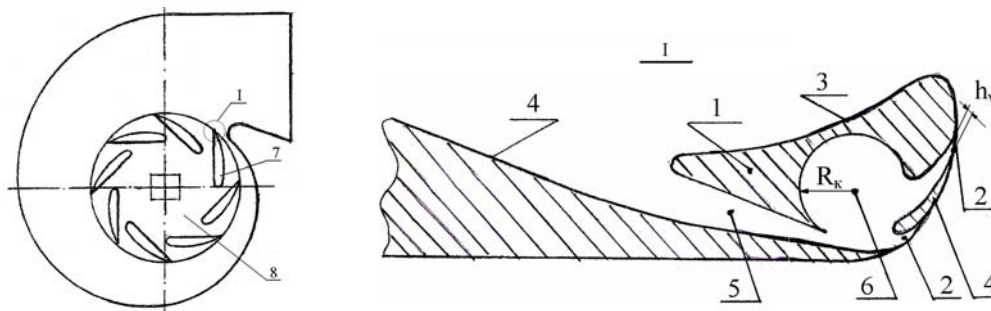


Рис. 2. Центробежный вентилятор с аэродинамическим вихревым накрылком лопаток рабочего колеса

честве источника аэрогазодинамических струй управляющего потока часть основного потока, приведена на рис. 2 [8] и определяется применением аэродинамического вихревого накрылка 1.

При соответствующих аэродинамических параметрах входного аэродинамического канала 5, вихревой камеры 6, рабочей 3 и тыльной 4 поверхностей накрылка 1 и выходных аэродинамических зазоров 2 на тыльной поверхности 4, данное устройство формирует аэрогазодинамическую высокоэнергетически завихренную струю управляющего потока на тыльной поверхности 4 накрылка 1 лопатки 7 рабочего колеса 8 центробежного вентилятора. Взаимодействие завихренной струи управляющего и основного потоков способствует существенному уменьшению угла отставания основного потока на выходе из рабочего колеса 8 в условиях значительного изменения режимов работы центробежного вентилятора, способствуя тем самым росту его аэродинамической нагруженности и экономичности. Профилирование задней кромки накрылка 1 позволяет, с использованием данной конструкции, достичь эффективных режимов суперциркуляции, при которых давление, развиваемое центробежным вентилятором, превышает его теоретическое значение.

В отечественной и зарубежной литературе отсутствуют данные по исследова-

ниям струйного управления обтеканием лопаток рабочих колес центробежных вентиляторов, выбору оптимальных энергетических характеристик управляющего потока, геометрических параметров устройств для его подачи и конструктивной их реализации.

С точки зрения гидродинамической аналогии струю управляющего потока можно рассматривать как совокупность распределенных стоков. Согласно Л.Прандтлю [6] «движение тела вызывает во всей области жидкости, за исключением кильватерной зоны, такое же течение, как источник». Тогда из теоремы импульсов и закона сохранения энергии следует, что гидравлическая мощность источников, моделирующих систему, равна потерям энергии в рабочем колесе

$$N_{и} = \Delta W_{к}. \quad (1)$$

Учитывая, что давление соответствует энергии единицы объема и, выражая гидравлическую мощность источников через скорость течения и расход, получим

$$\rho Q_{и} V_1^2 = Q \Delta P = 0.5 (Q \xi_{ст} \rho V_1^2), \quad (2)$$

где $Q_{и}$ – расход источников, моделирующих систему; V_1 – скорость потока на входе в рабочее колесо; $\xi_{ст}$ – статический коэффициент потерь давления в рабочем колесе.

Откуда

$$q_{и} = 0.5 \xi_{ст} q, \quad (3)$$

Принимая, что мощность стоков равна начальному расходу управляющего потока, получим

$$q_y = 0.25\xi_{ст}q. \quad (4)$$

Найденное выражение для коэффициента расхода управляющего потока, обеспечивающего устранение отрыва потока, отличается достаточной простотой и, что очень важно, для его расчета может быть использован богатый экспериментальный материал по определению статических коэффициентов потерь давления в рабочих колесах вентиляторов [2].

Для обеспечения устойчивой системы вихрей в струе управляющего потока в соответствии с уравнениями для вихревой дорожки Кармана [6] необходимо чтобы $\bar{h}_y / \ell = 0.28$, при этом, скорость движения вихревой системы будет определяться из соотношения

$$v_g = \frac{\gamma_{vy}}{\sqrt{8\bar{l}}} = \frac{\gamma_{vy}}{10.1\bar{h}_y}, \quad (5)$$

где γ_{vy} - интенсивность вихрей в управляющем потоке; \bar{h}_y - относительная толщина аэродинамического зазора; \bar{R}_k - относительный радиус вихревой камеры.

После соответствующих преобразований получим, что для согласования скоростей управляющего потока и вихревой системы, то есть для обеспечения условия $v_y = v_g$ необходимо, чтобы $\bar{R}_k = 10.1\bar{h}_y$.

Учитывая результаты исследований, приведенных в [3] можно сделать вывод о том, что угол раскрытия эквивалентного вращающегося диффузора и толщина пограничного слоя, являются гидродинамическими аналогами в физическом процессе взаимодействия в межлопаточном канале рабочего коле-

са центробежного вентилятора управляющего потока и пограничного слоя.

Для высоконагруженных круговых решеток с профилями «S»-образной формы характерно наличие большой кривизны профиля в области выходного участка. Таким образом, с большой долей достоверности можно считать точку перегиба «S»-образного профиля точкой отрыва потока, в окрестности которой и требуется воздействие на пограничный слой струи управляющего потока.

С учетом принятого допущения, соотношение, связывающее коэффициенты давления и расхода управляющего потока, обеспечивающего смещение точки отрыва пограничного слоя в заднюю критическую точку профиля, запишем в виде

$$\psi_y = \frac{2.35J}{\bar{h}_y \bar{l}_3 (1 - \bar{h}_y \frac{v_3}{q_y})^2}, \quad (6)$$

откуда после преобразования получим

$$\psi_y = \frac{5.52J^2}{\bar{l}_3^2 (1 - \frac{1}{\kappa})^4}, \quad (7)$$

где J - импульс пограничного слоя, потребный для предотвращения отрыва, соответствующий потере импульса, получаемого по распределению давлений при потенциальном безотрывном обтекании профиля между его точкой перегиба и задней критической точкой; \bar{l}_3 - относительная длина профиля от точки перегиба до задней критической точки; v_3 - коэффициент средней скорости потенциального течения на участке \bar{l}_3

профиля круговой решетки; $\kappa = \frac{v_y}{v_3}$ -

коэффициент избыточной скорости управляющего потока.

Таким образом, при заданной величине коэффициента избыточной скорости управляющего потока, достаточно рассчитать теоретическое распределение скоростей потенциального обтекания профиля за точкой его перегиба, для определения коэффициента давления ψ_y управляющего потока, обеспечивающего смещение точки отрыва пограничного слоя в заднюю критическую точку профиля вращающейся круговой решетки.

Следует заметить, что коэффициенты расхода q_y и давления ψ_y управляющего потока являются критериями гидродинамического подобия в вентиляторе со струйным управлением течением.

Таким образом, применение предложенных технических решений, имеющих патентную защиту и учитывающих специфику конструкции и условий эксплуатации шахтных центробежных вентиляторов, позволяет поднять на качественно новый уровень аэродинамиче-

скую нагруженность и экономичность шахтных центробежных вентиляторов.

Последние десять лет характерны формированием четвертого поколения шахтного центробежного вентиляторостроения – вентиляторы с S-образными классическими и аэродинамическими лопатками рабочих колес.

В настоящее время на угольных шахтах России и СНГ в эксплуатации находятся более 280 газоотсасывающих вентиляторов ВЦГ-7м, ВЦГ-9, ВЦГ-15, выпускаемых Артемовским и Красногвардейским машиностроительными заводами. Они выполнены по аэродинамической схеме Ц120×18 с коэффициентом давления на 50% выше, чем вентиляторы с классическими назад загнутыми профильными лопатками рабочих колес. В стадии проектирования – вентиляторы серии ВВЦ по схеме 140×20 с пониженной на 25% удельной металлоемкостью и удельным энергопотреблением не более 1.23.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бабак Г.А., Шукина О.М.* О технико-экономическом уровне шахтных вентиляторов главного проветривания. – В сб.: Вопросы горной механики. – М.: Госгортехиздат, 1963, №14, с. 3-23.
2. *Бабак Г.А.* Исследование и разработка высокоэкономичных шахтных вентиляторных установок главного проветривания: Автореф. Дис. докт.техн.наук. – Новочеркасск, 1971. – 52 с.
3. *Дорфман А.Ш., Сайковский М.И.* Приближенный метод расчета потерь в криволинейных диффузорах при отрывных течениях. – В сб.: Промышленная аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1966, вып. 28, с. 98-119.
4. *Ковалевская В.И., Бабак Г.А., Пак В.В.* Шахтные центробежные вентиляторы. – М.: Недра, 1976. – 320 с.
5. *Ковалевская В.И., Пак В.В.* Разработка высоконапорных шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания. В сб.: Разработка месторождений полезных ископаемых. – Киев, 1986, с. 3-9.
6. *Прандтль Л., Титъенс О.* Гидро и аэромеханика. – М.: ОНТИ НКТП СССР, 1935, т.2. – 283 с.
7. *Соломахова Т.С., Чебышева К.В.* Центробежные вентиляторы. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
8. *Патент 2011892 (Россия), М.кл. F 04 D 29/28.* Рабочее колесо центробежного вентилятора / В.Н.Макаров, Ю.М.Козлов. – Заявл. 13.08.90. – Оpubл. в Б.И., 1994, №8. **ПАБ**

Коротко об авторах

Макаров В.Н., Волков С.А., Фомин В.И. – ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет», office@ursmu.ru

