

## 4 ВЕНТИЛЯТОРЫ

### 4.1 Особенности рабочего процесса центробежных вентиляторов и их характеристики

Вентиляторами называют машины для перемещения и сжатия газов, имеющие малую степень повышения давления ( $\beta \leq 1,15$ ). Вентиляторы находят очень широкое применение во всех отраслях производства и в быту.

Устройство и принцип работы центробежных вентиляторов, получивших преимущественное распространение, во многом аналогичны устройству и работе центробежных компрессоров. Здесь также на вращающемся валу установлено рабочее колесо с лопатками. Газ, находящийся между лопатками, центробежными силами проталкивается от центра к периферии рабочего колеса. На его место подсасываются новые порции из входного устройства. На выходе из лопаточного канала газ попадает в сборную улитку (иногда – в неподвижный диффузор) и оттуда направляется потребителю. В отличие от компрессоров, центробежные вентиляторы обычно одноступенчатые.

Центробежные вентиляторы выпускаются отдельными геометрически подобными сериями. При этом все размеры задаются в долях от наружного диаметра рабочего колеса. В соответствии с ГОСТ обозначение таких вентиляторов включает букву Ц и три числа. Например, Ц4-70-4. Это обозначает: Ц – центробежный, пятикратное произведение коэффициента полного давления  $p$  (это понятие будет введено ниже) равно 4 ( $p \cdot 5 = 4$ ); коэффициент быстроходности  $ns = 3,65n \sqrt{Q/H}$  равен 70, наружный диаметр рабочего колеса  $D = 4$  дм.

Осевые вентиляторы также находят широкое применение на практике, особенно когда необходимо обеспечивать большие подачи газа. Например, осевые вентиляторы часто применяются в качестве дымососов на

крупных ТЭС. При этом приводной электродвигатель выносится из зоны горячего потока.

Конструктивно осевые вентиляторы похожи на осевые компрессоры, но имеют всего одну-две ступени сжатия. Чтобы обеспечить плавное, безотрывное течение потока, на входе в вентилятор устанавливается неподвижный обтекатель (кок) и направляющий аппарат со специальными, часто поворотными лопатками. Обычно выходные углы решётки направляющего аппарата выбираются так, чтобы абсолютная скорость газа на выходе была направлена даже против скорости  $U$ . Это увеличивает напор, создаваемый вентилятором.

При необходимости получать более высокое давление газа вентилятор имеет вторую и даже (очень редко) третью ступень сжатия. В этом случае перед лопатками второй ступени тоже устанавливаются направляющие лопатки, а после них – лопаточный спрямляющий аппарат, придающий осевое направление потоку, что увеличивает КПД вентилятора. Этой же цели служит и неподвижный задний обтекатель, поскольку он уменьшает турбулизацию потока на выходе, а значит и потери энергии на внутреннее трение.

Рабочие колёса осевых вентиляторов всегда гораздо жёстче, чем у центробежных. Рабочие лопатки часто имеют такое крепление к диску, которое позволяет регулировать величину угла  $\alpha$ .

## 4.2 Основные определения

Теоретический напор (м), развиваемый вентилятором, определяется по формуле

$$H_T = (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) / g, \quad (4.1)$$



где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $u_1$  и  $u_2$  – окружные скорости газа на входе и выходе с рабочей лопатки, м/с;  $C_1$  и  $C_2$  – абсолютные скорости газа на входе и выходе с рабочего колеса, м/с;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе газа с рабочей лопатки.

Окружная скорость (м/с) газа при входе на рабочую лопатку

$$u_1 = \pi d_1 n / 60, \quad (4.2)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр рабочего колеса, м;  $n$  – частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Окружная скорость (м/с) газа на выходе с рабочей лопатки

$$u_2 = \pi d_2 n / 60, \quad (4.3)$$

где  $d_2$  – наружный диаметр рабочего колеса, м.

Действительный напор (м), развиваемый вентилятором:

$$H = H_T \eta_{\Gamma}, \quad (4.4)$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический к. п. д. вентилятора.

Мощность (кВт), потребляемая вентилятором:

$$N_B = (\rho_{\Gamma}^{cp} g H Q / \eta_0) 100, \quad (4.5)$$

где  $\rho_{\Gamma}^{cp}$  – средняя плотность газа,  $\text{кг/м}^3$ ,  $H$  – действительный напор, развиваемый вентилятором, м;  $Q$  – подача вентилятора, %.

Мощность двигателя (кВт) для привода вентилятора находится по формуле

$$N_{дв} = \beta N_v, \quad (4.6)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса мощности двигателя, принимаемый для центробежных вентиляторов 1,1...1,15, для осевых вентиляторов – 1,05...1,1.

### 4.3 Задачи

**4.1.** Определить мощность двигателя для привода центробежного вентилятора, если подача вентилятора  $Q = 9 \text{ м}^3/\text{с}$ , коэффициент запаса мощности двигателя  $\beta = 1$ , частота вращения рабочего колеса  $n = 1400$  об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,5 \text{ м}$ , наружный диаметр рабочего колеса  $d_2 = 0,6 \text{ м}$ , средняя плотность воздуха в вентиляторе  $\rho_{г}^{cp} = 1,1 \text{ кг/м}^3$ , абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо  $C_1 = 30 \text{ м/с}$ , абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса  $C_2 = 55 \text{ м/с}$ , угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку  $\alpha_1 = 38^\circ$ , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки  $\alpha_2 = 18^\circ$ , гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_{г} = 0,7$  и общий к. п. д. вентилятора  $\eta_0 = 64\%$ .



**4.2.** Определить теоретический напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса  $n = 1400$  об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,4$  м, окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки  $u_2 = 43$  м/с, абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо  $C_1 = 30$  м/с, абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса  $C_2 = 56$  м/с, угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку  $\alpha_1 = 38^\circ$ , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки  $\alpha_2 = 18^\circ$ .

**4.3.** Определить действительный напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса  $n = 1500$  об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,6$  м, наружный диаметр рабочего колеса  $d_2 = 0,7$  м, проекция абсолютной скорости  $C_1$  на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку  $C_1 \cos \alpha_1 = 26$  м/с, проекция абсолютной скорости  $C_2$  на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки  $C_2 \cos \alpha_2 = 60$  м/с и гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,9$ .

**4.4.** Определить мощность, потребляемую осевым вентилятором, если теоретический напор, развиваемый вентилятором,  $H_t = 140$  м, гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,9$ , подача вентилятора  $Q = 9$  м<sup>3</sup>/с, средняя плотность воздуха в вентиляторе  $\rho_r^{cp} = 1,3$  кг/м<sup>3</sup> и общий к. п. д. вентилятора  $\eta_0 = 65\%$ .

**4.5.** Определить общий к. п. д. осевого вентилятора, если теоретический напор, развиваемый вентилятором,  $H_t = 145$  м, гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,9$ , подача вентилятора  $Q = 10$  м<sup>3</sup>/с, средняя плотность воздуха в вентиляторе  $\rho_r^{cp} = 1,3$  кг/м<sup>3</sup>, мощность двигателя для привода вентилятора  $N_{дв} = 25$  кВт и коэффициент запаса мощности двигателя  $\beta = 1,1$ .



**4.6.** Определить подачу вентилятора, если средняя плотность воздуха в вентиляторе  $\rho_r^{cp} = 1,3 \text{ кг/м}^3$ , окружная скорость воздуха при входе на рабочую лопатку  $u_1 = 44 \text{ м/с}$ , окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки  $u_2 = 55 \text{ м/с}$ , проекция абсолютной скорости  $C_1$  на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку  $C_1 \cos \alpha_1 = 27 \text{ м/с}$ , проекция абсолютной скорости  $C_2$  на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки  $C_2 \cos \alpha_2 = 58 \text{ м/с}$ , гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,88$ , мощность, потребляемая вентилятором  $N_B = 22 \text{ кВт}$  и общий к. п. д. вентилятора  $\eta_0 = 67\%$ .

**4.7.** Определить теоретический напор, развиваемый осевым вентилятором, если частота вращения рабочего колеса  $n = 1600 \text{ об/мин}$ , внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,6 \text{ м}$ , окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки  $u_2 = 45 \text{ м/с}$ , абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо  $C_1 = 35 \text{ м/с}$ , абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса  $C_2 = 60 \text{ м/с}$ , угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку  $\alpha_1 = 40^\circ$ , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки  $\alpha_2 = 20^\circ$ .

**4.8.** Определить гидравлический к. п. д. осевого вентилятора, если частота вращения рабочего колеса  $n = 1500 \text{ об/мин}$ , внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,6 \text{ м}$ , наружный диаметр рабочего колеса  $d_2 = 0,7 \text{ м}$ , абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо  $C_1 = 32 \text{ м/с}$ , абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса  $C_2 = 55 \text{ м/с}$ , угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку  $\alpha_1 = 35^\circ$ , угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки  $\alpha_2 = 15^\circ$  и действительный напор, развиваемый вентилятором  $H = 160 \text{ м}$ .

**4.9.** Определить действительный напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса  $n = 1500$  об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса  $d_1 = 0,5$  м, наружный диаметр рабочего колеса  $d_2 = 0,6$  м, проекция абсолютной скорости  $C_1$  на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку  $C_1 \cos \alpha_1 = 30$  м/с, проекция абсолютной скорости  $C_2$  на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки  $C_2 \cos \alpha_2 = 60$  м/с и гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,8$ .

**4.10.** Определить общий к. п. д. осевого вентилятора, если теоретический напор, развиваемый вентилятором,  $H_t = 150$  м, гидравлический к. п. д. вентилятора  $\eta_r = 0,9$ , подача вентилятора  $Q = 12$  м<sup>3</sup>/с, средняя плотность воздуха в вентиляторе  $\rho_r^{cp} = 1,3$  кг/м<sup>3</sup>, мощность двигателя для привода вентилятора  $N_{дв} = 30$  кВт и коэффициент запаса мощности двигателя  $\beta = 1,05$ .