



Способы снижения шума осевых вентиляторов

*С. В. Караджи, МГТУ им. Н. Э. Баумана, otvet@abok.ru
Ю. Г. Московко, ООО «ИННОВЕНТ»*

Ключевые слова: вентиляционная система, аэродинамический шум, гармоника, рабочее колесо вентилятора

Шум является важным параметром большинства технических объектов, влияющим на их эксплуатационные свойства, экологичность и конкурентоспособность. В системах вентиляции и кондиционирования основными источниками шума являются вентиляторы. Часто ограничения, накладываемые на уровни их шума, являются решающим фактором, определяющим технические характеристики объекта в целом, поэтому снижению аэродинамического шума вентиляторов уделяется большое внимание. Что на настоящий момент предлагает наука и что реализовано в конструкциях? Ответ на эти вопросы читатель найдет в предлагаемой статье.

Для минимизации шума вентиляционной системы (без использования звукопоглощающих устройств) должны быть выполнены несколько условий. Во-первых, вентиляционная система должна быть выполнена таким образом, чтобы иметь минимальные аэродинамические потери. Во-вторых, необходимо выбрать тип вентилятора (радиальный, осевой) и затем грамотно подобрать на расчетный режим, собственно, сам вентилятор. И наконец, должны быть соблюдены рекомендации по оптимальной компоновке вентилятора в системе, обеспечивающие равномерный профиль скорости на входе/выходе из вентилятора. Желательно при этом, чтобы вентилятор был малозумный. В настоящей статье приведен краткий обзор работ по способам снижения аэродинамического шума в осевых вентиляторах и ряд конструкций существующих малозумных вентиляторов.

Аэродинамические шумы могут быть вызваны различными типами источников (монопольными, дипольными, квадрупольными). Эти источники имеют разное происхождение, но их можно разделить на две большие подгруппы: источники, вызывающие широкополосный шум (в котором все частоты равно представлены), и источники, вызывающие дискретный (тональный) шум (излучение сосредоточено только на некоторых частотах).

К источникам, вызывающим широкополосный шум осевого вентилятора, относятся шум турбулентного пограничного слоя на лопатках; вихревой шум, связанный со следами за лопатками. К источникам дискретного шума относятся шум вращения (шум нагрузки и вытеснения),

связанный с вращением лопаток рабочего колеса; шум взаимодействия, связанный с взаимодействием рабочего колеса с неподвижными элементами проточной части. Большую долю в шуме вентилятора может составлять шум, связанный с дисбалансом рабочего колеса, но так как он не является аэродинамическим, то в настоящей статье не рассматривается.

Снижение турбулентного и вихревого шума является весьма сложной задачей ввиду того, что шум этого типа связан с обтеканием лопаток рабочего колеса. Для его снижения необходима оптимизация формы лопаток рабочего колеса, с целью обеспечения безотрывного обтекания по всей длине лопатки. Однако таким образом можно достичь снижения шума в той или иной мере главным образом на расчетном режиме работы вентилятора.

В ряде случаев, например если лопатки имеют неоптимальную аэродинамическую форму, шум пограничного слоя может иметь дискретные составляющие [1]. В этом случае для снижения шума используют лопатки с зубчатой формой выходной кромки [2] (рис 1). Интересно отметить, что существуют также и вентиляторы с лопатками, имеющими пилообразные входные кромки, которые в рекламных материалах также преподносятся как малозумные.

Одним из методов снижения широкополосного шума может быть проектирование вентилятора на минимально возможную частоту вращения. Известно, что турбулентный шум является источником квадрупольного типа и его звуковая мощность пропорциональна $\sim u^8$, а вихревой шум является источником



■ Рис. 1. Осевое колесо с зубчатой формой выходной кромки

дипольного типа, и его звуковая мощность $\sim u^6$, где u – окружная скорость. При уменьшении частоты вращения также снижается и шум вращения, который имеет дипольную (шум нагрузки) и монопольную (шум вытеснения) природу, и их звуковая мощность пропорциональна $\sim u^6$ и $\sim u^4$ соответственно.

Существуют методики, позволяющие проектировать осевые вентиляторы на меньшие частоты вращения за счет увеличения аэродинамической нагрузки на лопатки [3]. Так, например, за счет ряда мероприятий, включая и уменьшение расчетной частоты вращения, шум одного из вентиляторов системы жизнеобеспечения МКС «Альфа» был снижен на 8 дБА [4]. Так как в этом случае изменяются уровни и распределение давления на лопатках рабочего колеса и, соответственно, широкополосный шум, этот способ не всегда приводит к ожидаемому результату.

Дискретные составляющие акустического спектра, связанные с шумом вращения и взаимодействия, как правило, имеют на 15–20 дБ более высокие уровни, чем широкополосный турбулентный и вихревой шумы. Поэтому дискретный шум

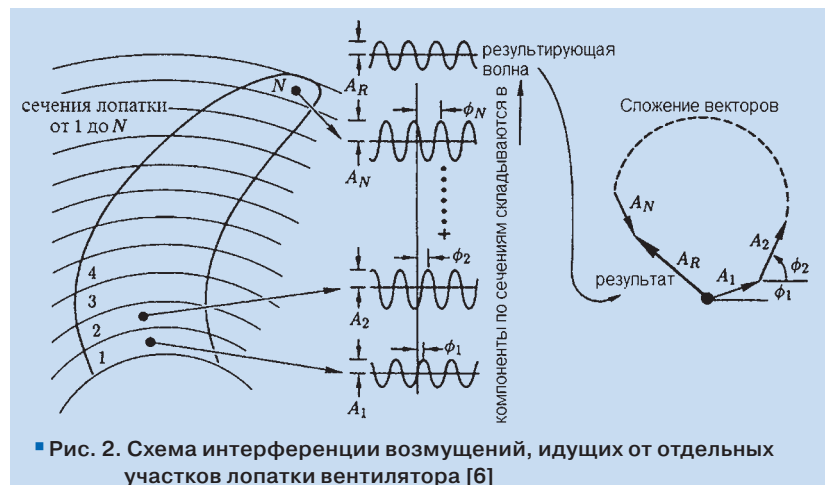
оказывает наиболее раздражающее влияние на людей.

Одним из направлений по снижению шума вращения, интенсивно развивающимся в настоящее время, является применение лопаток рабочего колеса с искривленной осью совмещения профилей. На рис. 2 показана лопатка и сигналы шума вращения от ее различных сечений (имеющие различную фазу из-за пространственной формы лопатки). Справа показана векторная диаграмма суммы сигналов, из которой видно, что при правильном сочетании фаз и амплитуд сигналов, шум вращения может быть сильно снижен. Идея формирования сдвига фаз акустических волн от различных

сечений лопаток рабочего колеса за счет изменения формы оси совмещения профилей представлена в [5, 6]. В качестве примера на рис. 3 изображено колесо вентилятора с искривленной по направлению вращения осью совмещения профилей.

Этот эффект широко используется в осевых вентиляторах выносных конденсаторных блоков сплит-систем, у которых на периферии входные кромки лопаток имеют ярко выраженную клювообразную форму.

В вентиляторах, выполненных по схеме «колесо (К) плюс спрямляющий аппарат (СА)», вследствие взаимодействия лопаточных венцов друг с другом пространственная форма лопаток СА оказывает большое влияние на уровень шума вентилятора. Так, в работах [10] и [11] приводятся результаты исследований по влиянию наклона лопаток СА, при определенном наклоне лопаток отмечено снижение шума. Следует отметить, что в настоящее время имеются противоречивые данные о влиянии пространственной формы оси совмещения профилей на шум осевых вентиляторов [7–9], поэтому вид искривленных лопаток не всегда свидетельствует о том, что вентилятор



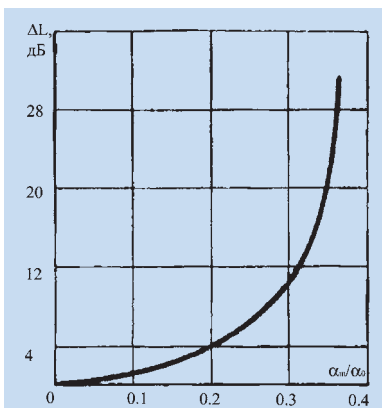
■ Рис. 2. Схема интерференции возмущений, идущих от отдельных участков лопатки вентилятора [6]



■ Рис. 3. Колесо с серповидными лопатками

действительно является малозвучным, как об этом заявляют в рекламных материалах.

Используется также способ уменьшения шума вращения за счет установки лопаток с неравномерным шагом [10, 12]. При неравномерном шаге от каждой из лопаток будет излучаться последовательность импульсов звукового давления через неравномерные промежутки времени, что приводит к снижению и «размыванию» дискретных составляющих (рис. 4). Эффект снижается при увеличении количества лопаток рабочего колеса. Наиболее широкое применение колеса такого типа нашли в автомобилестроении.



■ Рис. 4. Снижение шума в зависимости от относительной неравномерности шага решетки [10]

В вентиляторах с входным направляющим аппаратом (ВНА) имеет место шум взаимодействия, который возникает при взаимодействии следов или других элементов проточной части, стоящих перед колесом, с вращающимися лопатками рабочего колеса. Стоит отметить, что имеет место также и обратное влияние, то есть рабочее колесо влияет на ВНА, аналогично и спрямляющий аппарат (СА) влияет на рабочее колесо, так как такого рода взаимодействия распространяются вверх по потоку.

Большое значение имеет соотношение между числом лопаток в ВНА или СА и колесом. Для минимизации шума взаимодействия на определенных гармониках при различных частотах вращения в соответствии с [11] должно соблюдаться условие

$$\frac{k_m m}{iz_k} > \left(\frac{M_u}{\sqrt{1 - M_{ca}^2}} \right)_{\max}, \quad (1)$$

где $M^u = u_k/c_0$;

$M_{ca} = c_a/c_0$;

u_k – окружная скорость концов лопаток;

c_a – осевая скорость;

k_m – волновой параметр;

$m = |iz_{PK} + kz_{АП}|$;

k – коэффициент, пробегающий значения всех целых чисел;

i – номер гармоники.

В этой же работе даны номограммы для выбора благоприятного соотношения чисел лопаток колеса и аппаратов.

В книге [10] предлагается упрощенное выражение для выбора соотношения количества лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата:

$$z_{CA} = \frac{z_{PK} + (3 \div 5)}{1 - \frac{\pi n D}{c}}, \quad (2)$$

где n – частота вращения;

D – диаметр рабочего колеса;
 c – скорость распространения импульсов давления.

Необходимо отметить, что при выборе соотношения числа лопаток в аппаратах и колесе невозможно обеспечить снижение уровня шума на всех гармониках лопаточной частоты.

Конструктивные элементы вентилятора: стойки крепления двигателя, сам электродвигатель (если он установлен перед колесом) и др. также оказывают сильное влияние на шумообразование. Так же, как и ВНА или СА, они создают вихревые следы и турбулизируют поток до или после рабочего колеса, что может привести к увеличению уровня шума. На уровень шума влияют расположение конструктивных элементов относительно колеса, соотношение стоек крепления и числа лопаток, расстояние до лопаток колеса и т. д. На тему ротор-статор-взаимодействия проведено много расчетных и экспериментальных исследований [11, 13–15], из которых следует, что полной ясности в этом вопросе нет.

Заключение

Приведем несколько советов, как по рекламным материалам или по внешнему виду осевого вентилятора оценить его шумовые качества. Вентилятор может иметь повышенный уровень шума, если:

а) у вентилятора схемы К:

- на входе перед колесом на расстоянии менее хорды лопатки расположена сетка, стойки крепления электродвигателя;
- число стоек крепления электродвигателя равно или кратно числу лопаток; стойки

крепления электродвигателя расположены от колеса на расстоянии менее чем 0,5 хорды лопатки колеса;

б) у вентилятора с аппаратами ВНА или СА:

- число лопаток аппаратов совпадает с числом лопаток колеса или же кратно им;
- лопатки аппаратов расположены от колеса на расстоянии менее чем 0,5 хорды лопатки колеса.

Литература

1. Аэродинамический шум в технике // под ред. П. Хиклинга, 1977. 332 с.
2. Jay Patel, Kingston, N. Y., United States Patent, 4,089,618, May 16, 1978.
3. Митрофович В. В. Определение предельных расчетных параметров осевых вентиляторов с высоким статическим КПД // Промышленная аэродинамика. М. : Машиностроение, 1991. Вып. 4 (36). С. 260–280.
4. Сустин С. А., Митрофович В. В., Исакович С. А. Разработка экспериментального малошумного вентилятора // Тезисы XIII всероссийской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигателя», МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008 г.
5. Мунин А. Г., Самохин В. Ф., Шипов Р. А. и др. Авиационная акустика: в 2 ч. Ч. 1. Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов. М. : Машиностроение, 1986. 248 с.
6. Harvey H. Hubbard Aeroacoustics of flight vehicles, Volume 1, Noise sources // NASA Reference publication 1258, vol. 1, WRDC Technical report 90–3052, 1991. 592 p.
7. Belamri T., Kouidri S., Fedala D. and Rey R. Comparative study

of the aeroacoustic behavior of two axial flow fans with different sweep angles // Paper FEDSM2005–77242, Proceedings of ASME FEDSM'05, 2005 ASME Fluid Engineering Summer Conference Houston, TX, USA, June 16–23, 2005.

8. Jifu Lu Xinli Wei, Yang Li Research on aerodynamics and exit flow field of skewed fan-rotors // Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific. Pp. 1–4.
9. Bamberberger Konrad, Carolus Thomas Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction // Fan 2012, Senlis (France), 18–20 April 2012, 12 p.
10. Хорошев Г. А., Петров Ю. И., Егоров Н. Ф. Борьба с шумом вентиляторов. М. : Энергоиздат, 1981. 143 с.
11. Брусиловский И. В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов // Труды ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского. Вып. 2650. М. , 2004. 275 с.
12. Lee, J. and Nam, K. Development of Low-Noise Cooling Fan Using Uneven Fan Blade Spacing, SAE Technical Paper 2008–01–0569, 2008.
13. Lu H. Z., Lixi Huang, R. M. C. So and J. Wang A computational study of the interaction noise from a small axial-flow fan // J. Acoust. Soc. Am., Vol. 122, No. 3, September 2007. Pp. 1404–1415.
14. Sawyer S., Nallasamy M., Hixon R., Dyson R. W., Koch L. D. Computational Aeroacoustic Prediction of Discrete-Frequency Noise Generated by a Rotor-Stator Interaction // 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit 2003. 18 p.
15. Woodward, R. P., Elliott, D. M., Hughes, C. E., and Berton, J. J. Benefits of Swept and Leaned Stators for Fan Noise Reduction // AIAA-99–0479, 1999. 12 p. ■