

АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ДАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В.Н. ПАВЛЕЧКО, доцент БГТУ; **С.А. ГЕРАСИМЧИК**, магистрант БГТУ; **С.А. САМБУК**, инженер ОАО «Мозырский НПЗ»

При выборе радиальных вентиляторов широко используются их аэродинамические характеристики, приводимые в справочной литературе. Они не всегда доступны, и графические построения на диаграммах допускают определенные погрешности. Основным уравнением для расчета давления, создаваемого радиальным нагнетателем, является уравнение Эйлера [1—3]. Однако в известном уравнении непосредственно не отражено влияние центробежной силы, а также наиболее важный параметр рабочего колеса машины — угол наклона лопастей. В последнее время предложены другие зависимости для расчета давления, в которых устранены отмеченные недостатки. В настоящей работе проводится сравнительный анализ известных и новых формул с опытными данными ряда вентиляторов.

Движение среды в канале между лопастями колеса при достаточно большом их количестве и незначительной ширине колеса приближенно рассматривается как струйное. Действительное распределение относительных скоростей в канале колеса конечных размеров не может быть осесимметричным вследствие наличия силового взаимодействия между лопастями и потоком. Давление лопастного колеса P_{∞} , рассчитанное по схеме бесконечного числа лопастей, не совпадает достаточно точно с опытом значением теоретического давления. Различие между этими давлениями может быть учтено специальной поправкой p на несоответствие расчетной схемы реальным условиям по формуле Пфлейдерера [1, с. 44]

$$P_p = \frac{P_{\infty}}{1 + p} \quad (1)$$

Исключительная простота расчета по элементарной теории, согласно схеме бесконечного числа лопастей, с последующей поправкой на их конечное число делает этот метод наиболее распространенным применительно к густым решеткам. Значение поправочного коэффициента для конечного числа лопастей определяется по формуле [3]

$$p = \frac{\pi}{z} \frac{\sin \beta_2 + \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \sin \beta_1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2}, \quad (2)$$

где z — число лопастей; d_1, d_2 — диаметр рабочего колеса на входе и выходе, м.

Вычисление действительного напора может быть выполнено также по формуле [1]

$$P_{\mu} = \mu P_{\infty}, \quad (3)$$

где μ — поправочный коэффициент.

Для современных радиальных машин $\mu = 0,80—0,96$.

Поправочный коэффициент μ часто определяется по формуле Стодолы

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z} \cdot \frac{u_2}{c_{2cu}} \sin \beta_2. \quad (4)$$

Формула Стодолы дает удовлетворительные практические результаты. Для ориентировочных расчетов принимается значение $\mu = 0,8$.

Вместе с тем, как показали сравнительные расчеты, использование формул (1) — (4) приводит к значительным отклонениям от экспериментальных данных для промышленных вентиляторов.

При анализе воздействия лопастей колеса на среду получены зависимости для определения динамического и статического давлений, которые создаются при вращении лопастей, а также под воздействием центробежной силы [4—7]. Сила воздействия лопастей на среду разделена на тангенциальную и радиальную составляющие. Первая из них действует в направлении окружной скорости колеса, повышает скорость движения среды и создает динамическое давление P_u , вторая направлена радиально, практически мало изменяет скорость движения среды и создает статическое давление P_r . Центробежная сила, направленная радиально, также создает статическое давление P_u .

Динамическое и статическое давления, создаваемые лопастями колеса, и давление, создаваемое центробежной силой, после рабочего колеса с учетом некоторого отличия углов наклона лопастей на входе и выходе из колеса определяются формулами

$$P_u = \rho \left(\frac{u_2^2 \sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} - \frac{u_1^2 \sin^2 \beta_1}{1 + \sin \beta_1 \cdot \cos \beta_1} \right); \quad (5)$$

$$P_r = \rho \left(\frac{u_2^2 \cos^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} - \frac{u_1^2 \cos^2 \beta_1}{1 + \sin \beta_1 \cdot \cos \beta_1} \right); \quad (6)$$

$$P_u = \frac{\rho}{2} \left[u_2^2 \left(\frac{\sin^2 \beta_2}{1 + \sin \beta_2 \cdot \cos \beta_2} \right)^2 - u_1^2 \left(\frac{\sin^2 \beta_1}{1 + \sin \beta_1 \cdot \cos \beta_1} \right)^2 \right], \quad (7)$$

где ρ — плотность рабочей среды, кг/м³; u_2, u_1 — окружная скорость колеса на выходе и входе среды, м/с; β_2, β_1 — угол наклона лопастей на выходе и входе в колесо, град (рад).

Общее расчетное давление определяется суммой указанных составляющих

$$P_p = P_u + P_r + P_{\text{ц}}. \quad (8)$$

Приведенные формулы отражают теоретическое давление и не учитывают сопротивления потоку среды в проточной части вентилятора, а также на входе и выходе из него.

При расчетах потерь давления в технологических трубопроводах широко используется формула

$$\xi = \frac{2\Delta P}{\rho u^2}, \quad (9)$$

где ΔP_p — разность между давлениями на входе и выходе из трубопровода, Па.

В настоящей статье предлагается использование коэффициента сопротивления для расчета потерь давления в радиальных вентиляторах, как это принято при расчете трубопроводов и циклонов, а также для расчета давления, создаваемого ими. Для сравнения выбраны вентиляторы ЦАГИ, имеющие постоянные углы наклона или близкие его значения на входе и выходе из колеса. Параметры вентиляторов заимствованы из справочника [8]. Выбранные типы вентиляторов различаются числом и шириной лопастей, отношением внутреннего и наружного диаметров лопастей и другими параметрами.

В расчетах определяли составляющие давления вентилятора по зависимостям (5) — (7), в которых плотность воздуха принимали равной $\rho = 1,2$ кг/м³.

Окружную скорость колеса на выходе и входе в колесо определяли по зависимостям

$$u_2 = \pi d_2 n / 60; \quad (10)$$

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}, \quad (11)$$

где n — угловая скорость колеса, об/мин.

Теоретическое давление, создаваемое вентилятором, определяли по выражению (8), разность давлений — по формуле:

$$\Delta P = P_p - P_{\text{оп}}, \quad (12)$$

где $P_{\text{оп}}$ — опытное значение давления, создаваемое вентилятором, Па.

Коэффициент сопротивления находили по формуле (9), подставляя в нее значение окружной скорости на выходе из колеса, то есть по зависимости

$$\xi = \frac{2\Delta P}{\rho u_2^2}. \quad (13)$$

Далее вычисляли среднее значение ξ для одного и того же типа вентилятора и определяли отклонение каждого коэффициента от средней величины.

В качестве примера в **табл. 1** приведены результаты расчета вентилятора Ц 3-81. Как следует из табл. 1, этот тип вентилятора имеет практически одинаковые значения ξ . Такая же закономерность наблюдается и для других рассмотренных типов вентиляторов, у которых отклонение коэффициента сопротивления от среднего значения не превышает 10%. Незначительные различия обусловлены тем, что опытное значение давления, создаваемого вентилятором, определяли из графических диаграмм.

Результаты расчетов выбранных вентиляторов со средними значениями коэффициента сопротивления и их некоторые параметры приведены в **табл. 2**. Каждому типу вентилятора соответствует определенный коэффициент сопротивления, характеризующий степень совершенства его проточной части.

Таблица 1. Результаты расчета параметров вентилятора Ц 3-81

№ вент.	n, об/мин	d ₂ , м	u ₂ , м/с	P _u , Па	P _r , Па	P _ц , Па	P _{оп} , Па	P _p , Па	DP, Па	ξ
3,15	2900	0,32	47,8	103,3	979	3,81	883	2136,5	1253,5	1,633
	2000	0,32	33,0	49,1	466	1,81	422	1016,2	594,2	1,601
	1450	0,32	23,9	25,8	245	0,95	226	534,1	308,1	1,633
4	2000	0,40	41,9	79,2	751	2,92	667	1638,6	971,6	1,738
	1450	0,40	30,4	41,7	395	1,54	353	861,3	508,3	1,688
	960	0,40	20,1	18,3	173	0,67	153	377,5	224,5	1,768
5	2000	0,50	52,4	123,8	1173	4,57	1079	2560,3	1481,3	1,557
	1450	0,50	38,0	65,1	617	2,40	540	1345,8	805,8	1,719
	960	0,50	25,1	28,5	270	1,05	240	589,9	349,9	1,733
	725	0,50	19,0	16,3	154	0,60	137	336,4	199,4	1,719
6,3	1450	0,63	47,8	103,3	979	3,81	883	2136,5	1253,5	1,633
	960	0,63	31,7	45,3	429	1,67	373	936,5	563,5	1,714
	725	0,63	23,9	25,8	245	0,95	226	534,1	308,1	1,791
	500	0,63	16,5	12,3	116	0,45	106	254,0	148,0	1,568
8	960	0,8	40,2	73,0	692	2,70	618	1510,1	892,1	1,702
	725	0,8	30,4	41,7	395	1,54	363	861,3	498,3	1,688
	500	0,8	20,9	19,8	188	0,73	167	409,6	242,6	1,738
10	960	1,0	50,3	114,1	1081	4,21	981	2359,6	1378,6	1,590
	725	1,0	38,0	65,1	617	2,40	569	1345,8	776,8	1,594
	500	1,0	26,2	31,0	293	1,14	270	640,1	370,1	1,623

Таблица 2. Некоторые параметры и коэффициенты сопротивления выбранных вентиляторов

Тип вентилятора	Число лопастей z	d_1/d_2	Ширина колеса b/d_2	β_1 , град	β_2 , град	ξ
Ц 3-81	12	0,7	0,28	18	18	1,672
Ц 4-50	16	0,35	0,105	29	34	1,394
Ц 4-57	6	0,56	0,23	26,3	25	1,163
Ц 4 61	16	0,58	0,13	36,8	40	0,244
Ц 4-73	6	0,566	0,32	10,5	26,6	0,581
Ц 5-34	16	0,5	0,068	40	50	0,203
Ц 5-40	12	0,45	0,068	40	40	0,544
Ц 6-12	16	0,142	0,03	67,3	60	0,521
Ц 6-18	12	0,35	0,02	40	50	0,351
Ц 6-24	16	0,38	0,04	40	50	0,228
Ц 6-29	12	0,24	0,045	60	60	0,82
Ц 7-22	12	0,3	0,12	73,1	85	1,156

Следовательно, коэффициент сопротивления может являться одной из характеристик вентилятора. При известном значении коэффициента сопротивления действительный напор радиального вентилятора может быть определен по формуле

$$P_d = P_p - \xi \frac{\rho u_2^2}{2}. \quad (14)$$

Вместе с тем для некоторых типов рассмотренных вентиляторов ЦАГИ, например Ц 4-62, Ц 4-66, Ц 4-70, характеризующихся значительными различиями углов наклона лопастей на входе и выходе среды, установленные закономерности не соблюдаются, так как коэффициенты сопротивления имеют

отрицательные величины, что требует дополнительных исследований в предложенном направлении.

Проведенными исследованиями установлено:

- для одного и того же типа вентилятора коэффициент сопротивления имеет практически постоянную величину;
- коэффициент сопротивления для различных типов вентиляторов имеет разные значения;
- предлагаемый метод оценки сопротивления радиальных вентиляторов соответствует общепринятым подходам и может быть использован при выборе типа вентилятора;
- действительный напор радиальных нагнетателей при известных коэффициентах сопротивления может быть определен по формуле (14).

Список использованных источников

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. М.: Энергоатомиздат, 1984. — 416 с.
2. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. М.: Химия, 1971. — С. 137—139.
3. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. М.: Стройиздат, 1990. — С. 53—56.
4. Павлечко, В.Н. Взаимосвязь скоростей в радиальном нагнетателе / В.Н. Павлечко, О.А. Петров // ИФЖ, 2014, том 87, № 2. — С. 351—358.
5. Павлечко, В.Н. К вопросу о теоретическом давлении радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // ИФЖ, 2014, том 87, № 6. — С. 1448—1454.
6. Павлечко, В.Н. Влияние угла наклона лопастей на давление радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // Химическая промышленность, 2014, том 91, № 5. — С. 252—258.
7. Павлечко, В.Н. Теоретическое исследование давления, создаваемого радиальным нагнетателем / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // Химическая промышленность, 2015, том 92, № 2. — С. 82—86.
8. Соломахова, Т.С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник / Т.С. Соломахова, К.В. Чебышева. М.: Машиностроение, 1980. — 176 с.