

УДК 534.647

DOI 10.17223/19988621/68/6

**В.С. Дмитриев, Л.Л. Миньков, Т.Г. Костюченко,
В.В. Дердященко, Д.С. Панфилов**

ВИБРОАКТИВНОСТЬ МАЛОШУМНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ¹

Малошумный вентилятор как многопараметрическая электромеханическая система подвергается целому комплексу периодических механических воздействий: статических, динамических, электромагнитных, акустических. Представлено сравнение качества разработок малошумных вентиляторов в зависимости от выбранного типа сопротивления. Аналитически и практически показана эффективность демпфирования колебаний механической системы (малошумного вентилятора) в зависимости от вида применяемого момента сопротивления. Рассмотрены технические обоснованные направления совершенствования (модернизации) этих вентиляторов на основе аналитических и технических решений, обеспечивающих дальнейшее повышение качества малошумных вентиляторов.

Ключевые слова: *малошумный вентилятор, вибрация, амплитуда, колебания, крыльчатка.*

В настоящее время обеспечение экологических условий для жизнедеятельности человека становится необходимым для всех сфер его обитания: от подводной среды до космического пространства [1–2].

Кроме того, создание экологических условий в рабочей среде и среде обитания человека становится одной из главных технологических задач, и постепенно она превращается, в определенных случаях, в научно-техническую проблему [3–7].

Шум в технических системах возникает вследствие упругих колебаний как механизма в целом, так и отдельных его модулей. Причиной возникновения колебаний служит наличие возбуждающих сил различной природы: механических, гидродинамических, электромагнитных, акустических [8–11].

Имеется также целый класс механизмов, подверженных вибрациям вследствие колебаний рабочей среды, вызванными различными протекающими в механизмах гидродинамическими и аэродинамическими процессами, такими как вихревые процессы в потоке рабочей среды, колебание среды, вызванное вращением лопастных колес и т.п.

Малошумный вентилятор, будучи неотъемлемой частью системы жизнеобеспечения, является электромеханической системой, содержащей элементы массы и упругости, поэтому при действии на нее периодических сил от внутреннего источника (электродвигателя) в условиях эксплуатации он находится в вибрационном состоянии.

Упругие и инерционные силы, существующие в сплошной среде, окружающей вентилятор, вызывают одно за другим сжатие и разряжение окружающей среды (колебания), которые распространяются от источника возмущения с определенной скоростью и эти колебания воспринимаются как звук.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках государственного задания № 0721-2020-0028

Современный малошумный вентилятор, состоящий из установленного в звукопоглощающем корпусе электродвигателя с закрепленной на его валу крыльчаткой, является многопараметрической электромеханической системой, которая содержит несколько групп эксплуатационных параметров различной физической природы: механические статического и динамического типа, электромагнитные и акустические. Поэтому протекание процесса «вибрация – шум» в рабочей среде является довольно сложным в понимании проявления взаимосвязи таких понятий, как сопротивление массы, сопротивление упругости и сопротивление сил трения. К тому же именно колебательная скорость, а не колебательное смещение (амплитуда) определяет величину энергии, излучаемой при колебаниях, и степень звукоизоляции конструкции.

В работе показаны аналитические и технические решения для улучшения акустической характеристики вентилятора. Предложена концепция виброзвукопоглощающей конструкции корпуса вентилятора.

Анализ виброактивности вентилятора

Рассмотрим модель вентилятора массой m_1 , состоящего из ротора 1, статора с корпусом 2, который крепится к неподвижному основанию 3 с помощью пружин 4 жесткостью $k/2$ и демпфера 5 с коэффициентом сопротивления μ , рис. 1. Для удобства проведения анализа изменения амплитуды перемещения (реакции технической системы на возбуждающие силы) считаем, что механическая система может перемещаться только в направлении X .

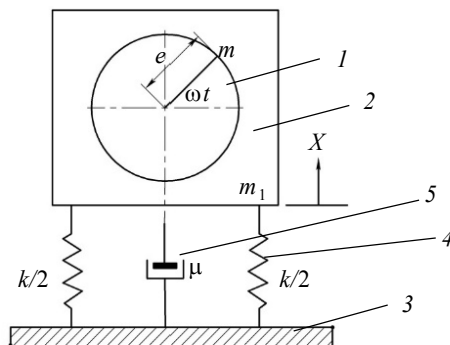


Рис. 1. Модель вентилятора: 1 – ротор, 2 – статор с корпусом, 3 – неподвижное основание, 4 – пружина, 5 – демпфер

Fig. 1. Fan model: 1 – rotor, 2 – stator with housing, 3 – fixed base, 4 – spring, and 5 – damper

Пусть ротор вентилятора радиуса e , вращающийся с угловой скоростью ω вокруг оси O , имеет эксцентричную массу m , которая сосредоточена на расстоянии e от центра вращения ротора. Тогда эта масса будет совершать в вертикальном направлении относительно центра вращения ротора перемещения по закону $e \cdot \sin \omega t$, а сила инерции, действующая на эксцентричную массу m , будет равна $F_a \sin \omega t$, где $F_a = me\omega^2$. Уравнение движения эксцентричной массы относительно неподвижного основания (3) запишется в виде

$$m_1 \ddot{x} + \mu \dot{x} + kx = F_a \sin \omega t \quad (1)$$

$$\text{или} \quad \ddot{x} + 2\lambda\dot{x} + \omega_c^2 x = f_a \sin \omega t, \quad (2)$$

где $\lambda = \mu/(2m_1)$ – коэффициент демпфирования, $\omega_c = \sqrt{k/m_1}$ – собственная частота вентилятора как системы, $f_a = F_a/m_1$ – удельная сила.

Известно, что решение этого уравнения для случая $\omega_c > \lambda$ представляет собой суперпозицию общего решения соответствующего однородного уравнения $x_o = Ae^{-\lambda t} \sin(\omega_1 t + \alpha)$, где $\omega_1 = \sqrt{\omega_c^2 - \lambda^2}$, и частного решения, которое будем искать в комплексной форме [12]

$$x_u = X_a e^{j\omega t}. \quad (3)$$

Для этого уравнение (2) перепишем в виде

$$\ddot{x} + 2\lambda\dot{x} + \omega_c^2 x = f_a e^{j\omega t}. \quad (4)$$

После подстановки (3) в (4) получим выражение для комплексной амплитуды колебаний эксцентричной массы:

$$X_a = \frac{f_a}{\omega_c^2 - \omega^2 + 2\lambda\omega j}. \quad (5)$$

Представив (5) в виде $X_a = be^{j\varphi}$, имеем

$$b = \frac{f_a}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega^2)^2 + (2\lambda\omega)^2}}, \quad \varphi = -\arctg\left(\frac{2\lambda\omega}{\omega_c^2 - \omega^2}\right). \quad (6)$$

Тогда общее решение уравнения (2) принимает вид

$$x = Ae^{-\lambda t} \sin(\omega_1 t + \alpha) + b \sin(\omega t + \varphi). \quad (7)$$

Видно, что при $t \rightarrow \infty$ первое слагаемое в (7) стремится к нулю и установившееся движение системы будет описываться частным решением $x = b \sin(\omega t + \varphi)$.

Введем безразмерные переменные: частоту $r = \omega/\omega_c$, коэффициент демпфирования $\xi = \lambda/\omega_c$ и амплитуду вынужденных колебаний $\Delta = b/e$. Тогда выражение для амплитуды вынужденных колебаний (6) принимает вид

$$\Delta = \frac{m}{m_1} \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}. \quad (8)$$

Из соотношения (8) видно, что амплитуду колебаний эксцентричной массы можно уменьшить за счет: 1) увеличения массы вентилятора; 2) уменьшения частоты вращения ротора; 3) увеличения коэффициента демпфирования; 4) изменения разницы собственных и вынужденных круговых частот.

Поскольку величину энергии, излучаемой при колебаниях, определяет скорость колебания, то имеет смысл проанализировать выражение для амплитуды скорости вынужденных колебаний рассматриваемой механической системы. Из зависимости (3) следует, что амплитуда скорости колебания системы \dot{X}_a равна $X_a j\omega$. Используя (5), получим

$$\dot{X}_a = \frac{F_a}{j(\omega m_1 - k/\omega) + 2\lambda m_1}. \quad (9)$$

Знаменатель в соотношении (9) является полным механическим сопротивлением системы.

Полное механическое сопротивление вентилятора складывается:

1) из механического сопротивления массы, которое пропорционально частоте вращения ротора вентилятора и массе вентилятора:

$$Z_m = j\omega m_1;$$

2) механического сопротивления упругого элемента системы, которое обратно пропорционально частоте вращения ротора вентилятора и прямо пропорционально коэффициенту жесткости пружин:

$$Z_k = -j \frac{k}{\omega};$$

3) механического сопротивления сил трения, которое не зависит от частоты вращения ротора вентилятора, пропорционально коэффициенту демпфирования и массе вентилятора

$$Z_\lambda = 2\lambda m_1.$$

Как видно из приведенных соотношений для сопротивлений элементов системы, лишь при действии силы трения сдвиг фазы между силой и амплитудой скорости колебания отсутствует. Механическое сопротивление массы обуславливает сдвиг по фазе на величину 90° , а действие сил упругости – сдвиг по фазе на величину -90° .

Практическая эффективность сопротивления при демпфировании колебаний

В технике с точки зрения максимального эффекта вибропоглощения используют различного типа демпферы: воздушные, жидкостные, устройства с использованием упругих свойств материала.

В отдельных специальных случаях возможен эффект локального виброгашения массой, например, ослабление поперечной звуковой вибрации протяженной пластины отдельно расположенной массой, которая обеспечивает локальное ослабление колебаний в точке установки массы.

Из вышеизложенного следует основополагающий для практики проектирования малошумных вентиляторов вывод. Только сопротивление трения вызывает необратимые потери энергии и является максимально эффективным способом снижения виброактивности. Поэтому его называют активным сопротивлением, а сопротивление массы и упругости вызывает лишь явление сдвига фазы между силой и скоростью, но не потерю энергии и поэтому являются реактивными.

Практическое подтверждение данного вывода об эффективности вибродемповирования различного вида сопротивлениями вынужденных колебаний в вентиляторах проиллюстрировано на примере малошумных вентиляторов (см. таблицу).

В таблице приведены основные эксплуатационные характеристики малошумных вентиляторов, выпускаемых ведущими фирмами. Сравнение вентиляторов типа РСС2 с другими, представленными в таблице, показывает существенно худшие эксплуатационные характеристики у РСС2, в которых для снижения виброактивности используется реактивное сопротивление – сопротивление массы.

Основные эксплуатационные характеристики вентиляторов

Название	Q , м ³ /ч	P , кВт	m , кг	A , дБ	n , об/мин	Габариты, мм	Страна
PCC2-2,5/25	250	0.5	60	не публ.	2890	352×391×457	Россия
VENT-100	290	0.075	3	47	2500	Ø243×194	Испания
TD 200/120	330	0.027	5	23	2450	250×200×460	Испания
PCC2-10/10	1000	0.55	40	не публ.	3000	508×393×404	Россия
VENT-200	1000	0.17	5	52	2600	Ø333×223	Испания
TD 1000/200	1300	0.13	8.7	21	2450	327×264×568	Испания
PCC2-25/25	2500	3.35	230	не публ.	2960	595×530×570	Россия
KD315XL1	2770	0.27	14.2	52	2730	Ø455×484	Швеция
TD 4000/355	3750	0.4	19	41	1360	451×426×474	Испания
PCC2-63/25	6300	8	203	не публ.	3000	825×646×682	Россия
KD500M3	7848	1.24	32	65	1315	Ø500×699	Швеция
PCC2-100/16	10000	11	268	не публ.	1500	906×1002×1007	Россия
НСВВ/4-560/Н	13400	1.43	22	70	1433	Ø710×710	Испания
PCC2-160/16	16000	22	425	не публ.	1500	1300×1124×1265	Россия
НСВВ/4-630/Н	16720	1.88	25	71	1360	Ø800×800	Испания

Приведенные примеры конструкций маломощных вентиляторов разделены в таблице на 6 групп по производительности (графа Q): от 250 до 330 м³/ч; от 1000 до 1300 м³/ч; от 2500 до 3750 м³/ч; от 6300 до 7848 м³/ч; от 10000 до 13400 м³/ч и от 16000 до 16720 м³/ч. Сравнение эксплуатационных характеристик вентиляторов внутри этих групп (с точки зрения использования типа сопротивления) показывает, что высокая масса вентилятора (графа m) ведет, с одной стороны, к высокой потребляемой мощности (графа P), это отличие может достигать целого порядка, и с другой стороны – к увеличению габаритов изделия, до 100–200 мм на одну сторону при примерном равенстве рабочих оборотов электродвигателей.

Акустические колебания и вибрации

Как отмечено во введении, вибрационный режим вентилятора порождает звук различной интенсивности. Поэтому одной из краеугольных задач является снижение виброактивности механической системы (вентилятора). При проведении расчетов параметров маломощного вентилятора их оптимизация позволяет значительно снизить уровень шума расчетным путем, но при этом в маломощных вентиляторах большой производительности (десятки тысяч м³/ч) уровень шумов для закрытых помещений может оказаться достаточно высоким с точки зрения экологических и медицинских требований. Поэтому на этапе разработки конструкторской документации необходимо реализовывать различные технические решения, обеспечивающие максимальное шумопоглощение.

Для решения этих вопросов, во-первых, применена канальная схема маломощных вентиляторов, корпус которых с внутренней стороны выложен звукопоглощающим материалом; во-вторых, встроено спрямляющее устройство для устранения турбулентности в воздушном потоке, которая повышает уровень звукового давления; в-третьих, также для снижения звукового давления применена крыльчатка с лопастями специальной формы; в-четвертых, в конструкцию корпуса маломощного вентилятора встроена жидкостной демпфер для снижения уровня вибрации.

Проведенный анализ всего многообразия существующих конструкций вентиляторов показал, что различные типы вентиляторов (канальный, приточно-вытяжной, улитка, крышной, центробежный, потолочный и т.п.), если взять за основу тип аэродинамической схемы, можно свести к двум основополагающим модификациям – осевой и радиальной. При таком подходе упрощается комплексное решение как технической, так и экономической задач. Если сравнить конструкторско-аэродинамические схемы малошумных вентиляторов – осевого прямоточного и радиального прямоточного с круглым корпусом, то отчетливо видно их подобие (рис. 2 и 3).

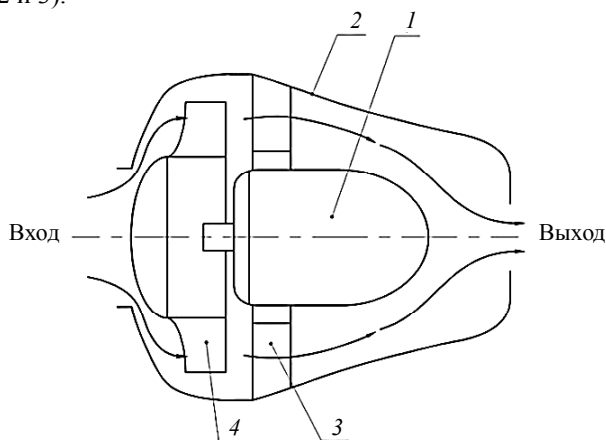


Рис. 2. Схема движения воздуха в осевом вентиляторе:
1 – электродвигатель, 2 – корпус, 3 – кронштейн крепления электродвигателя, 4 – крыльчатка

Fig. 2. Air flow diagram in the axial fan: 1 – electric motor, 2 – housing, 3 – motor mounting bracket, and 4 – impeller

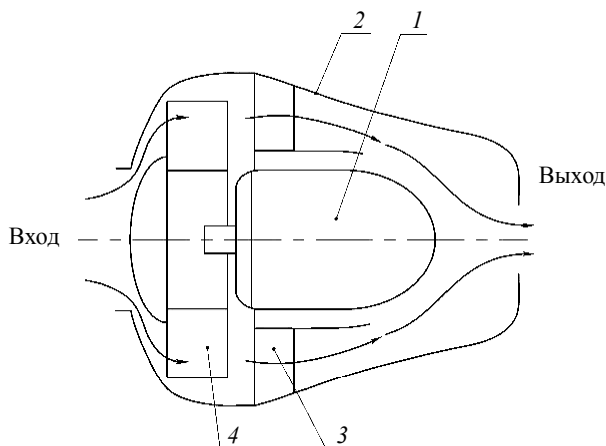


Рис. 3. Схема движения воздуха в радиальном вентиляторе:
1 – электродвигатель, 2 – корпус, 3 – спрямляющий блок и кронштейн крепления электродвигателя, 4 – крыльчатка

Fig. 3. Air flow diagram in the radial fan: 1 – electric motor, 2 – housing, 3 – straightening unit and motor mounting bracket, and 4 – impeller

В рассматриваемых схемах рационально обеспечивается движение воздушного потока с сохранением аэродинамических характеристик. Техническая идея прямоточного вентилятора (рис. 4) в настоящее время уже не является оригинальной. Такая схема в зарубежных странах уже используется, а в России пока практически неизвестна (по публикуемым материалам), хотя исследования в этом направлении в СССР проводились в 50-х годах 20 века. В США такие вентиляторы называют трубными вентиляторами, их выпускают фирмы TwinCity, Penn-Barry, Greenheck, Soler&Palan. Вентиляторы этих фирм обладают высокими аэродинамическими характеристиками и КПД. На такой аэродинамической схеме хорошо реализуется параметрический ряд, в основу которого положена производительность вентилятора.

В целях унификации конструкции осевого и радиального вентиляторов предлагается следующее техническое решение. Так как лопастное колесо радиального вентилятора является, по сути, центробежным, то необходимо учитывать закручивание воздуха по длине канала вентилятора. Это явление уменьшит массовый расход воздуха и снизит скорость потока, что отрицательно скажется на рабочих характеристиках электровентилятора. К тому же появятся дополнительные шумы из-за завихрения потоков, что может привести к срыву потока. Поэтому необходимо было провести моделирование потока воздуха с целью оптимизации его сглаживания.

Для анализа движения потока использован модуль Flow simulation CAD-системы SolidWorks. На рис. 4 показаны линии закрученного потока воздуха в схеме радиального вентилятора без спрямляющего блока.

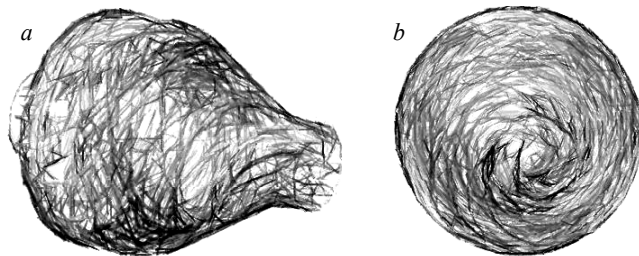


Рис. 4. Симуляция движения воздуха в радиальном вентиляторе
Fig. 4. Simulation of the air flow in the radial fan

Для того чтобы избежать закручивания потока воздуха, необходимо плавно направить поток по прямой. В этом и заключается функциональная роль спрямляющих лопаток. С помощью направляющих лопаток специальной формы хаотичное движение воздушных масс (турбулентное, рис. 4) преобразуется в прямолинейное ламинарное течение (рис. 6).

На рис. 5 показана конструкция со спрямляющими лопатками воздуховода.

На рис. 6 представлена симуляция потока в вентиляторе со спрямляющими лопатками. Форма лопаток создает направление движения воздуха от крыльчатки к выходу потока воздуха. Технически в спрямляющих лопатках силы трения устраняют закручивание потоков воздуха и одновременно снижают уровень шума. Также данное техническое решение позволяет получить высокую степень унификации конструктива за счет использования однотипных корпусов для осевых и радиальных вентиляторов.

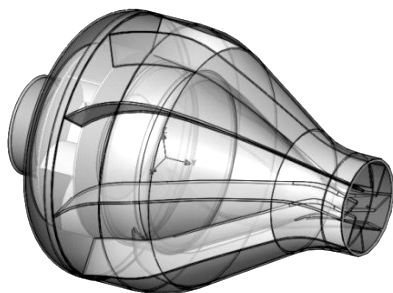


Рис. 5. Радиальный вентилятор со спрямляющими лопатками

Fig. 5. Radial fan with straightening vanes

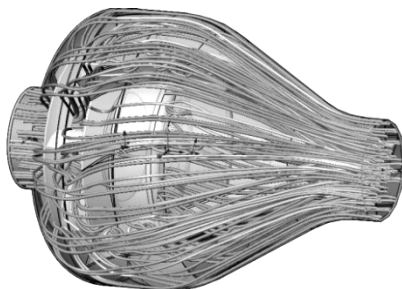


Рис. 6. Симуляция потока воздуха в радиальном вентиляторе со спрямляющими лопатками

Fig. 6. Simulation of the air flow in the radial fan with straightening vanes

На рис. 7 приведены 3D-модели осевого и радиального вентиляторов с круглым корпусом. Такая форма корпуса обусловлена также технологическими соображениями.

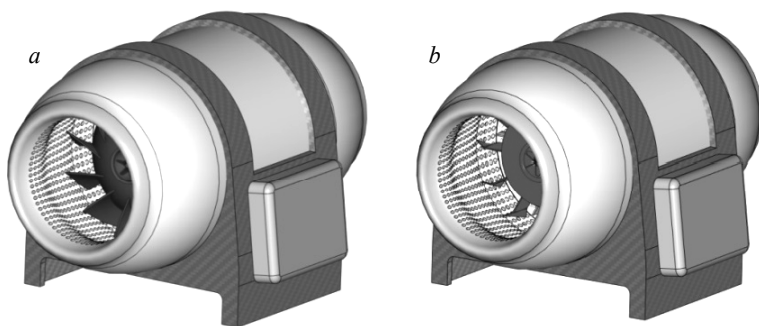


Рис. 7. 3D-модели: *a* – осевого и *b* – радиального канальных вентиляторов

Fig. 7. 3D models of the (*a*) axial and (*b*) radial duct fans

В рассматриваемых вентиляторах электродвигатели с крыльчаткой находятся в специальном шумоизолированном корпусе (типа «сэндвич»), состоящем из скрепленных звуко- и вибропоглощающих слоев, которые обеспечивают их малшумную работу.

На рис. 8 представлена обобщенная структурная схема унификации осевых и радиальных вентиляторов. Здесь наглядно видна высокая степень унификации функциональных блоков вентиляторов, что позволяет организовать производство большой серийности.



Рис. 8. Обобщенная структурная схема унификации осевого и радиального вентиляторов
Fig. 8. Generalized block diagram of unification of the axial and radial fans

Заключение

Исходя из сравнительного анализа эксплуатационных характеристик малошумных вентиляторов (см. таблицу), можно сделать заключение, что демпфирование виброактивности вентиляторов активным элементом сопротивления является единственным технически обоснованным способом снижения их уровня рабочего шума в процессе эксплуатации.

В расчетном этапе при проектировании малошумных вентиляторов должно быть предусмотрена максимально возможная разница частот собственных колебаний и частот возмущающих сил (8).

Предложенное технико-экономическое решение для обеспечения максимальной степени унификации осевых и радиальных малошумных вентиляторов существенно повышает как качество, так и серийность их производства и соответственно повышает их конкурентоспособность за счет снижения себестоимости.

ЛИТЕРАТУРА

1. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы. URL: <https://dikipedia.ru/document/3982778>.
2. Гусев В.П. Средства снижения воздушного и структурного шума систем вентиляции, кондиционирования и холодоснабжения // АВОК. 2005. № 4. С. 86–92.
3. Кочетов О.С., Булаев В.А., Гапоненко А.В. Расчет эффективности снижения аэродинамического шума вентиляционных систем // Сборник статей Международной научно-практической конференции «Роль науки в развитии общества», Уфа, 2014 г. Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА САЙНС, 2014. С. 21–25.
4. ГОСТ 23941–2002. Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования. URL: <https://dikipedia.ru/document/5164315>.
5. Караджи В.Г., Московко Ю.Г. О спектрах шума вентилятора // Инженерные системы. АВОК-Северо-Запад. 2006. № 2. С. 34–41.
6. Кочетов О.С., Гетия И.Г., Гетия С.И., Леонтьева И.Н. Параметры аэродинамического шума вентиляционных систем // Сборник научных трудов 4-й Международной научно-практической конференции «Техника и технологии: Пути инновационного развития», Курск, 2014 г.. Курск: Юго-Западный государственный университет, 2014. С. 151–156.

7. Гусев В.П. Акустический расчет как основа для проектирования малошумной системы вентиляции (кондиционирования) // АВОК. 2006. № 6. С. 60 – 66.
8. Веретина И.А., Гончаренко И.А., Калашикова Н.К., Клименкова О.И., Руднева Е.А. Снижение шума вентиляционными глушителями // Материалы научно-технического семинара «Актуальные проблемы защиты от шума зданий и территорий застройки». Севастополь, 2007. С. 225–227.
9. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л.: Судостроение, 1971. 416 с.
10. Дмитриев В.С., Иванова В.С. Основы теории колебаний и моделирование колебательных систем в технике. Томск: Изд-во ТПУ, 2012. 215 с.
11. Магнус. К. Колебания. Введение в исследование колебательных систем. М.: Мир, 1982. 304 с.
12. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика. М.: Наука, 1965. 204 с.

Статья поступила 16.03.2020

Dmitriev V.S., Kostyuchenko T.G., Minkov L.L., Derdiyashchenko V.V., Panfilov D.S. (2020) VIBROACTIVITY OF LOW-NOISE FANS. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika* [Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics]. 68. pp. 61–71

DOI 10.17223/19988621/68/6

Keywords: low-noise fan, vibration, amplitude, oscillations, impeller.

Low-noise fans are widely used in the sphere of human life for sanitary and technological purposes. Creation of low-noise fans is currently an advanced scientific and technical area. In some fields of their application, reduced vibrations and noises are of paramount importance not only in terms of sanitation and health, but also from a scientific point of view.

This work presents a comparison of the quality of low-noise fan development depending on the selected resistance type. The efficiency of the damping of mechanical system (a low-noise fan) vibrations according to the type of resistance moment used is confirmed analytically and practically.

Nowadays, a number of fan types implemented in hundreds of designs have been developed and are in service. In this work, the whole variety of the produced nomenclature of low-noise fans is reduced to two basic types – axial and radial. The paper reports that to ensure minimum noise in the operating mode of the low-noise fans presented in the work, a wideband vibration damper is needed as a required functional unit, and the walls of the fan housing should be sandwich-like with layers made of sound absorbing, sound insulating, and vibration damping materials.

Financial support. This work was carried out with financial support from the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (State assignment No. 0721-2020-0028)

Victor S. DMITRIEV (Doctor of Technical Sciences, Professor, Division for Electronic Engineering, Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation). E-mail: dmitriev@tpu.ru

Tamara G. KOSTYUCHENKO (Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Tutor of Children's Technopark "Quantorium", Tomsk, Russian Federation). E-mail: ktg@tpu.ru

Leonid L. MINKOV (Doctor of Physics and Mathematics, Professor, Department of Mathematical Physics, Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation). E-mail: lminkov@ftf.tsu.ru

Vladimir V. DERDIYASHCHENKO (Head of the Department, Research and Production Center Polyus, Tomsk, Russian Federation). E-mail: derdiyashchenkvv@mail.ru

Dmitriy S. PANFILOV (Design Engineer, Scientific Production Center Polyus, Tomsk, Russian Federation). E-mail: panfilovds8@gmail.com

REFERENCES

1. SN 2.2.4/2.1.8.562-96. *Shum na rabochikh mestakh, v pomeshcheniyakh zhilykh, obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloy zastroyki. Sanitarnye normy* [Noise in workplaces, accommodations, public buildings, and residential areas. Sanitary standards]. Access mode: <https://dokipedia.ru/document/3982778>.
2. Gusev V.P. (2005) Sredstva snizheniya vozdušnogo i strukturnogo shuma sistem ventilyatsii, konditsionirovaniya i kholodosnabzheniya [Means for reducing air and structural noise of ventilation, air conditioning, and cooling systems]. *Ventilyatsiya, otoplenie, konditsionirovanie vozdukha, teplosnabzhenie i sroitel'naya teplofizika – Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 4. pp. 86–92.
3. Kochetov O.S., Bulaev V.A., Gaponenko A.V. (2014) Raschet effektivnosti snizheniya aerodinamicheskogo shuma ventilyatsionnykh sistem [Calculation of the efficiency of reducing aerodynamic noise in ventilation systems]. *Proceedings of the International Scientific-Practical Conference «The Role of Science in the Development of Society»*, Ufa, 2014. pp. 21–25.
4. GOST 23941-2002. *Shum mashin. Metody opredeleniya shumovykh kharakteristik. Obshchie trebovaniya* [Machinery noise. Methods for determining of noise characteristics. General requirements]. Access mode: <https://dokipedia.ru/document/5164315>.
5. Karadzhii V.G., Moskovko Yu.G. (2006) O spektrakh shuma ventilyatora [On fan noise spectra]. *Inzhenernye sistemy. AVOK Severo-Zapad*. 2. pp. 34–41.
6. Kochetov O.S., Getiya I.G., Getiya S.I., Leont'eva I.N. (2014) Parametry aerodinamicheskogo shuma ventilyatsionnykh sistem [Parameters of aerodynamic noise in ventilation systems]. *Proceedings of the 4th International Scientific-Practical Conference «Technics and Technologies: Ways of Innovative Development»*, Kursk, 2014. pp. 151–156.
7. Gusev V.P. (2006) Akusticheskiy raschet kak osnova dlya proektirovaniya maloshumnoy sistemy ventilyatsii (konditsionirovaniya) [Acoustic calculation as a basis for designing of low-noise ventilation (air conditioning) system]. *Ventilyatsiya, otoplenie, konditsionirovanie vozdukha, teplosnabzhenie i sroitel'naya teplofizika – Engineers for Heating, Ventilation, Air-Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 6. pp. 60–66.
8. Veretina I.A., Goncharenko I.A., Kalashnikova N.K., Klimenkova O.I., Rudneva E.A. (2007) Snizhenie shuma ventilyatsionnymi glushitelyami. [Noise reduction by ventilation silencers]. *Proceedings of the Scientific and Technical Seminar «Advanced Problems of Noise Protection of Buildings and Built-up Areas»*, Sevastopol, 2007. pp. 225–227.
9. Klyukin I.I. (1971) *Bor'ba s shumom i zvukovoy vibratsiey na sudakh* [Suppression of noise and sound vibration on ships]. Leningrad: Sudostroenie.
10. Dmitriev V.S., Ivanova V.S. (2012) *Osnovy teorii kolebaniy i modelirovanie kolebatel'nykh sistem v tekhnike* [Fundamentals of the theory of oscillations and modeling of oscillatory systems in engineering]. Tomsk: TPU.
11. Magnus K. (1982) *Kolebaniya. Vvedenie v issledovanie kolebatel'nykh sistem* [Oscillations. Introduction to the study of oscillatory systems]. Moscow: Mir.
12. Landau L.D., Lifshitz E.M. (1976) *Course of Theoretical Physics: Vol. 1, Mechanics*. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Received: March 16, 2020