

**В.Ф. Копачев, С.А. Тимухин, Д.С. Долгих**

## **ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СМЕШАННОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ**

*Рассмотрены особенности расчета аэродинамических характеристик шахтных вентиляторов смешанного принципа действия. За основу расчета принят экспериментально-теоретический метод, предложенный кафедрой горной механики Уральского государственного горного университета. Данный подход к расчету аэродинамических (рабочих) характеристик шахтных вентиляторов при их разработке и проектировании позволяет получать более адекватные результаты.*

*Ключевые слова: аэродинамические характеристики, шахтные вентиляторы смешанного принципа действия, косвенное определение потерь давления.*

**Р**асчет аэродинамических характеристик шахтных вентиляторов обычно производится на заключительном этапе их разработки и проектирования по уже известным кинематическим и геометрическим параметрам. В основе этих расчетов лежит определение суммарных потерь давления в проточной части и теоретической характеристики вентилятора по статическому давлению.

В настоящее время методология такого подхода достаточно хорошо известна как в части центробежных, так и осевых вентиляторов при раздельном рассмотрении отдельных видов потерь давления [1, 2].

Однако при расчете аэродинамических характеристик вентиляторов смешанного принципа действия, имеющих в своем составе центробежные и осевые рабочие колеса подобный подход требует соответствующих дополнений и уточнений, так как он не учитывает взаимное влияние различных видов потерь, потерь давления на вихреобразование в проточной части рабочих колес и др. При этом следует иметь в виду, что разделение потерь в турбомашине является весьма гру-

бым и условным, так как фактически их разделить нельзя [2, 3]. Поэтому целесообразнее использовать методы, дающие косвенную оценку суммарных потерь давления в проточной части машин.

С учетом этого, а также того, что задачей настоящей работы является расчет характеристик вентиляторов смешанного принципа действия (имеющих в своем составе центробежные и осевые колеса), примем за основу экспериментально-теоретический метод, предложенный кафедрой горной механики УГГУ. Данный метод позволяет косвенным образом учитывать все виды потерь в проточной части машин на основе опытной (экспериментальной) аэродинамической характеристики аналога проектируемого вентилятора и расчета теоретических характеристик аналога и проектируемой машины по статическому давлению.

При этом относительное значение суммарных потерь давления  $\bar{P}_{\text{сум}}$  по аналогу может определяться как отношение  $P_{\text{sv}}/P_{\text{svt}}$ , где  $P_{\text{sv}}$ ,  $P_{\text{svt}}$  – рабочее и теоретическое статические давления вентилятора для расчетных точек

(10–12 точек на характеристике). Согласно экспериментально-теоретического метода, рассчитанное для аналога значение  $\bar{P}_{\text{сум}}$ , принимается таким же и для проектируемой машины.

Поэтому следует особо остановиться на вопросе выбора аналога проектируемого вентилятора. Кроме геометрического должно быть соблюдено также и аэродинамическое подобие, критерием которого является число Рейнольдса

$$Re = \frac{u_2 D_2}{\nu}, \quad (1)$$

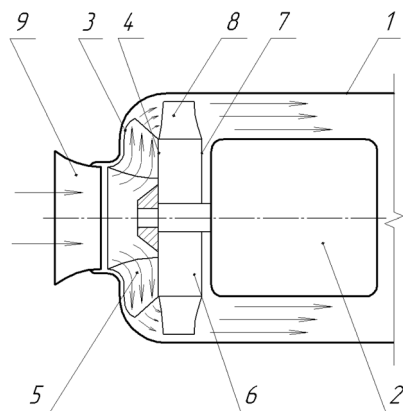
где  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $u_2, D_2$  – окружная скорость и диаметр рабочего колеса.

Для нормальных атмосферных условий ( $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $P_a = 760$  мм рт.ст) кинематическая вязкость воздуха равна  $0,149 \cdot 10^{-4}$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

В любом случае необходимо подбирать аналог с одинаковой или схожей с проектируемой машиной аэродинамической схемой, имея в виду, что различие в числах Рейнольдса для аналога и проектируемого вентилятора (у модели и натурального образца) не должно быть более чем в 2–3 раза.

Однако, главным при этом является не геометрическое или аэродинамическое подобие (хотя они важны и должны приниматься во внимание), а одинаковость углов наклона касательных к характеристикам аналога и проектируемого вентилятора. Последнее хорошо подтверждается опытом разработки и проектирования лопастных насосов [3].

Особенности экспериментально-теоретического метода применительно к рассматриваемому центробежно-осевому вентилятору (рис. 1) заключались в следующем. Для каждого из колес подбирались соответствующие аналоги, для которых рассчитывались теоретические характеристики  $P_{\text{svt}} = f(Q_v)$  и использовались заводские рабочие



**Рис. 1. Центробежно-осевой вентилятор:** 1 – корпус, 2 – двигатель, 3 – передний диск центробежного колеса, 4 – общий диск обоих колес, 5 – лопатки центробежного колеса, 6 – втулка осевого колеса, 7 – задний диск втулки осевого колеса, 8 – лопатки осевого колеса, 9 – входной патрубок вентилятора

характеристики  $P_{\text{sv}} = f(Q_v)$  с последующей оценкой относительных суммарных потерь  $\bar{P}_{\text{сум}}$  по каждому колесу.

Расчет характеристик  $P_{\text{svt}} = f(Q_v)$  осуществлялся по предложенным в работе [4] формулам, скорректированным с учетом рассматриваемых условий:

- для центробежного колеса

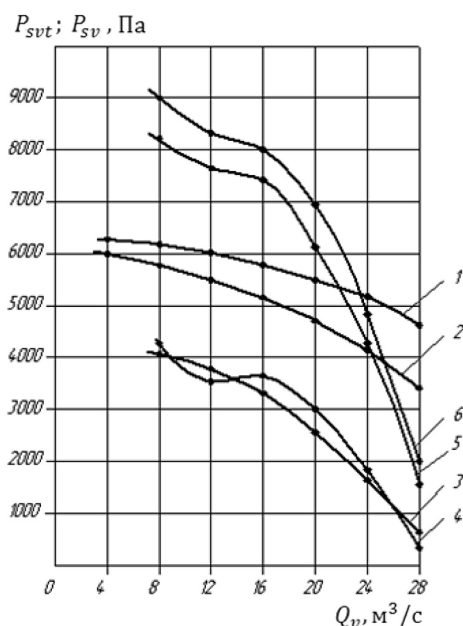
$$P_{\text{svt}} = 0,5 \cdot \rho \cdot k_u \left( u_2^2 - \frac{\text{ctg}^2 \beta_2}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2^2} Q_v^2 \right), \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха;  $k_u$  – коэффициент циркуляции;  $u_2$  – окружная скорость по концам лопаток колеса;  $\beta_2$  – угол наклона лопаток колеса на его выходе;  $D_2, b_2$  – диаметр и ширина лопаток рабочего колеса на выходе;  $Q_v$  – подача вентилятора;

- для осевого колеса

$$P_{\text{svt}} = 0,5 \cdot \rho \cdot k_u \left( u^2 - \frac{16 \cdot \text{ctg}^2 \beta_2}{\pi^2 \cdot (D^2 - d^2)^2} Q_v^2 \right), \quad (3)$$

где  $\beta_2$  – угол выхода потока из рабочего колеса (по выходному плану скоростей);  $D, d$  – диаметр рабочего колеса и его втулки.



**Рис. 2. Пример построения рабочей характеристики центробежно-осевого вентилятора при его проектировании:** 1, 2 и 3, 4 – теоретические и построенные по выражениям  $P_{sv} = \bar{P}_{cym} \cdot P_{svt}$  для расчетных точек аэродинамические характеристики рабочих колес вентилятора (1, 3 – центробежного; 2, 4 – осевого); 5 – общая характеристика вентилятора; 6 – тоже с учетом приращения статического давления в диффузоре

Расчет характеристик  $P_{svt} = f(Q_v)$  для колес проектируемого вентилятора высокого давления (с диаметром  $D_2 = 5,6$  дм и  $D = 8,2$  дм, частотой вращения рабочих колес  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ) производился по зависимостям (2) и (3) с последующим расчетом рабочих характеристик колес по формулам  $P_{sv} = \bar{P}_{cym} \cdot P_{svt}$ , соответствующим их типам.

Графическая иллюстрация изложенного приведена на рис. 2, на котором характеристика 5 получена путем графического сложения ординат характеристик отдельных колес (центробежного 3 и осевого 4), построенных по выражениям  $P_{sv} = \bar{P}_{cym} \cdot P_{svt}$ , где значения  $\bar{P}_{cym}$  получены на основе аналогов соответствующих рабочих колес. Характеристика 6 представляет тоже самое с учетом приращения статического давления в диффузоре.

Таким образом, рассмотренный подход к расчету аэродинамических (рабочих) характеристик шахтных вентиляторов при их разработке и проектировании позволяет получать расчетные рабочие характеристики более адекватные реальным условиям машин смешанного принципа действия.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.

3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
4. Тимухин С.А. Потери давления на главных вентиляторных установках // Известия вузов. Горный журнал. – 1987. – № 10. – С. 115–117 (перепечатана в Soviet mining Journal, Volume 4, number 1, 1989). **ГИДБ**

## КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Копачев Валерий Феликсович – кандидат технических наук, доцент,  
Тимухин Сергей Андреевич – доктор технических наук, профессор,  
Долгих Денис Сергеевич – соискатель,  
Уральский государственный горный университет,  
e-mail: gmf.gm@ursmu.ru.

## FEATURES AERODYNAMIC CHARACTERISTICS MINE FANS PRINCIPLE OF MIXED

Kopachev V.F.<sup>1</sup>, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,

Timukhin S.A.<sup>1</sup>, Doctor of Technical Sciences, Professor,

Dolgikh D.S.<sup>1</sup>, Applicant,

<sup>1</sup> Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia,

e-mail: gmf.gm@ursmu.ru.

---

*In the article features aerodynamic characteristics mine fans mixed action principle. The basis of calculation adopted by the experimental-theoretical method proposed by the Department of Mining Mechanics, Ural State Mining University. This approach to the calculation of the aerodynamic (working) characteristics mine fans in their design and design provides more adequate results.*

*Key words: aerodynamic characteristics, mine fans mixed mode of operation, indirect determination of pressure losses.*

### REFERENCES

1. *Tsentrobezhnye ventilyatory*. Pod red. T.S. Solomakhovoy (Centrifugal fans. Solomakhova T.S. (Ed.)), Moscow, Mashinostroenie, 1975, 416 p.

2. Brusilovskiy I.V. *Aerodinamicheskiy raschet osevykh ventilyatorov* (Aerodynamic design of axial fans), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 288 p.

3. Lomakin A.A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* (Centrifugal and axial pumps), Moscow, Mashinostroenie, 1966, 364 p.

4. Timukhin S.A. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*. 1987, no 10, pp. 115–117.



---

### НА ТВОРЧЕСКОМ ВЕЧЕРЕ «ОБУШКА»

---



Ольга Долгошеева читает стихи Ольги Киреевой