

УДК 621.635

Экономичные радиальные вентиляторы для систем кондиционирования кабин транспортных машин

Канд. техн. наук В.П.ХОХРЯКОВ

Ростовский институт повышения квалификации кадров АПК

Н.А.ХОХРЯКОВА

Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия

Results of investigations of the aerodynamic model of radial-flow fans are given, and a schematic diagram of economically efficient two-console radial-flow fan with two axially-radial impellers for air conditioning systems of cabins of transport vehicles is presented. The data of comparative tests of this fan with a two-console radial-flow fan with impellers of type «Sirokko» are presented.

На транспортных машинах применяются различные вентиляторы — радиальные, осевые, диаметрально-диагональные и т.д. Их устанавливают в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в системах вентиляции, отопления, кондиционирования и обеспыливания воздуха кабин. Поскольку в системе кондиционирования воздуха устанавливают два радиальных вентилятора (либо один двухконсольный) в блоке испарителя и два осевых вентилятора в блоке конденсатора, то экономия мощности на привод вентилятора даже в 10 Вт даст экономию электроэнергии примерно 4000 кВт.

В связи с этим перед разработчиками ставится задача по снижению энергии, потребляемой вентилятором, например, за счет выбора совершенной аэродинамической схемы вентилятора, уменьшению материалоемкости за счет оптимального соотношения геометрических и кинематических параметров вентилятора, применения различных полимеров, сополимеров, композитных материалов. Например, используя технологию изготовления рабочих колес радиальных вентиляторов с помощью литья из пластмасс под давлением, можно выполнить лопасти толщиной менее 1 мм и уменьшить материалоемкость рабочих колес на 50 %. Благодаря точному изготовлению рабочего колеса и уменьшению его массы не требуется производить динамическую, а иногда и статическую балансировку.

Важное значение имеет выбор оптимальной аэродинамической схемы вентилятора. При работе вентиляторов в системах кондиционирования воздуха осуществляются сложные аэродинамические процессы. Это связано с небольшими габаритами вентиляторов, загромаждением входов и выходов из вентиляторов различными корпусными деталями систем (заслонки, повороты, дефлекторы и т.п.), большим отклонением про-

филей лопаток рабочих колес от расчетных, короблением лопаток в процессе эксплуатации при высоких температурах воздуха и другими факторами. Кроме того, перемещаемый рабочим колесом воздух может содержать пыль, капельную влагу, пары ГСМ, в результате чего на лопатках образуется налет грязи, которая искажает аэродинамический процесс и вызывает дисбаланс колеса.

Теоретические исследования* аэродинамической модели радиального вентилятора показали, что давление на выходе из рабочего колеса радиального малогабаритного вентилятора (p) может быть рассчитано по формулам:

$$p = A_1 L^2 + A_2 L + A_3;$$

$$A_1 = (\eta_n - 1) \mu \rho_b U_2^2 k^6 / (n^2 D_1^6) - (\eta_n - 1) \mu \rho_b U_2 \operatorname{ctg} \beta_2 k^3 / (\pi D_2 b_2 n D_1^3) - \xi_y \rho_b U_1^2 k^6 / (2 n^2 D_1^6) - \xi_p \rho_b / (2 \pi^2 D_2^2 b_2^2);$$

$$A_2 = \xi_y \rho_b U_1^2 k^3 / (n D_1^3) - \mu \rho_b U_2 \operatorname{ctg} \beta_2 / (\pi D_2 b_2);$$

$$A_3 = \mu \rho_b U_2^2 - \xi_y \rho_b U_1^2 / 2,$$

где η_n — аэродинамический КПД колеса на номинальном режиме;

μ — коэффициент циркуляции;

ρ_b — плотность воздуха;

U_2 — окружная скорость колеса на выходе потока из лопаток;

k — коэффициент расхода воздуха ($k = 3,25 \dots 3,9$);

n — число оборотов рабочего колеса;

D_1 — диаметр лопаток колеса на входе;

β_2 — угол между направлением окружной и относительной скорости потока воздуха на выходе из колеса;

b_2 — ширина лопаток на выходе из колеса;

*Хохряков В.П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинках автомобилей, — М.: Машиностроение, 1987.

ξ_y – коэффициент сопротивления на удар ($\xi_y = [0, 7 - 0,9] D_1^2/D_2^2$);

ξ_p – коэффициент сопротивления на расширение ($\xi_p = [1 - b_2/B]^2$);

U_1 – окружная скорость колеса на входе в лопатки.

Анализ формулы показывает, что увеличение диаметра колеса на выходе и уменьшение диаметра на входе, т. е. использование рабочего колеса с длинными лопатками способствует снижению потерь давления и повышению КПД вентилятора. При этом длина лопаток может быть увеличена за счет придания образующей криволинейной формы. Лопатки должны быть узкими, а входные кромки лопаток располагаться во входном патрубке вентилятора. Переход от осевого направления лопаток к радиальному должен быть плавным. Такие рабочие колеса в компрессоростроении называются осерадиальными.

Кроме того, спиральный корпус на выходе из рабочего колеса должен быть вытянут в меридиональном (осевом) сечении. Это обусловлено тем, что в обычных радиальных вентиляторах поток воздуха на выходе из рабочего колеса расширяется в спиральном корпусе и приобретает вихревое движение в виде парных вихрей, которые значительно затегают сечение корпуса и увеличивают потери давления, например, на поддержание парных вихрей. В спиральном корпусе, вытянутом в меридиональном сечении, создается искусственный вихрь, который заполняет все сечение и обеспечивает плавное снижение скорости потока, т. е. преобразование динамического давления в статическое.

С учетом проведенного анализа были разработаны экономичные радиальные вентиляторы для систем кон-

диционирования кабин транспортных машин. На рис. 1 представлена принципиальная схема, а на рис. 2 – общий вид одноконсольного радиального вентилятора с осерадиальным рабочим колесом двустороннего всасывания.

На рис. 3 представлена принципиальная схема двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами, на рис. 4 – общий вид этого вентилятора.

Конструкцию вентиляторов транспортных кондиционеров можно оценить по относительному показателю, который отражает суммарные затраты на разработку, изготовление, эксплуатацию вентиляторов и получение полезного эффекта от их применения в транспортных кондиционерах. При этом необходимо учитывать, что затраты на изготовление и эксплуатацию вентиляторов зависят не только от их конструкции, но и от технического уровня транспортного кондиционера, в котором установлены вентиляторы. Различные конструкции вентиляторов при проектировании сравнивают по показателям, которые необходимо обеспечить при эксплуатации. Таким показателем является удельная материалоемкость:

$$V = \bar{m}N/(Lp),$$

где $\bar{m}$ – отношение массы электродвигателя к массе вентилятора (для современных транспортных радиальных вентиляторов $\bar{m} = 1,5...2$);

N, L, p – соответственно мощность, потребляемая

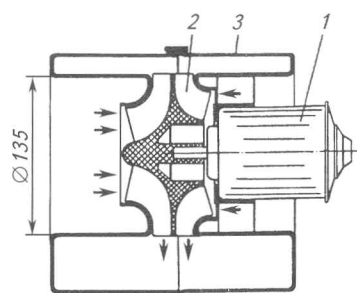


Рис. 1. Принципиальная схема одноконсольного радиального вентилятора с осерадиальным рабочим колесом двустороннего всасывания: 1 – электродвигатель; 2 – рабочее колесо; 3 – спиральный корпус

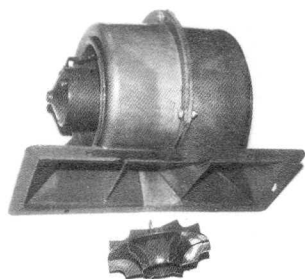


Рис. 2. Общий вид одноконсольного радиального вентилятора с осерадиальным рабочим колесом двустороннего всасывания

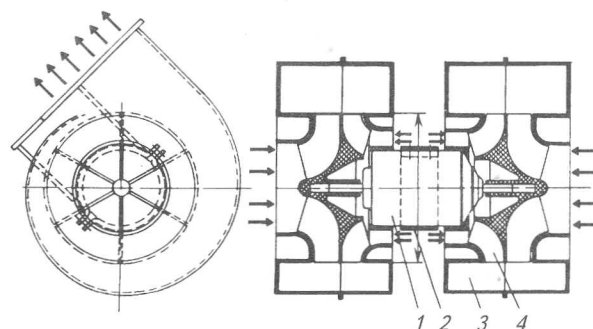


Рис. 3. Принципиальная схема двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами: 1 – электродвигатель; 2 – основание; 3 – спиральный корпус; 4 – рабочее колесо

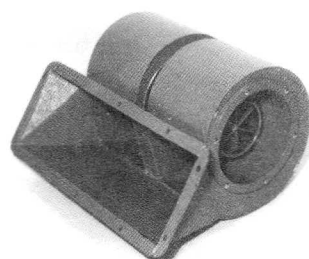


Рис. 4. Общий вид двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами

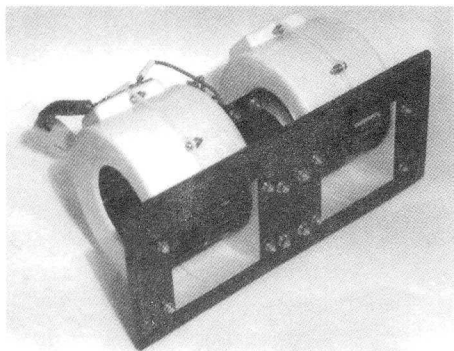


Рис.5. Общий вид двухконсольного радиального вентилятора, устанавливаемого в блоке испарителя системы кондиционирования воздуха зарубежных транспортных машин

вентилятором (Вт), производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) и давление на выходе из вентилятора (Па) при номинальном режиме (максимальном).

Для двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами (см. рис.4) удельная материалоемкость составляет примерно 0,0016. Для снижения удельной материалоемкости, как видно из формулы, необходимо уменьшать массу электродвигателя, мощность, потребляемую вентилятором, повышать производительность, давление и, как ни парадоксально, увеличивать массу вентилятора за счет применения удлиненных в меридиональном сечении спиральных корпусов, рабочих колес с двусторонним всасыванием, виброустойчивых оснований и т.п.

Сравнительные аэродинамические испытания с лучшими двухконсольными радиальными вентиляторами систем кондиционирования зарубежных транспортных машин (автомобилей, тракторов, комбайнов) показали преимущества двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными

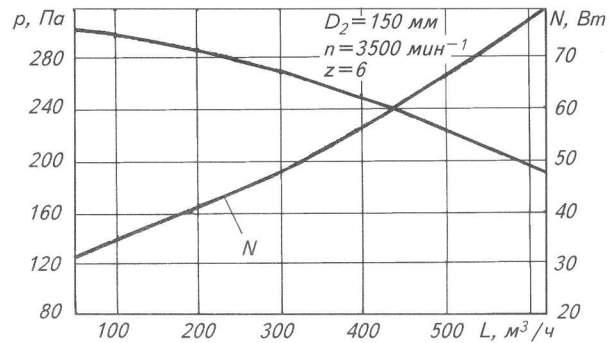


Рис.6. Аэродинамическая характеристика двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами

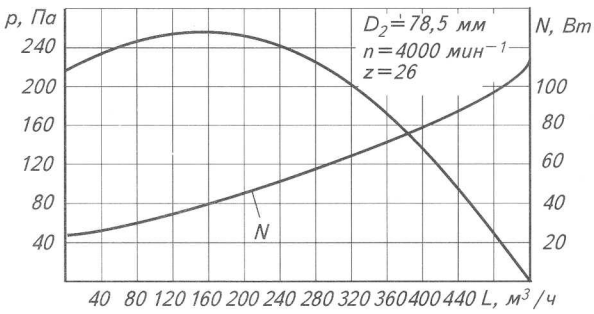


Рис.7. Аэродинамическая характеристика двухконсольного радиального вентилятора с рабочими колесами типа «Сирокко»

рабочими колесами. На рис.5 представлен общий вид двухконсольного радиального вентилятора, устанавливаемого в блоке испарителя системы кондиционирования воздуха зарубежных транспортных машин. Вентилятор имеет два рабочих колеса «Сирокко» (беличье колесо) и два спиральных корпуса. Основные параметры сравниваемых вентиляторов приведены в таблице. На рис.6 представлена аэродинамическая характеристика двухконсольного радиального вентилятора с двумя осерадиальными рабочими колесами, на рис.7 – двухконсольного радиального вентилятора с рабочими колесами типа «Сирокко».

Удельная материалоемкость для двухконсольного радиального вентилятора с рабочими колесами «Сирокко» составляет 0,0019, что достигается в результате уменьшения производительности и давления при номинальном режиме. Кроме того, аэродинамическая характеристика двухконсольного радиального вентилятора с осерадиальными рабочими колесами более пологая (см. рис. 6) и обеспечивает заданную производительность ($280 \dots 600 \text{ м}^3/\text{ч}$) при изменении противодавления от 200 до 280 Па. Характеристика радиального вентилятора с колесами «Сирокко» резко падающая (см. рис. 7) и при противодавлении $200 \dots 250 \text{ Па}$ обеспечивается производительность $120 \dots 320 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Параметры	Вентилятор с осерадиальными рабочими колесами	Вентилятор с рабочими колесами типа "Сирокко"
Наружный диаметр колеса, м	0,150	0,0785
Диаметр колеса на входе, м	0,755	0,063
Диаметр колеса на входе со стороны электродвигателя, м	0,1035	0,083
Диаметр втулки на входе, м	0,018	0
Диаметр электродвигателя на входе в колесо, м	0,0793	0,044
Ширина спирального корпуса, м	0,062	0,05
Ширина лопаток колеса на выходе, м	0,0135	0,0435
Частота вращения колеса, мин^{-1}	3500	4000
Число лопаток в каждой секции колеса	6	26
Угол установки лопаток на входе, град	35	35
Угол установки лопаток на выходе, град	90	150
Коэффициент расхода воздуха	3,8	4,4