

Соколенко Е.Ю., аспирант (НИИГМ им. М.М. Федорова)

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАХТНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Наведені теоретичні обґрунтування можливості підвищення тиску радіальних вентиляторів при змінненні входної частини профільних лопаток робочих колес за допомогою установки знімних поперечних ребер на кінцях лопаток.

На основі існуючих теоретичних законів течії рідини показана можливість підвищення тиску вентилятора.

Теоретичні дослідження, що підтверджені на моделях вентиляторів, випробуваних на аеродинамічному стенді за схемою всмоктування, реалізовані в шахтних радіальних вентиляторах головного провітрювання при роботі вентиляторів на шахтну мережу з позитивним економічним ефектом.

Приведены теоретические обоснования возможности повышения давления радиальных вентиляторов при изменении входной части профильных лопаток рабочих колес с помощью установки съёмных поперечных ребер на концах лопаток.

Теоретические исследования, подтвержденные на моделях вентиляторов, испытанных на аэродинамическом стенде по схеме всасывания, позднее были реализованы в шахтных радиальных вентиляторах главного проветривания при работе вентиляторов на вентиляционные сети шахт с положительным экономическим эффектом.

Given the theoretical ground of the possibility of the pressure increase of the radial fans while measuring the entrance part of the profile blades of the working wheels with the help of the installation of the detachable cross sectional ribs at the blade ends.

Theoretical investigations, justified at the fan modes, tested at the aerodynamic board according to the soaking scheme, were later implemented in the mining radial fans of the main airing at fan work on the ventilation nets of the mines with the positive economical effect.

КС: шахтні вентилятори головного провітрювання, аеродинамічні параметри, модель вентилятора, аеродинамічний стенд.

Постановка проблемы и связь ее с важными практическими задачами. Проблема исследования аэродинамических характеристик вентиляторов радиального типа (и в особенности тех, которые находятся в эксплуатации на шахтную вентиляционную сеть) является сложной и принципиально важной. Для нормального функционирования технологического процесса добычи угля, а также выполнения требований Правил безопасности при эксплуатации вентиляторов, с развитием шахтных выработок необходимо повышать количество воздуха в них [4]. Увеличение количества воздуха в шахте открывает большие практические, экономические и технические возможности эксплуатации новых угольных лав и других выработок, а также повышения объема добычи угля.

Цель работы – исследовать возможность повышения аэродинамических параметров на моделях радиальных вентиляторов с листовыми и профильными лопатками рабочих колес на аэродинамическом стенде, а также определить пределы повышения подачи и давления вентиляторов в шахтных условиях.

Изложение основного материала. Вопросы, связанные с аэродинамическими исследованиями регулирования аэродинамических параметров подачи и давления радиальных

вентиляторов главного проветривания, были и остаются по настоящее время одними из наиболее актуальных. Данные исследования наиболее точно и объективно проводятся на геометрически подобных моделях с применением аэродинамического стенда, в котором вентиляционная сеть шахты моделировалась с помощью четырехлопастного дросселя, входного коллектора и камеры всасывания аэродинамического стенда. Аэродинамические характеристики испытуемого вентилятора при регулировании последнего лопатками осевого направляющего аппарата, расположенного перед рабочим колесом модели вентилятора, согласно методике, изложенной в действующем стандарте, выражаются в виде графиков безразмерных характеристик. Имея такие безразмерные параметры подачи φ , давления ψ и мощности λ , определяют коэффициенты полезного действия η и η_s . В связи с тем, что теоретическими расчетами такие характеристики на заданные параметры получить невозможно с высокой точностью, экспериментально были проведены исследования характеристик на моделях. В этом случае погрешность по КПД составляла 0,5 %...1 %.

По безразмерным характеристикам модели вентилятора, применив законы подобия аэродинамики, можно достаточно точно вычислить аэродинамические характеристики натуральных вентиляторов, обеспечивающих заданные режимы по подаче, давлению и КПД. В связи с этим и была поставлена задача определения параметров модели вентиляторов, которая решалась методами моделирования вентиляторов на аэродинамическом стенде лаборатории шахтных вентиляторных установок НИИГМ им. М.М.Федорова. Полученные характеристики модельного вентилятора являются элементами технической гидромеханики турбомашин, имеют научное и большое практическое значение, так как дают новые представления о протекающих в вентиляторах процессах обтекания воздушным потоком элементов вентиляторов (особенно рабочих поверхностей лопаток рабочих колес), что приводит к повышению давления и подачи воздуха вентилятора и может быть реализовано в шахтных условиях.

Уравнение Л. Эйлера определяется соотношением

$$\overline{H_{T\infty}} = \overline{C_{2u\infty}} = 1 - \overline{C_{2m}} \cdot ctg\beta_2,$$

где $\overline{C_{2m}} = C_{2m}/U_2$ – безразмерная радиальная составляющая скорости потока на выходе из колеса; U_2 – окружная скорость при выходе из колеса; β_2 – угол выхода лопаток.

Из приведенного уравнения следует, что величина теоретического давления может возрастать при увеличении угла выхода лопаток рабочего колеса при постоянном коэффициенте радиальной составляющей скорости.

Теоретическое давление радиального вентилятора с конечным числом лопаток колеса определяется из выражения [1]

$$\overline{H_T} = \overline{H_{T\infty}} \cdot \mu,$$

где μ – коэффициент циркуляции.

Величина коэффициента циркуляции μ определяется по формуле Б.Экка [2] для радиальных вентиляторов с углами выхода лопаток колеса $\beta_2 = 20 \dots 170^\circ$, т.е.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1 \cdot \beta / 90^\circ}{Z \cdot (1 - \overline{D_1}^2)}}$$

где $\overline{D_1} = \frac{D_1}{D_2}$.

Величина коэффициента безразмерной радиальной составляющей скорости определяется из выражения

$$\overline{C_{2m}} = \frac{\varphi}{4\overline{b_2}[1 - \overline{\delta_1}Z/\pi \sin \beta_2]}$$

где $\overline{b_2}$ – относительная ширина лопатки рабочего колеса на выходе, при этом $\overline{b_2} = b_2/D_2$; $\overline{\delta_1}$ – относительная толщина выходной кромки лопатки, $\overline{\delta_1} = \delta_1/D_2$; Z – число лопаток; φ – безразмерный коэффициент расхода вентилятора.

Теоретические выводы о возможном повышении давления радиального вентилятора изменением выходной части лопаток колеса позволили высказать предложение об установке плоских ребер постоянной высоты и толщины по всей ширине b_2 лопатки на выходе. При этом концы ребер на лопатках направлены по вращению колеса вентилятора, и углы выхода лопаток по сравнению с вариантом лопатки без ребра существенно увеличились.

На рис. 1 показаны схема лопатки радиального вентилятора с ребром на ее конце и соответственно углы выхода β_1 и β_2 '.

С учетом рекомендаций, изложенных в [3], определим скорректированный коэффициент теоретического давления вентилятора на номинальном режиме:

$$\psi_{TH} = 2\overline{H_T} \cdot \eta_{ГВ} \cdot \left(\frac{D_2 \delta_1}{D_2}\right)^2,$$

где $\eta_{ГВ}$ – гидравлический коэффициент полезного действия вентилятора, величина $\eta_{ГВ}$ вычисляется как отношение

$$\frac{\eta_H}{\eta_Q \cdot \eta_M},$$

при этом η_H – номинальный КПД вентилятора; η_Q – объемный КПД, учитывающий утечки через зазоры; η_M – коэффициент механических потерь.

При расчетах принимались значения коэффициентов $\eta_Q = 0,95$, $\eta_M = 0,99$ по [3] при номинальном КПД вентиляторов (например, для шахтных радиальных вентиляторов с профильными лопатками рабочих колес $\eta_H = 0,85 \dots 0,89$).

На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований моделей радиальных вентиляторов НИИГМ им. М.М. Федорова Ц66-12, Ц35-15, Ц36-15, Ц33-16, Ц35-20, Ц100-14 (колесо №131), [4, 5]. Сравнительный анализ результатов теоретического исследования показывает, что для шахтных радиальных вентиляторов с углами выхода лопаток $20^\circ \dots 60^\circ$ по приведенным выше аэродинамическим схемам изменение выходной части лопаток предлагаемым способом может привести к повышению номинального давления вентилятора в среднем на 30...40 %.

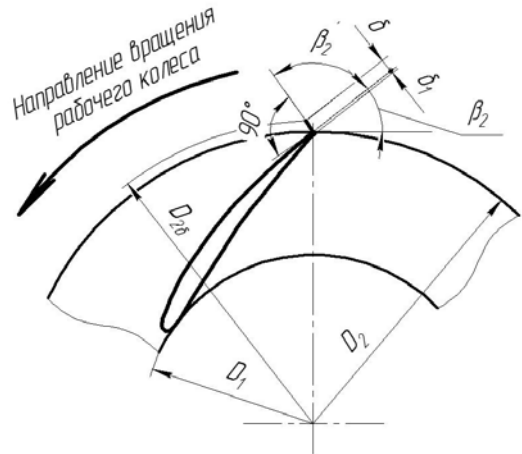


Рис. 1. Схема лопатки с ребром

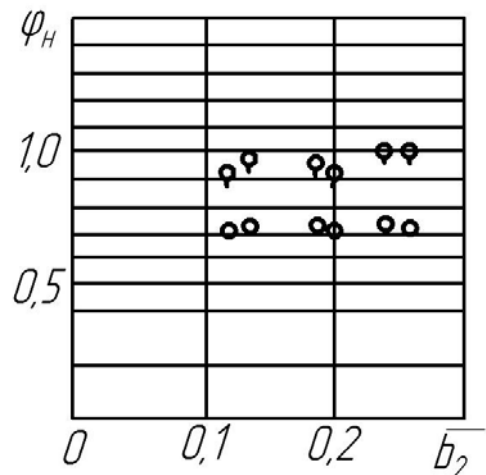


Рис. 2. Экспериментальные величины коэффициентов статического давления моделей вентиляторов:

- – эксперимент – вентиляторы с ребрами;
- – эксперимент – вентиляторы без ребер

Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик моделей радиальных вентиляторов по приведенным выше схемам НИИГМ им. М.М. Федорова подтвердили теоретические расчеты.

Повышение параметров радиальных вентиляторов на моделях исследовано путем проведения аэродинамического эксперимента на стендах лаборатории вентиляторных установок при различных высотах δ плоских ребер на лопатках. В связи с тем, что шахтные радиальные вентиляторы главного проветривания эксплуатируются на шахтную сеть с входными направляющими аппаратами, экспериментально были исследованы характеристики моделей радиальных вентиляторов при регулировании осевыми направляющими аппаратами.

Максимальный эффект шахтного радиального вентилятора достигается в тех случаях, когда при его работе на шахтную сеть в начальный период регулирование режимов подачи осуществлялся при помощи направляющего аппарата.

При переходе характеристики шахтной сети через аэродинамическую характеристику вентилятора, соответствующую $\theta_{\text{ОНА}} = 0^\circ$, целесообразно применять предлагаемый способ

повышения давления и подачи без увеличения частоты вращения рабочего колеса.

Предложенный способ повышения давления и подачи вентилятора при его работе на шахтную сеть может быть реализован в шахтных условиях, когда вентилятор эксплуатируется на предельном режиме, но имеется резерв мощности приводного электродвигателя.

Аэродинамические характеристики в безразмерном виде исходного и модернизированного вентиляторов с двумя высотами ребер показаны на рис. 3 и 4. Предлагаемые устройства представляют собой простые и надежные в эксплуатации узлы, прикрепляемые с помощью электросварки к лопаткам рабочих колес. В результате такой модернизации может быть достигнуто повышение подачи воздуха на 10...25 % и давления до 50 % от исходных значений, а в отдельных случаях возможен рост и коэффициента полезного действия вентилятора, что приводится на рис. 5. Рекомендуемая модернизация (исходя из шахтных испытаний), как правило, не повышает уровня вибрации ротора вентилятора, однако в необходимых случаях по просьбе работников шахт специалистами института может быть проведена балансировка рабочих колес вентиляторов. Модернизация одного вентилятора, находящегося в резерве (при работающем другом вентиляторе шахтной установки) с соответствующей подготовкой, может быть проведена за 3...6 часов с последующим его включением на шахтную сеть. Далее такие работы проводятся на втором вентиляторе установки. Экономический эффект от модернизации двух вентиляторов шахтной вентиляторной установки составляет до 500 тыс. грн. в год.

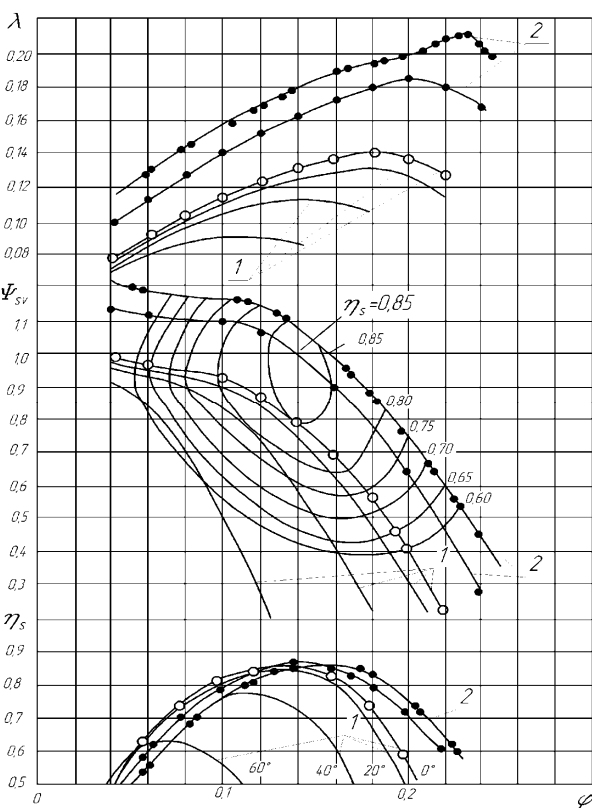


Рис. 3. Аэродинамические характеристики в безразмерном виде исходного вентилятора 1 и модернизированного 2

Модернизация одного вентилятора, находящегося в резерве (при работающем другом вентиляторе шахтной установки) с соответствующей подготовкой, может быть проведена за 3...6 часов с последующим его включением на шахтную сеть. Далее такие работы проводятся на втором вентиляторе установки. Экономический эффект от модернизации двух вентиляторов шахтной вентиляторной установки составляет до 500 тыс. грн. в год.

Предлагаемая модернизация с 1985 по 2000 гг. была проведена на вентиляторах главного проветривания ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦ-31,5, ВЦД-32М, ВЦД-31,5М, ВЦ-5, ВРЦД-4,5, ВЦД-2,2, ВЦД-3,3, эксплуатируемых на угольных шахтах.

Проведенными теоретическими и экспериментальными исследованиями показано, что для шахтных радиальных вентиляторов с углами выхода профильных лопаток $\beta_2 = 20 \dots 60^\circ$ можно повысить давление, подачу, КПД и, соответственно, их мощность путем изменения выходных частей лопаток предлагаемым способом. Рабочие колеса с листовыми лопатками вентиляторов ВЦД-2,2 и ВЦД-3,3 также могут быть модернизированы для повышения параметров подачи воздуха и давления вентиляторов в шахтных условиях.

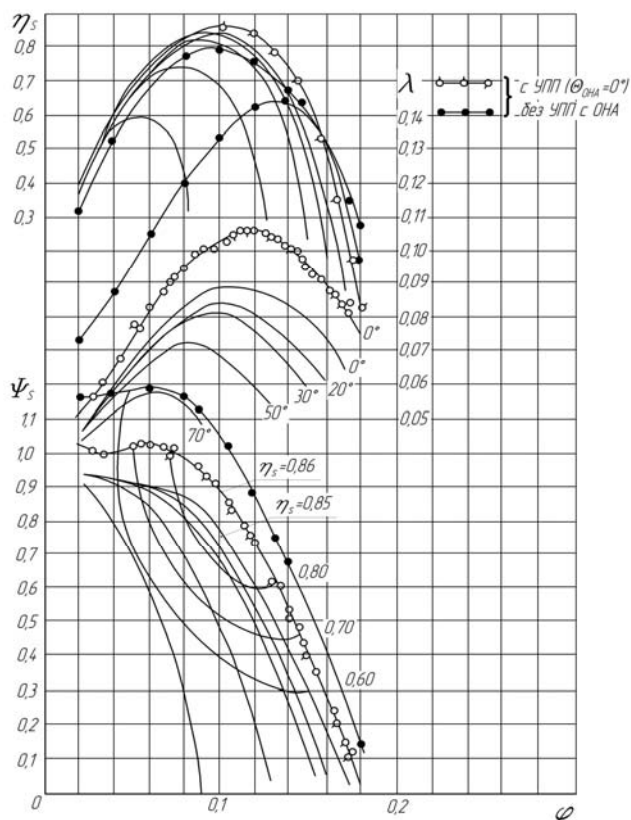


Рис. 4. Аэродинамические характеристики в безразмерном виде модернизированного вентилятора и регулируемого ОНА

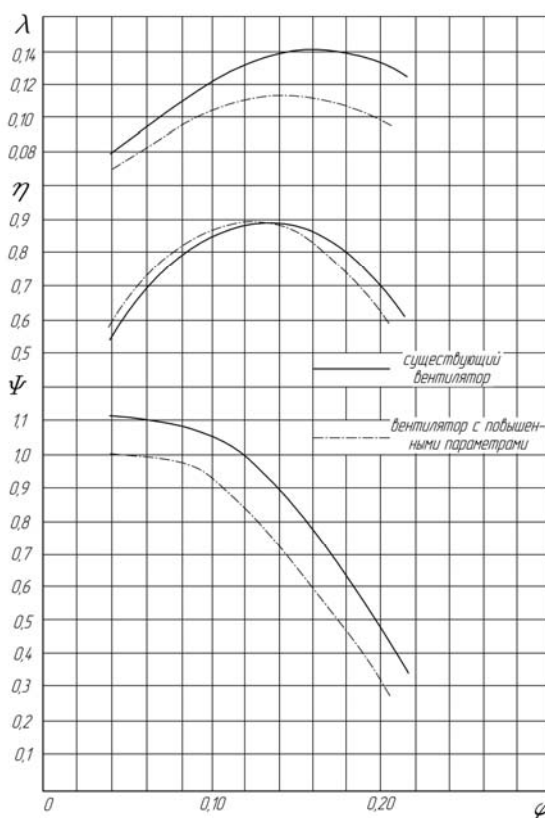


Рис. 5. Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов

В справочнике проф. И.О. Керстена [6] изложены основные положения аэродинамических испытаний шахтных вентиляторов и вентиляторных установок главного проветривания. В нем приведены методы измерений давления, подачи и потребляемой мощности модельных вентиляторов, которые испытываются на аэродинамических стендах с различными диаметрами камер всасывания в лабораторных условиях.

В работе [4] отражены результаты внедрения в шахтных условиях металлических устройств, расположенных на концах лопаток рабочих колес радиальных (центробежных) вентиляторов главного проветривания угольных шахт Украины. При этом модернизация рабочих колес вентиляторов, которые находились в резерве, при работающем на шахтную сеть второго вентилятора осуществлялась сотрудниками шахт и НИИГМ им. М.М.Федорова. Металлические устройства были спроектированы в конструкторском отделе и изготовлены в механических мастерских института. Начиная с 1985 года, были модернизированы радиальные вентиляторы с профильными, загнутыми назад лопатками рабочих колес следующих типов: ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦД-32М, ВЦ-31,5, ВЦД-31,5, ВРЦД-4,5.

В 1986-2005 гг. были модернизированы рабочие колеса радиальных вентиляторов с листовыми лопатками, таких как ВЦ-5, ВЦД-2,2 и ВЦО-3,1, [5]. Аэродинамический эффект по повышению подачи и давления перечисленных вентиляторов достигался в пределах мощностей

приводных электродвигателей, установленных на вентиляторах, без замены электродвигателей, так как имелась дополнительная резервная мощность. В среднем, в зависимости от шахтной вентиляционной сети, повышение подачи воздуха на вентиляторах было достигнуто в пределах 20...30 % от исходных значений.

Как было отмечено [3], одной из важнейших задач в области создания высокоэкономичных глубокорегулируемых радиальных вентиляторов с поворотными закрылками на входной части

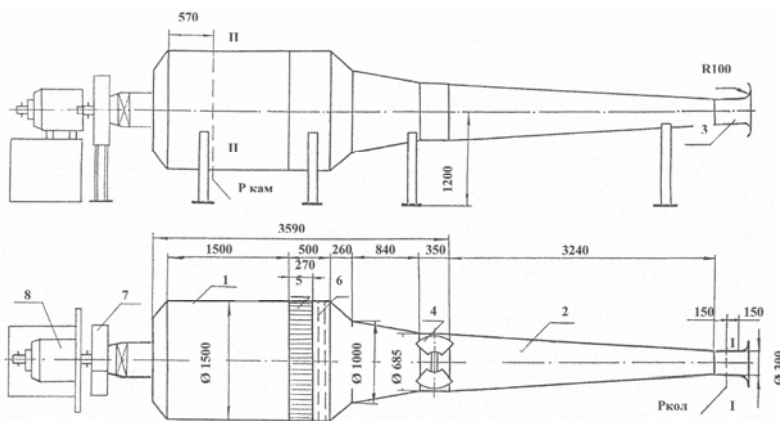


Рис. 6. Схема аэродинамического стенда:

1 – камера; 2 – конус; 3 – коллектор; 4 – дроссель; 5 – спрямляющая решетка; 6 – сетка; 7 – модель вентилятора; 8 – мотор-весы

и средой (перекачивание пылеводяной массы), что вызывало ухудшение вибрационного состояния ротора вентилятора. В начале 70-х годов прошлого столетия (1971 г.) Каменский машиностроительный завод (Ростовская область) изготовил два опытных образца шахтных радиальных вентиляторов главного проветривания типа ВЦЗ-32 с поворотными закрылками лопаток рабочего колеса, спроектированных институтом «Донгипроуглемаш» по аэродинамической схеме Ц31-16 НИИГМ им. М.М. Федорова. По данным промышленных испытаний, проведенных в 1973 году на шахте им. РККА (г. Доброполье Донецкой области), вентилятор показал высокие аэродинамические параметры. Например, по максимальному статическому КПД была достигнута величина 0,85 при номинальной подаче 108 м³/с и номинальном статическом давлении вентиляторной установки 436 даПа. Этот опытный образец вентиляторной установки эксплуатируется по настоящее время, но дальнейшее производство вентиляторов ВЦЗ-32 не проводилось по указанным причинам. Кроме того, следует отметить также незначительную часть угольных шахт Украины, для которых требовалось глубокое регулирование параметров давления (в 2...4 раза) и подачи вентиляторов. Приведенный пример относительно вентиляторов ВЦЗ-32 подтверждает, что для надежной эксплуатации вентиляторов радиального типа более рациональным может быть применение рабочего колеса, имеющего стационарное (приварное) крепление лопаток к дискам с элементами повышения параметров давления вентилятора. Повышение давления вентилятора может быть достигнуто только при ограниченных геометрических размерах этих элементов, при которых реализуется максимальное значение КПД, которое по величине такое же, как и без устройств повышения подачи и давления. Вопрос о величине максимального полного или статического КПД вентилятора встал в начале 80-х годов прошлого столетия, когда возникла острая необходимость в увеличении подачи воздуха вентиляторов радиального типа на действующих угольных шахтах в связи с ростом количества добычных лав и соответственно добываемого угля. При такой научно-технической направленности в вентиляторостроении не требовалось значительных капитальных затрат, связанных с установкой более мощных вентиляторов.

Это дало возможность реализовать на моделях радиальных вентиляторов в лаборатории шахтных вентиляторных установок НИИГМ им. М.М. Федорова и в шахтных вентиляторах в условиях работающей шахты эффект повышения статического давления и подачи вентиляторов,

загнутых назад профильных лопаток является определение влияния геометрических размеров закрылков на аэродинамические характеристики вентиляторов. Закрылки проектировались поворотными, и давление вентиляторов повышалось при повороте последних по вращению колеса. Идея поворотных закрылков на концах профильных лопаток была известна давно, но вопросы эксплуатации такого вентилятора усложнялись точностью установки закрылков, а также конструкцией элементов крепления, поворотными механизмами устройства закрылка

улучшить вентиляцию шахты и условия труда горнорабочих. Проведенными исследованиями на аэродинамических стендах и многочисленных моделях вентиляторов были определены оптимальные размеры металлических устройств, при которых повышаются аэродинамические параметры и сохраняется максимальное значение КПД или имеет место максимальный эффект по давлению, но наблюдается снижение показателей КПД.

Потребляемая мощность вентилятора в шахтных условиях определяется по методике [6].

Исследуемые модели радиальных вентиляторов были смонтированы в лаборатории шахтных вентиляторных установок НИИГМ им. М.М.Федорова, диаметр камеры всасывания составлял 1,5 м, диаметр сопла Вентури (коллектора) равнялся 0,3 м, частота вращения рабочего колеса вентилятора – 1500 мин⁻¹, диаметр D₂ моделей рабочих колес – 0,5 м.

Аэродинамический стенд соответствовал требованиям ГОСТ 10921-90 [6] и изготовлен по чертежам ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского (рис. 6).

Безразмерные коэффициенты подачи моделей вентиляторов определялись по перепаду атмосферного давления и давления у приемников статического давления, расположенных на внутренних стенках сопла Вентури, и вычислялись по формуле

$$\varphi = \alpha \cdot \varepsilon \cdot F_C \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot K \cdot K_M \cdot K_Y \cdot \Delta \cdot P_C \cdot 9,81 \cdot \frac{50}{f_{\text{зам}}} \cdot \frac{1}{F_K \cdot U_2} \cdot \frac{P_a}{P_a - P_m}}$$

где α – коэффициент расхода сопла Вентури, равный 0,985; ε – поправочный коэффициент на расширение воздуха, равный величине $\varepsilon = 1 - 0,55 \cdot \frac{P_C}{P_a}$; P_C – показания микроманометра по соплу Вентури; F_C – площадь сечения сопла Вентури, м²; K – коэффициент микроманометра, по которому определяют перепады давлений по соплу Вентури (коллектору); K_M – тарированный коэффициент микроманометра; $K_Y = \frac{\gamma_{\text{сп}}}{0,8095}$ – поправочный коэффициент на объемный вес

спирта; $\Delta = \frac{101300 \cdot (237 + t_K)}{P_a \cdot 293}$ – поправка на плотность воздуха; $\rho = 1,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$ – плотность стандартного воздуха; t_K – средняя температура воздуха у сопла Вентури; P_a – барометрическое давление окружающего воздуха, Па; P_m – статическое давление перед вентилятором, определяемое по приемникам давления на стенке камеры всасывания аэродинамического стенда, кгс/м²; 101300 – барометрическое давление стандартного воздуха, Па; $f_{\text{зам}}$ – замеренная частота тока в сети, с⁻¹; 9,81 – ускорение свободного падения, м/с.

Коэффициент статического давления модели вентилятора определяется по перепаду давления, расположенного на внутренних стенках камеры всасывания аэродинамического стенда и вычисляется по формуле

$$\Psi_{SV} = P_m \cdot K \cdot K_M \cdot K_Y \cdot \Delta \cdot \left(\frac{50}{f_{\text{зам}}}\right)^2 \cdot \frac{2}{\rho \cdot U_2^2} \cdot 9,81$$

Коэффициент потребляемой вентилятором мощности определяется по измерению крутящего момента с помощью балансировочного станка (мотор-весов), смонтированного с электродвигателем и моделью вентилятора.

Коэффициент мощности вентилятора в безразмерном виде определяется по формуле

$$\lambda = \frac{N}{\frac{\rho}{2} \cdot F \cdot U_2^3} \cdot \left(\frac{50}{f_2}\right)^3 \cdot \Delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot P \cdot l}{30 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot U_2^3} \cdot \left(\frac{n}{n_2}\right)^3 = 0,1082 \cdot \Delta \cdot \left(\frac{f}{f_2}\right)^2 \cdot P,$$

где P – масса гирь, уравнивающих балансировочный станок; l – длина плеча рычага балансировочного станка, в конструкции данного аэродинамического стенда длина плеча составляла

0,5 м; n_z – замеренная частота вращения рабочего колеса модели вентилятора, мин⁻¹; n – 1500 мин⁻¹ – синхронная частота вращения рабочего колеса; $D=0,5$ м – диаметр рабочего колеса по концам лопаток.

Частота тока в электрической сети замерялась частотомером.

Статический КПД модели вентилятора определяется по формуле

$$\eta_s = \frac{\psi_{sv} \cdot \varphi}{\lambda}$$

Схема аэродинамического стенда лаборатории шахтных вентиляторных установок для испытаний моделей радиальных вентиляторов приведена на рис. 6.

На аэродинамических стендах с диаметром камер 1,5 м и 2,0 м были проведены испытания модели вентиляторов радиального типа (центробежные) со 176 различными рабочими колесами с листовыми и профильными лопатками колес. Из многочисленных вариантов моделей вентиляторов с этими колесами были выбраны всего 5 колес одностороннего всасывания, которые имели максимальные величины экономичности с листовыми и профильными лопатками рабочих колес. В настоящее время в производстве находятся вентиляторы центробежные (радиальные) ВЦ-31,5М2, ВЦД-31,5М2 и ВЦД-47,5УМ, которые изготавливаются заводом ПАО «Донецкгормаш», а также двухступенчатые осевые вентиляторы ВОД-30М2, ВОД-40М и ВОД-50. Все эти вентиляторы изготавливаются в соответствии с требованиями действующего стандарта (ГОСТ 11004-84).

Выводы и рекомендации.

1. Теоретически обоснована возможность повышения давления радиальных вентиляторов на моделях с различными аэродинамическими формами профильных лопаток колес (плоско-выпуклых и выпукло-вогнутых) при наличии дополнительных элементов (поперечных ребер) на концах лопаток.

2. На шахтных вентиляторах с листовыми лопатками (ВЦО-31,5, ВЦ-5, ВЦД-2,2 и ВЦД-3,3) показан эффект повышения давления и соответственно подачи при модернизации их поперечными ребрами на концах лопаток.

3. Аэродинамические эффекты повышения подачи и статического давления шахтных вентиляторов с различными формами лопаток практически одинаковые (подача на 20...25 %, давление 30...40% от исходных значений).

4. Проведенные исследования позволяют установить рациональные конструктивные размеры выходной части профильных лопаток колес вентиляторов, которые не снижают максимальных КПД при повышении давления.

Литература

1. Соломахова Т.С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник / Т.С. Соломахова, К.С.Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
2. Экк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов / Б. Экк; Пер. с нем. – М.: Госгортехнадзор, 1959. – 566 с.
3. Ковалевская В.И. Шахтные центробежные вентиляторы: Монография / В.И.Ковалевская, Г.А.Бабак, В.В.Пак. – М.: Недра, 1976. – 320 с.
4. Нечушкин Г.М. Новые эффективные устройства для повышения подачи и давления шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания / Г.М.Нечушкин, В.А.Стещенко // Уголь. – 1990. – №2. – С. 32-33.
5. Касьянов В.В. Модернизация шахтной вентиляторной установки главного проветривания ВЦ-5 / В.В.Касьянов, В.А. Стещенко // Уголь Украины. – 1992. – №12. – С. 36-37.
6. Керстен И.О. Аэродинамические испытания шахтных вентиляторных установок: справочное пособие / И.О.Керстен. – М.: Недра, 1980. – 196 с.
7. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия: ГОСТ 11004-84. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 33 с.
8. Чебышев К.В. Регулирование центробежных вентиляторов изменением проходных сечений колеса или кожуха / К.В.Чебышев // Промышленная аэродинамика. – 1959. – № 12. – М.:Оборониздат, 1959. – С. 110-124.

*Статья рекомендована к публикации
канд. техн. наук Стещенко В.А.*