

О РАСЧЕТЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СМЕШАННОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ

Копачев В. Ф., Долгих Д. С.

В статье 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.

Расчет 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 в части как 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 своём составе центробежные и осевые рабочие колёса, 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 колёс и др. При этом следует иметь в виду, что разделение потерь в турбомашине является весьма грубым 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 учётом этого, а также того, что задачей настоящей работы является расчёт характеристик вентиляторов смешанного принципа

действия (имеющих в своём составе центробежные и осевые колёса), 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 расчёта 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_{sv} / p_{svt} , где p_{sv} , p_{svt} – рабочее и теоретическое статические давления вентилятора для расчётных точек (10–12 точек на характеристике). Согласно экспериментально-теоретическому методу, 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

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

где ν – кинематическая вязкость воздуха; u_2 , D_2 – окружная скорость и диаметр рабочего колеса.

Для нормальных атмосферных условий

($t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_a = 760 \text{ мм рт. ст.}$) 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 про-

ектируемого 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 $p_{svt} = f(Q_v)$ и использовались заводские рабочие характеристики $p_{sv} = f(Q_v)$ с последующей оценкой относительных суммарных потерь $\bar{p}_{\text{сум}}$ по каждому колесу.

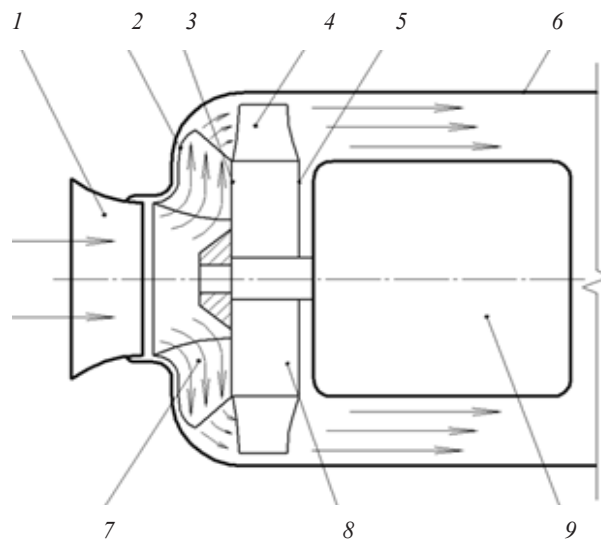


Рис. 1. Центробежно-осевой вентилятор:
1 – входной патрубок вентилятора; 2 – передний диск центробежно-осевого колеса; 3 – общий диск обоих колес; 4 – лопатки осевого колеса; 5 – задний диск втулки осевого колеса; 6 – корпус; 7 – лопатки центробежного колеса; 8 – втулка осевого колеса; 9 – электродвигатель

Расчет характеристик $p_{svt} = f(Q_v)$ осуществлялся по предложенным в работе [4] формулам, скорректированным с учетом рассматриваемых условий:
для центробежного колеса

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

где ρ – плотность воздуха; $k_{\text{ц}}$ – коэффициент циркуляции; u_2 – окружная скорость по концам лопаток колеса; β_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

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

где β_2 – угол выхода потока из рабочего колеса (по выходному плану скоростей); D , d – диаметры рабочего колеса и его втулки.

Расчет характеристик $p_{svt} = f(Q_v)$ для колес проектируемого вентилятора высоко-го давления (с диаметром $D_2 = 5,6 \text{ дм}$ и $D = 8,2 \text{ дм}$, частотой вращения рабочих колес 3000 мин^{-1}) производился по зависимостям (2) и (3)

с последующим расчетом рабочих характеристик колес по формулам $p_{sv} = \bar{p}_{\text{сум}} p_{sv}$, соответствующим их типам.

Графическая иллюстрация изложенного приведена на рис. 2, на котором характеристика 5 получена путем графического сложения

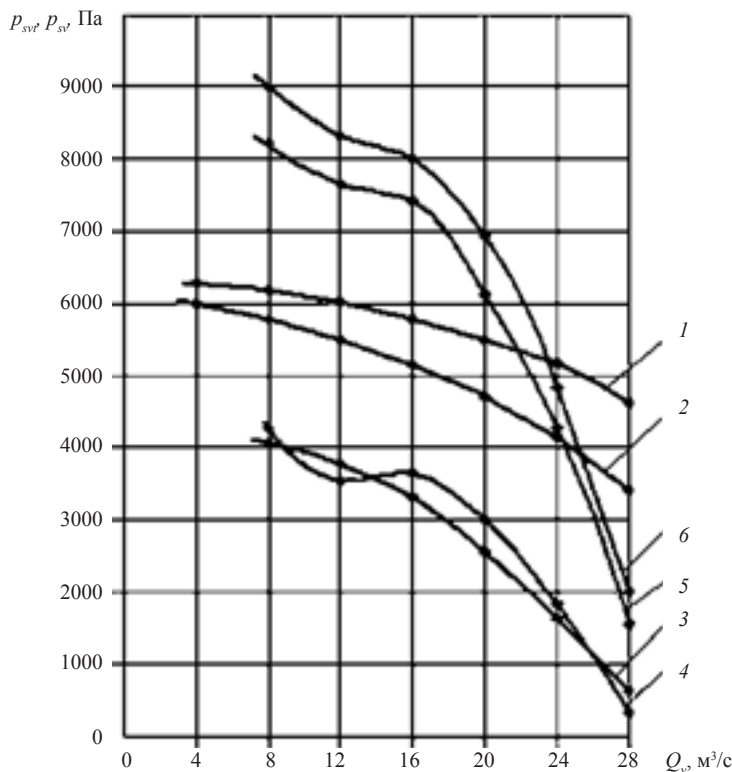


Рис. 2. Пример построения рабочей характеристики центробежно-осевого вентилятора при его проектировании: 1, 2 и 3, 4 – теоретические и построенные по выражениям для расчетных точек аэродинамические характеристики рабочих колес вентилятора (1, 3 – центробежного; 2, 4 – осевого); 5 – общая характеристика вентилятора; 6 – то же с учетом приращения статического давления в диффузоре

ординат характеристик отдельных колес (центробежного 3 и осевого 4), построенных по выражениям $p_{sv} = \bar{p}_{\text{сум}} p_{sv}$, где значения $\bar{p}_{\text{сум}}$ получены на основе аналогов соответствующих рабочих колес. Характеристика 6 представляет то же 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 работы машин смешанного принципа действия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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. Тимухин С. А., Копачев В. Ф. Осе-радиальные вентиляторы. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2011. 252 с.
4. Тимухин С. А. Потери давления на главных вентиляторных установках // Изв. вузов. Горный журнал. 1987. № 10. С. 115–117.

Поступила в редакцию 26 февраля 2015 г.

Копачев Валерий Феликсович – кандидат технических наук, доцент кафедры горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: u1331@yandex.ru

Долгих Денис Сергеевич – соискатель, инженер кафедры горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: gmf.gm@ursmu.ru