

Бабарыка Д.В. (НИИГМ им. М.М.Федорова)

## МЕТОДЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ВЫСОКОЭКОНОМИЧНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

*У статті наведені дослідження методів аеродинамічних розрахунків (прямого і зворотного) номінальних режимів високоекономічних радіальних вентиляторів з профільованими загнутими назад лопатками робочих коліс.*

*Доведено, що розрахунок геометричних розмірів аеродинамічної схеми вентилятора на заданні параметри подачі, тиску і максимального ККД номінального режиму  $\varphi_H$ ,  $\psi_H$ ,  $\eta_{MAX}$  є більш переважливим і під час вибору найбільш економічної аеродинамічної схеми вентилятора для подальшого проектування натурних вентиляторів розрахунки слід проводити за ним.*

*Проведено аналіз існуючих конструкцій профільних лопаток робочих коліс по характеристиках їх міцності при довготривалій експлуатації вентиляторів в шахтних умовах і зроблено висновок про переваги міцнісних характеристик опукло-вгнутих профілів лопаток робочих коліс у порівнянні з плоско-вгнутими та внутрішнім оребренням у вигляді фермоманітних лонжеронів, розташованих усередині профілів лопаток.*

*В статье приведены исследования методов аэродинамических расчетов (прямого и обратного) номинальных режимов высокоэкономичных радиальных вентиляторов с профилированными загнутыми назад лопатками рабочих колес.*

*Показано, что расчет геометрических размеров аэродинамической схемы вентилятора на заданные параметры подачи, давления и максимального КПД номинального режима  $\varphi_H$ ,  $\psi_H$ ,  $\eta_{MAX}$  является более предпочтительным и по нему следует проводить расчеты при выборе наиболее экономичной аэродинамической схемы вентилятора для последующего проектирования натурных вентиляторов.*

*Проведен анализ существующих конструкций профильных лопаток рабочих колес по характеристикам их прочности при длительной эксплуатации вентиляторов в шахтных условиях и сделан вывод о преимуществе прочностных характеристик выпукло-вогнутых профилей лопаток рабочих колес по сравнению с плоско-выпуклыми и внутренним оребрением в виде фермообразных лонжеронов, расположенных внутри профилей лопаток.*

*Shown that the calculation of the geometric dimensions of the fan aerodynamic scheme upon the fixed parameters of the input, pressure and maximum coefficient of the nominal regime is more preferable and it should be followed while making calculations, choosing the most economical aerodynamic fan scheme for the following design of the natural fans.*

*Given the analysis of the existing constructions of the profile blades of the working wheels as for the characteristic features of their density during the long fan usage in the mining condition and made a conclusion about the advantage of the density characteristic of the concave-convex in profiles of the blades of the working wheels in comparison with flat-concave fans and inner ribbing in the form of the frame side pieces, located in the inner blade profile.*

**КС:** шахтні вентилятори головного проветривання, подача воздуха, давление, номинальний ККД.

**Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.** В 1972 г. проф. В.В.Пак разработал аэродинамическую схему, по которой в 1975 г. были спроектированы и изготовлены мощные вентиляторы радиального типа ВЦ-31,5М2, ВЦД-31,5М2, ВЦД-47А

«Север», ВЦД-47У и ВЦД-47,5УМ с выпукло-вогнутыми лопатками. Эти вентиляторы являются основными средствами проветривания угольных и рудных шахт [4]. Учитывая то обстоятельство, что расчет [1] явился основой для разработки высокоэкономичных вентиляторов ВЦ-11, ВЦ-16, ВЦ-25 с плоско-выпуклыми лопатками рабочих колес, а расчет [4] – с выпукло-вогнутыми лопатками колес, необходимо было решение вопросов из области аэродинамики радиальных вентиляторов и в отношении прочности колес по разработанным выше аэродинамическим схемам Ц35-20 и Ц36-15.

**Целью** настоящей работы является определение наиболее рациональной аэродинамической схемы радиального вентилятора с плоско-выпуклым профилем лопаток рабочего колеса или выпукло-вогнутыми лопатками для проектирования натурального вентилятора, а также рекомендаций по прочностным характеристикам профильных лопаток рабочих колес радиальных вентиляторов высокой экономичности Ц35-20 и Ц36-15.

**Анализ ранее проведенных исследований и публикаций.** В работах [2,3,9,14] приведены различные подходы к расчетам номинальных параметров радиальных вентиляторов как с профильными, так и с листовыми лопатками рабочих колес. Следует отметить, что вентиляторы с листовыми лопатками рабочих колес по модельным результатам, полученным на аэродинамических стендах, по экономичности значительно уступают вентиляторам с профильными лопатками рабочих колес. Разница по максимальному КПД составляет 5...10%. В связи с этим были рассмотрены существующие аэродинамические расчеты, которые применены к рабочим колесам вентиляторов общепромышленного назначения, а также для главного проветривания шахт и рудников.

**Изложение основного материала.** Разработанный В.В.Паком метод аэродинамического расчета центробежных (радиальных) вентиляторов в начале 60-х годов прошлого столетия позволил с точностью до 20% определить аэродинамические параметры номинальных режимов вентиляторов по геометрическим размерам аэродинамической схемы. Основой построения этого расчета [1] является уравнение

$$H_T = \frac{1 - \left(1 + \frac{k\pi}{4\varepsilon z}\right) \cdot \overline{c_{2m}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2,l}}{1 + \frac{\pi}{z\varepsilon} \cdot \frac{\sin \beta_{2,l}}{1 - D_1^2}}. \quad (1)$$

Параметры этого равенства, которое вытекает из уравнения Л.Эйлера, наиболее полно характеризуют непрерывный процесс обтекания лопаток колеса вентилятора. На основе этого расчета была разработана высокоэкономичная аэродинамическая схема радиального вентилятора Ц35-20, которая обеспечивала максимальное значение полного КПД, равного 0,9. Колесо вентилятора имело 8 плоско-выпуклых лопаток, применялась схема одностороннего всасывания, диаметр модели колеса 0,5 м при частоте вращения 1500 мин<sup>-1</sup>. При работе вентилятора с диффузором, установленным после спирального корпуса, максимальная величина статического КПД вентилятора достигала 0,86 по данным испытаний модели вентилятора. После многочисленных испытаний этого вентилятора на аэродинамическом стенде по методике ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского и подтверждения такой высокой экономичности работы модельного вентилятора было принято решение о разработке шахтных вентиляторов главного проветривания типов ВЦ-11, ВЦ-16, ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦД-16, ВЦД-32 по этой схеме или по модифицированной с меньшей шириной лопаток на выходе  $\overline{b_2}$  (0,15 вместо 0,26). При этом была достигнута значительная экономия электроэнергии при их эксплуатации на шахтах, а также достигнут социальный и экологический эффект. Эти вентиляторы имели рабочие колеса с профильными плоско-выпуклыми лопатками.

В 1972 году проф. В.В.Пак разработал высокоэкономичную аэродинамическую схему вентилятора Ц36-15 со следующим номинальными параметрами: КПД=0,9, коэффициенты в безразмерном виде - подача 0,15 и давление 0,36[4].

Этот (второй) метод расчета размеров схемы на заданные аэродинамические параметры номинального режима можно рассматривать как обратную задачу по отношению к расчету [1].

Если заданы параметры номинального режима работы вентилятора, например,  $\bar{Q}_H = 0,15$ ,  $\bar{H}_H = 0,36$ ,  $\eta_{MAX} = 0,90$ , необходимо определить геометрические размеры его аэродинамической схемы.

Основной расчетной формулой является угол выхода профильной лопатки, который выражается, исходя из допущений проф. В.В.Пака, следующим соотношением:

$$\operatorname{tg} \beta_{2,l} = \frac{0,577 \bar{H}_{T.H} (1 + 0,5 \bar{H}_{T.H})}{1 - \bar{H}_{T.H} \left[ 1 + \frac{1}{\tau (1 + \bar{D}_1)^2} \right]}, \quad (2)$$

где  $\tau$  – густота лопаток колеса радиального типа, которая определяется из выражения

$$\tau = \frac{2z l_l}{\pi} (D_1 + D_2), \quad (3)$$

в котором число лопаток следует выбирать таким образом, чтобы густота решетки профилей находилась в пределах  $0,8 < \tau < 1,2$ , откуда число лопаток колеса

$$z = (0,8 \dots 1,2) \frac{\pi (D_1 + D_2)}{2 l_l} \approx \pi \tau \frac{1 + \bar{D}_1}{1 - \bar{D}_1} \sin \beta_{2,l}, \quad (4)$$

$l_l$  – длина средней линии лопатки, что приводится на рис. 1.

Последовательность выбора геометрических характеристик аэродинамической схемы Ц36-15 состоит в следующем.

Гидравлический КПД вентилятора определяем по формуле

$$\eta_{г.в.} = \frac{0,90}{0,98 \cdot 0,99} = 0,93,$$

а его теоретическое давление и меридиональная (расходная) скорость выражаются как

$$\bar{H}_{T.H} = \frac{0,36}{0,93} = 0,387; \quad \bar{C}_{2mn} = \frac{0,387}{\sqrt{3}} = 0,223.$$

$$\bar{D}_0 = 1,12 \sqrt[3]{0,65 \cdot 0,15} = 0,516, \text{ принимаем } \bar{D}_0 = 0,52,$$

где  $\bar{D}_0$  – диаметр входа в колесо вентилятора.

$$\bar{D}_1 \text{ – диаметр входа по лопаткам, принимаем } \bar{D}_1 = 0,58.$$

$$\text{Далее } \operatorname{tg} \beta_{2,l} = \frac{0,577 \cdot 0,387 \cdot (1 + 0,5 \cdot 0,387)}{1 - 0,387 \left[ 1 + \frac{1}{1,1(1 + 0,58)^2} \right]} = 0,575,$$

принимаем  $\beta_{2,l} = 30^\circ$ .

Число лопаток колеса определяется по формуле

$$z = \pi \cdot 1,1 \cdot \frac{1 + 0,58}{1 - 0,58} \cdot 0,5 = 6,5.$$

Принимаем 6 лопаток.

По конструктивным особенностям лопатки колеса выбираем  $\bar{\delta}_{2,l} = 0,002$  и, принимая величину гидравлического КПД вентилятора  $\eta_{г.к} = 0,95$ , далее определяем коэффициент заполнения активным потоком выходного сечения колеса по формуле

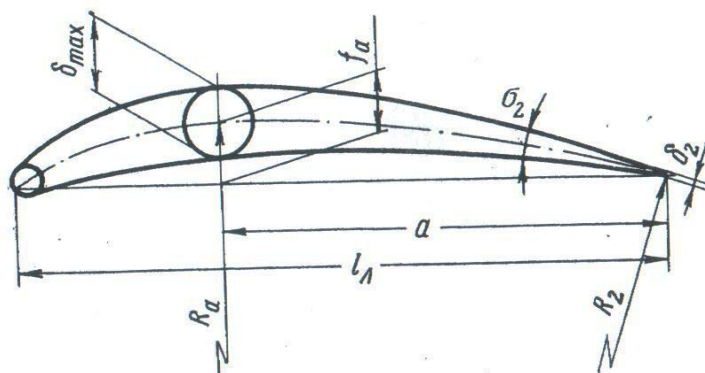


Рис. 1. Схема выпукло-вогнутой профильной лопатки

$$M_2 = 1 - \frac{3(1 - \eta_{Г.К})\overline{H}_T^*}{4\overline{H}_T^{*2} - 6\overline{H}_T^* + 3} - \frac{z \cdot \overline{\delta}_{2,n}}{\pi \sin \beta_{2,n}}.$$

После вычислений получаем

$$M_2 = 1 - \frac{3(1 - 0,95) \cdot 0,387}{4 \cdot 0,387^2 - 6 \cdot 0,387 + 3} - \frac{6 \cdot 0,002}{\pi \cdot 0,5} = 0,949.$$

Ширина колеса на выходе

$$\overline{b}_2 = \frac{0,15}{4 \cdot 0,949 \cdot 0,223 \cdot 0,98} = 0,181.$$

Принимаем ширину колеса на выходе  $\overline{b}_2 = 0,19$ .

Задавшись углом наклона покрывного диска  $\gamma_2 = 15^\circ$ , определяем ширину колеса на входе, т.е.

$$\overline{b}_1 = \overline{b}_2 + \frac{1 - \overline{D}_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2 = 0,19 + \frac{1 - 0,58}{2} \cdot 0,268 = 0,246.$$

В расчетах профилей лопаток чаще всего в качестве средней линии профиля принимается дуга окружности ( $R = \text{const}$ ), для которой

$$r \cos \beta = r_1 \cos \beta_1 + \frac{r_2^2 - r_1^2}{2R}.$$

Так как геометрические размеры вентилятора принимаются на основе конструктивных тенденций или интуитивно после того как определена аэродинамическая схема, необходимо выполнить ее поверочный расчет с целью установления ее соответствия заданным аэродинамическим параметрам.

Следует отметить, что главной характеристикой межлопаточного канала колеса является коэффициент его диффузности, определяемый соотношением

$$K = -\frac{D_2}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{ds} \approx \frac{D_2}{hb} \cdot \frac{dhb}{ds}.$$

Введя угол наклона  $\gamma$  покрывного диска

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{db}{dr},$$

а также угол схода профиля  $\sigma$

$$\operatorname{tg} \sigma = -\left(\frac{d\delta}{ds}\right)$$

и перейдя к выходному сечению колеса, где эта величина достигает наибольшего значения, получим

$$K_2 = \sin \beta_{2,n} \left(2 - \frac{\operatorname{tg} \gamma_2}{\overline{b}_2}\right) + \operatorname{ctg} \beta_{2,n} \left(2 \cos \beta_{2,n} - \frac{1}{R_{2,n}}\right) + \frac{z(\operatorname{tg} \sigma_2)}{\pi \sin \beta_{2,n}}.$$

Выбираем скелетную линию профиля лопатки в виде окружности, для которой находим радиус:

$$\overline{R}_n = \frac{1 - 0,58^2}{4(0,867 - 0,58 \cdot 0,819)} = 0,424.$$

Далее вычерчиваем аэродинамическую схему колеса и анализируем коэффициент  $k(\overline{\delta})$  вдоль средней линии межлопаточного канала.

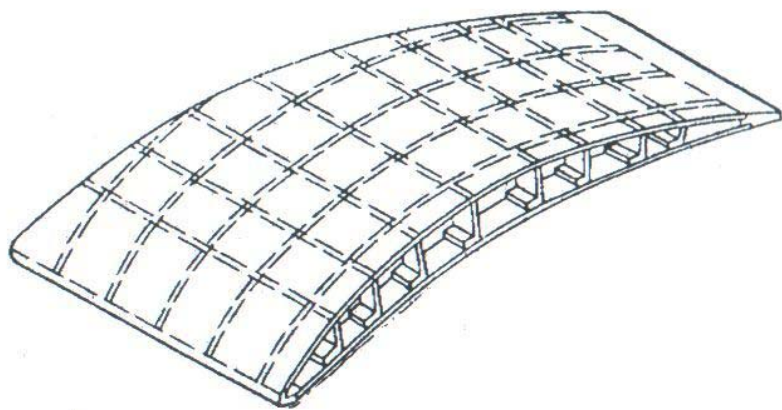
Таким образом определяем аэродинамическую схему вентилятора с максимальным значением КПД.

Приведенные расчеты элементов аэродинамической схемы на заданные номинальные параметры вентилятора приведены в монографии [4].

Анализ двух расчетов схем высокоэкономичных радиальных вентиляторов позволяет сделать выводы, которые обосновывают рациональность применения двух наиболее экономичных радиальных вентиляторов, а именно схем Ц35-20 и Ц36-15, имеющих плоско-выпуклые профили лопаток или выпукло-вогнутые соответственно.

Следует отметить, что в первом расчете вероятность получить требуемые максимальные параметры номинального режима по КПД носит проблематичный характер, так как ошибка расчета с экспериментом может достигать 10...20 и более процентов. Второй метод расчета (обратная задача) элементов схемы вентилятора выстраивается в зависимости от заданных параметров номинального режима вентилятора, что является более корректным в научном отношении и имеет большие преимущества по сравнению с первым расчетом.

После разработки аэродинамических схем Ц35-20, Ц38-12 и Ц36-15 встал вопрос о возможности повышения давлений вентиляторов не только за счет аэродинамических факторов в колесах, но и по прочностным показателям лопаток рабочих колес и дисков (покрывного и коренного). Для решения этих задач в начале 60-х годов прошлого века в лаборатории



**Рис. 2. Конструктивная схема профильной лопатки с внутренними фермообразными лонжеронами и продольными ребрами жесткости**

вентиляторов ИГМТК им. М.М.Федорова был создан разгонный стенд, позволивший тензометрическим методом путем крепления тензодатчиков на элементах моделей радиальных колес различных конструкций определять напряжения в элементах колеса. В результате большого объема собранного научного материала после обработки данных с тензодатчиков (при различных толщинах дисков и кон-

струкциях внутренних лонжеронов жесткости внутри профильных лопаток на моделях колес (количеством свыше 20) диаметром колес 0,5 м и частотой вращения  $4800 \text{ мин}^{-1}$  ( $125 \text{ м.с}^{-1}$ ) были исследованы напряжения на обшивках лопаток [15,16,17], а также на дисках колес.

На основе результатов многолетних исследований был дан ответ на очень важный вопрос о преимуществе выпукло-вогнутых профилей лопаток рабочих колес по прочностным характеристикам и возможности проектирования вентиляторов с окружными скоростями  $120...125 \text{ м.с}^{-1}$ . На основе оценки фактических величин напряжений на рабочих колесах моделей вентиляторов, полученных на разгонном стенде, было доказано, что по форме лопаток колес наибольшей прочностью характеризуется выпукло-вогнутая лопатка с фермообразными лонжеронами, конструкция которой показана на рис. 2. По этой конструкции лопаток были спроектированы Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме Ц38-12x2 ИГМТК им. М.М.Федорова, а Каменским машзаводом изготовлены два вентилятора ВЦД-40 и вентиляторная установка, которая была запущена в эксплуатацию в Донецке на шахте «Октябрьский рудник» в 1972 году, где и эксплуатируется по настоящее время. Для сравнения в таблице приведены и другие вентиляторы с аналогичными выпукло-вогнутыми лопатками рабочих колес, причем все эти вентиляторы имеют максимальную экономичность по статическому КПД, равному 0,85 и соответствующему стандарту.

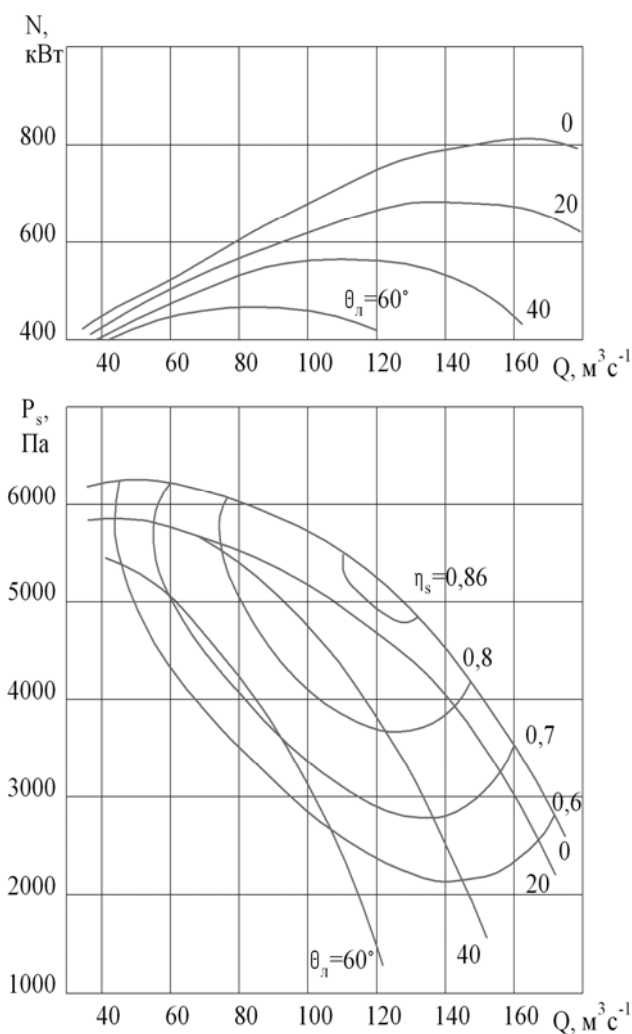


Рис. 3. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-31,5М2 с осевым направляющим аппаратом

Новые типы вентиляторов (такие как ВЦ-31,5М2, ВЦД-31,5М2, ВЦД-47,5УМ (рис. 3,4,5)), а также необмерзаемые установки [8,12] следует применять при реконструкции или замене изношенных вентиляторов ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦ-31,5, ВЦД-31,5, ВЦД-40, ВЦД-3,3, ВРЦД-4,5[7,14].

Новые типы вентиляторов и соответствующие установки описаны в [14].

В табл. 1 приведены технические параметры шахтных вентиляторов, изготовленных по аэродинамическим схемам НИИГМ им. М.М.Федорова, которые имеют рабочие колеса с выпукло-вогнутыми загнутыми назад лопатками.

Следует отметить, что в настоящее время по ГОСТ-11004-84 с измерением 01.01.1992 г. ПАО «Донецкгормаш» выпускаются новые экономичные вентиляторы радиального типа с пониженными окружными скоростями  $80 \dots 100 \text{ м.с}^{-1}$ , но имеющие выпукло-вогнутые лопатки рабочих колес ВЦ-31,5М2, ВЦД-31,5М2 - одностороннего и двустороннего всасывания с улучшенными конструкциями направляющих аппаратов и других элементов проточной части.

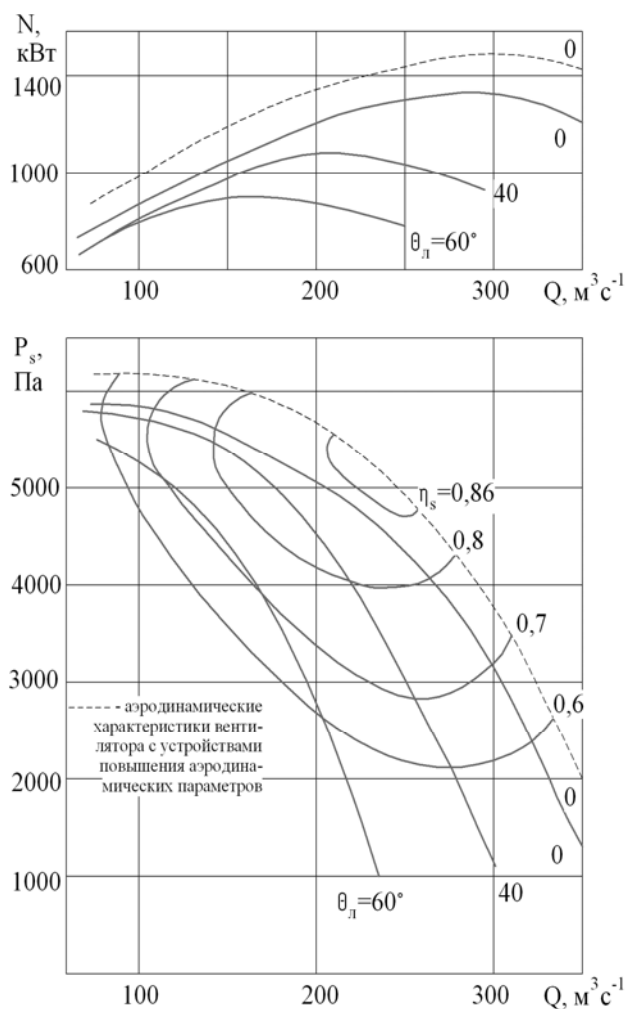


Рис. 4. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦД-31,5М2 с осевыми направляющими аппаратами

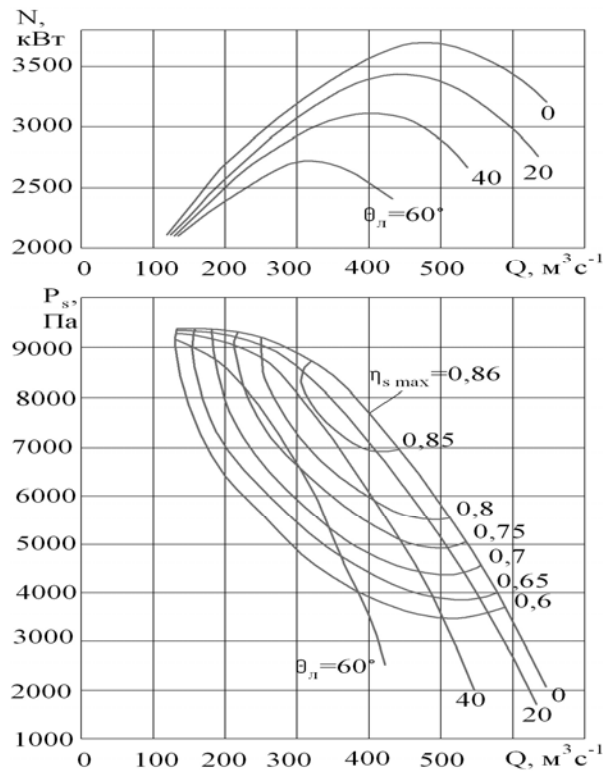


Рис. 5. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦД-47,5УМ с осевыми направляющими аппаратами

Таблица 1.

Параметры шахтных вентиляторов

№ п/п	Типы шахтных вентиляторов по назначению	Типы шахтных вентиляторов согласно действующему стандарту	Аэродинамические схемы вентиляторов с выпукловогнутыми профильными лопатками колес	Окружная скорость вращения колеса по концам лопаток, м.с <sup>-1</sup>
1.	Проходческий для проветривания шахтных стволов	ВЦП-1,6 $D_2 = 1,6 м$	Ц38-12 НИИГМ им. М.М.Федорова	123
2.	Вентилятор главного проветривания угольных шахт	ВЦД-40 $D_2 = 4,0 м$	Ц38-12*2 НИИГМ им. М.М.Федорова	125
3.	Вентилятор главного проветривания рудных шахт	ВЦД-47М «Север» $D_2 = 4,7 м$	Ц36-15*2 НИИГМ им. М.М.Федорова	120
4.	Вентилятор главного проветривания угольных шахт	ВЦД-47У «Север» $D_2 = 4,7 м$	Ц66-12*2 с коническими передними дисками колеса, НИИГМ им. М.М.Федорова	120
5.	Вентилятор главного проветривания угольных шахт	ВЦД-47,5УМ «Север» $D_2 = 4,75 м$	Ц66-12*2 с плоскими передними дисками колеса, НИИГМ им. М.М.Федорова	120

### Выводы и рекомендации.

1. Инженерный метод аэродинамического расчета радиального вентилятора, а также обратный метод расчета по заданным номинальным параметрам подачи, давления и КПД явились основой после их экспериментальной проверки на аэродинамических стендах для создания высокоэкономичных шахтных радиальных вентиляторов главного проветривания. Промышленные аэродинамические испытания натуральных вентиляторов в шахтных условиях подтвердили теоретические идеи этих расчетов и результаты модельных испытаний [4,5,6,7,9,10,11,12].

2. Выпукло-вогнутые профили загнутых назад лопаток рабочих колес являются более прочными по сравнению с плоско-выпуклыми, хотя экономические номинальные показатели являются практически одинаковыми.

3. Для применения самого мощного радиального вентилятора ВЦД-47,5А «Север» в угольной промышленности для главного проветривания шахт необходимо разработать осевые направляющие аппараты по аналогии с ВЦД-47,5УМ перед рабочими колесами вместо устройств для сброса мощности (упрощенных направляющих аппаратов), которые находятся во входных устройствах этих вентиляторов, так как потери мощности на регулирование упрощенными направляющими аппаратами выше, чем при регулировании ОНА [17].

Аэродинамическая величина глубины регулирования радиального вентилятора ВЦД-47,5А «Север» по давлению с применением осевых направляющих аппаратов перед рабочими колесами достигает величины 0,55, что может быть востребовано многими угольными шахтами с потребным количеством воздуха  $510 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ , статическим давлением 710 даПа при номинальном статическом КПД, равном 0,86. Такой вентилятор будет иметь экономический эффект как при регулировании частотой вращения приводных электродвигателей, так и без регулируемого электропривода (т.е. при наличии синхронного приводного электродвигателя).

#### Литература

1. Пак В.В. Инженерный метод аэродинамического расчета центробежных вентиляторов / В.В.Пак // Вопросы горной механики: сб. научн. тр. ИГМТК им. М.М.Федорова. – Вып. 17. – М.: Недра, 1967. – С.11-23.
2. Локшин И.Л. Исследование потока за колесами центробежных вентиляторов в относительном движении / И.Л.Локшин // Промышленная аэродинамика. – 1959. – №12. – М.:Оборонгиз, 1959.
3. Локшин И.Л. Применение результатов испытания вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов / И.Л.Локшин // Промышленная аэродинамика. – 1963. – №25. – М.:Оборонгиз, 1963.
4. Шахтные центробежные вентиляторы / В.И.Ковалевская, Г.А.Бабак, В.В.Пак. – М.: Недра, 1976. – 320 с.
5. Вентиляторы шахтные главного проветривания: Технические условия: ГОСТ 11004-84. – Введ. 01.04.92. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 33 с.
6. Правила безопасности в угольных шахтах: НПАОП 10.0-1.01.-10.2010 –Х.: Изд-во «Форт», 2010. – 256 с.
7. Кара П.Ф. Центробежный вентилятор ВЦН-1,6 / П.Ф. Кара, Г.А. Бабак. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 48 с.
8. Бабак Г.А. Шахтный центробежный вентилятор ВЦД-40 / Г.А.Бабак, В.В.Пак, В.А.Стещенко // Уголь. – 1974. – №1. – С. 65-66.
9. Исследование существующих аэродинамических параметров вентиляторов главного проветривания угольных шахт / А.В.Бугаев, В.Е.Зданевич, В.А.Стещенко, В.Н.Никитин, В.И.Лавренчук // Проблемы експлуатації шахтних стаціонарних установок: сб. научн. тр. НИИГМ им. М.М.Федорова – Вып. 104-105. – Донецк: НИИГМ им. М.М.Федорова, 2010-2011. – С. 294-307.
10. Лившиц С.П.Высоконапорные дутьевые машины центробежного типа: Монографія / С.П.Лившиц. – Л.: Машиностроение, 1976. – 296 с.
11. Пак В.С. Высокоэкономичные центробежные вентиляторы с профилированными лопатками / В.С.Пак, Г.А.Бабак, В.В.Пак // Уголь Украины. – 1960. – №3.
12. Пак В.С. Новые шахтные центробежные вентиляторы главного проветривания ВЦН-1,6 и ВЦН 2,2 / В.С.Пак, Г.А. Бабак // Уголь Украины. – 1962. – №11.– С. 37-39.
13. Бабак Г.А. Разработка аэродинамической схемы уникальной необмерзающей вентиляторной установки с вентиляторами ВЦД-47 / Г.А.Бабак, В.В.Пак, В.А.Стещенко // Совершенствование проветривания шахт. – Новочеркасск: Изд-во НПИ, 1972. – С. 124-125.
14. Носырев Б.А. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов: учебное пособие / Б.А.Носырев. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2000.
15. Соломахова Т.С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: справочник / Т.С.Соломахова, К.В.Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
16. Бабак Г.А. Исследование напряженного состояния рабочего колеса вентилятора ВЦД-40 / Г.А.Бабак, А.В.Якименко // Вопросы горной механики: сб. научн. тр. ИГМТК им. М.М.Федорова. – М.: Недра, 1970. – С.82-94.
17. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов / В.И.Феодосьев. –М.: Наука, 1970. – 544 с.
18. Центробежные вентиляторы / А.Д.Брук, Т.И.Матикашвили, М.И.Невельсон, Г.А.Раер, Т.С.Соломахова, Е.Я.Юдин; под ред. Т.С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.

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