

ИСТОЧНИКИ ШУМА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ В ВОЗДУХОДУВНЫХ МАШИНАХ

© 2018 г. Л. А. Баженова

Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева

117036 Москва, ул. Шверника 4

e-mail: L.A.Bazhenova@yandex.ru

Поступила в редакцию 22.12.2016 г.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса возникновения и местоположения источников аэродинамического шума в воздуходушных машинах, связанных с обтеканием потоком воздуха неподвижных и движущихся элементов внутри корпуса машины. Исследования проведены на основе фундаментальных работ Лайтхилла–Керла и с помощью разработанного метода измерения пульсаций давления на вращающихся лопастях и неподвижных элементах корпуса. Выявлены наиболее значимые источники дискретных и широкополосных составляющих аэродинамического шума. Исследована роль лопаток в лопастном колесе в излучении дискретных составляющих шума. Установлено, что широкополосные максимумы в излучаемом шуме связаны с акустическими резонансами внутреннего объема корпуса воздуходушной машины. Показано влияние на интенсивность аэродинамических источников внутри корпуса турбулентности и скорости набегающего потока. Проведенные исследования способствовали более глубокому изучению природы возникновения источников шума аэродинамического происхождения в воздуходушных машинах и выработке рекомендаций по снижению шума, создаваемого этими источниками.

Ключевые слова: аэродинамические источники, воздуходушные машины

DOI: 10.7868/S0320791918030024

ВВЕДЕНИЕ

Термин “аэродинамический звук” принадлежит Лайтхиллу [1], который в 1952 г. опубликовал свою первую работу по исследованию шума, создаваемого турбулентным потоком воздуха, в отличие от классической акустики, где звук обусловлен колебаниями тел. Несколько позже Керл [2], Пауэлл [3], Доак [4] и ряд других авторов обобщили анализ Лайтхилла на случай, когда в области, охваченной турбулентным движением, находятся твердые поверхности.

С тех пор и до настоящего времени изучению причин и характера шума аэродинамического происхождения посвящено много отечественных и зарубежных работ. Это связано не только с желанием объяснить физическую природу возникновения аэродинамического звука, но и необходимостью заглушить шум, вызванный аэродинамическими источниками в машинах и механизмах, рабочие элементы в которых обдуваются потоком воздуха. Не последнее место в этом ряду занимают воздуходушные машины, в частности вентиляторы, используемые в ряде отраслей промышленности, а также в составе самолетной и корабельной техники.

Шумы аэродинамического происхождения в воздуходушных машинах представляют довольно

сложное явление как для анализа их физической природы, так и для борьбы с ними. Однако благодаря работам отечественных и зарубежных ученых в изучении и снижении шумов аэродинамического происхождения достигнуты значительные успехи [5–18].

В настоящее время можно считать твердо установленным, что шум, сопровождающий работу воздуходушных машин, обусловлен в основном аэродинамическими источниками, связанными с нестационарным движением воздуха через рабочее колесо и проточную часть машины, а не вибрациями ее корпуса. Однако ряд вопросов остался невыясненным.

Обычно составляющие шума аэродинамического происхождения связывают со следующими явлениями:

– возникновением вихрей и отрывных течений в межлопаточных каналах в виде аэродинамических следов за лопатками, а также взаимодействием уже образовавшихся вихрей с твердыми стенками корпуса (вихревой шум);

– периодическими пульсациями давлений и скоростей, вызванными неоднородностями потока из-за конечности числа лопастей колеса и их

взаимодействием с языком корпуса (шум от неоднородности потока);

– пульсациями давлений и скоростей, возникающими в турбулентном пограничном слое на твердых поверхностях (шум пограничного слоя);

– пульсациями давлений в турбулентной струе (турбулентный шум).

Совокупное действие всех этих источников и должно привести в конечном счете к излучению шума. Однако до сих пор не было аргументированного мнения по поводу того, какой из этих источников вносит наибольший вклад в общую излучаемую мощность.

Наши исследования были направлены на то, чтобы на основании теоретических расчетов и тщательных экспериментальных измерений выявить наличие и местонахождение аэродинамических источников на всех неподвижных и движущихся элементах внутри корпуса машины, объяснить природу их возникновения и определить, какой из источников вносит наибольший вклад в излучаемый шум.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА В ВЕНТИЛЯТОРАХ

Поскольку вентиляторы являются одними из типичных представителей воздуходушных машин, наши исследования процесса возникновения, местонахождения и интенсивности излучения аэродинамических источников проведены на примере судовых центробежных вентиляторов разных типов.

Во всех теоретических работах в формулы, предложенные для вычисления интенсивности аэродинамических источников звука при наличии в турбулентном потоке твердых тел, входят неопределенные коэффициенты, зависящие от чисел Рейнольдса и Маха, величины которых определить вычислительными методами современной гидродинамики затруднительно. В этом смысле наибольший интерес для наших исследований представляет работа Керла, который представил решение для флуктуаций акустической плотности от твердого тела в потоке в виде суммы двух интегралов. Первый – объемный, описывает излучение от квадрупольных источников в объеме турбулентного потока, а второй – поверхностный, соответствует излучению некоторых эквивалентных диполей на неподвижной поверхности. При расчете флуктуаций плотности ρ' в дальнем акустическом поле объемным интегралом можно пренебречь, а в поверхностном интеграле при условии, когда размеры тела малы по сравнению с характерной длиной волны, ρ' приобретает вид

$$\rho' = \rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{x_i}{x^2} \frac{\partial}{\partial t} F_i(t), \quad (1)$$

где $F_i(t) = \int_S P_i(y, t) dS(y)$ – общая результирующая сила в направлении оси i , действующая на поток со стороны твердых границ; $P_i = l_i p_{i,j}$ – сила на единицу поверхности S ; y и x – координаты точек в подынтегральных выражениях и точек наблюдения соответственно; c_0 и ρ_0 – скорость и плотность звука в невозмущенной среде; i, j – направляющие косинусы внешней нормали к поверхности.

Работа Керла представляет интерес в том отношении, что, если удастся измерить распределение пульсаций давления по поверхности тела, можно подсчитать и излучение, связанное с взаимодействием потока с твердым телом.

При этом не нужно забывать о том, что сам реально существующий источник излучения находится вне тела. Однако излучение от него носит квадрупольный характер, и оно мало по сравнению с рассчитанным по пульсациям давления на поверхности тела. В связи с этим об источниках шума на твердых элементах в корпусе вентилятора можно говорить только условно.

Исследования источников шумов аэродинамического происхождения проведены на центробежных судовых вентиляторах серии ЦСУ, различающихся между собой производительностью, размерами корпуса, количеством лопастей и их формой. Анализировались и сравнивались между собой по шуму вентиляторы 40/25 и 25/25 с шестью лопастями, загнутыми назад, вентилятор 25/25 с 24-мя радиально оканчивающимися лопастями и вентилятор 10/63 с 16-ю радиально оканчивающимися лопастями.

Поскольку дальше при описании источников шума вентиляторов будут употребляться специфические термины, относящиеся к конструкции вентиляторов, на рис. 1 приведена типовая схема центробежного вентилятора.

Типичный спектр шума на нагнетании для центробежного вентилятора, работающего на свободный выход, представлен на рис. 2 для вентилятора 40/25 ЦСУ. Он состоит из сплошной части с некоторыми подъемами и спадами и дискретных составляющих. Частоты дискретных составляющих связаны с числом оборотов и числом лопастей рабочего колеса простым соотношением: $f = Nz n$, где N – число оборотов ротора в секунду, z – число лопастей колеса, n – целые числа 1, 2, 3.

Чтобы определить, какую роль в излучении дискретных и широкополосных составляющих шума играют аэродинамические источники на неподвижных и вращающихся элементах внутри корпуса вентилятора, возникающие при обтекании их нестационарным потоком воздуха, были проведены подробные амплитудные и фазовые

измерения пульсаций давления на их поверхности.

Полная пульсационная сила, действующая на коррелированный участок поверхности, определяется формулой [19]

$$F_s = \int_s p_s dS, \quad (2)$$

где p_s — значения пульсаций давления в точках на поверхности S .

В качестве объекта исследования первоначально были взяты стандартный вентилятор 40/25 ЦСУ с шестью лопастями, загнутыми назад, и высоконапорный вентилятор 10/63 ЦСУ с 16-ю радиально оканчивающимися лопастями.

Для выявления основных источников шума вентилятора использовался метод измерения и сравнения между собой параметров пульсаций давления на различных поверхностях, образующих вентилятор. При этом наиболее трудоемким является процесс изучения параметров пульсаций давления на вращающихся лопастях. Измерения проводились с помощью разработанной и изготовленной специальной установки для съема пульсаций давления с вращающихся лопастей [19]. Суть метода заключается в том, что пульсации давления с тех или иных точек лопастей через отборные отверстия передавались к приемнику с помощью составных волноводов, заделанных в лопастях. Одна часть волновода вращалась вместе с лопастью, а другая, неподвижная, сочлененная соосно с первой скользящей муфтой, соединялась с приемником давления. Схема установки изображена на рис. 3.

Каждое колесо исследуемых вентиляторов имело две рядом расположенные экспериментальные лопасти с отборными отверстиями. Схематический чертеж лопастей вентиляторов с отмеченными на них контрольными измерительными точками представлен на рис. 4.

Лопасть по всей длине была разбита на ряд участков. В свою очередь каждый такой участок был разбит на участки, расположенные поперек лопасти. Контрольным точкам, в которых проводилось измерение, присваивался индекс “а” (передняя сторона лопасти по ходу вращения колеса) или “б” (задняя сторона). Съем пульсаций давления с вращающихся лопастей мог производиться как последовательно в различных точках лопасти с передней (нагнетающей) и задней (подсасывающей) ее сторон, так и в любых двух точках лопасти одновременно. Вентиляторы были приспособлены как для измерения пульсаций давления на лопастях, так и для измерения корреляционных характеристик пульсаций.

Измерения распределения величины пульсаций давления по ширине лопасти с обеих ее сторон при вращении рабочего колеса представлены

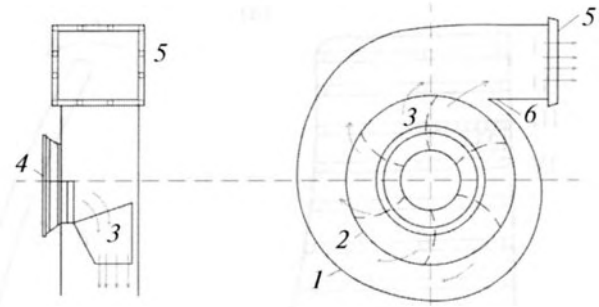


Рис. 1. Схема центробежного вентилятора: 1 — корпус вентилятора, 2 — рабочее колесо (ротор) с лопатками, 3, 4 — всасывающие патрубки, 5 — выходной фланец, 6 — язык.

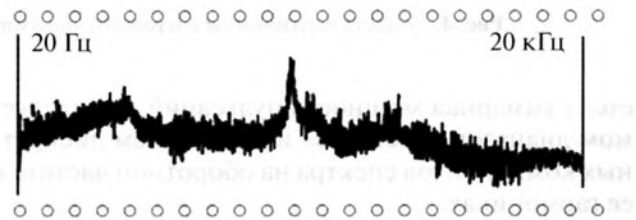


Рис. 2. Спектр шума вентилятора 40/25 на нагнетании.

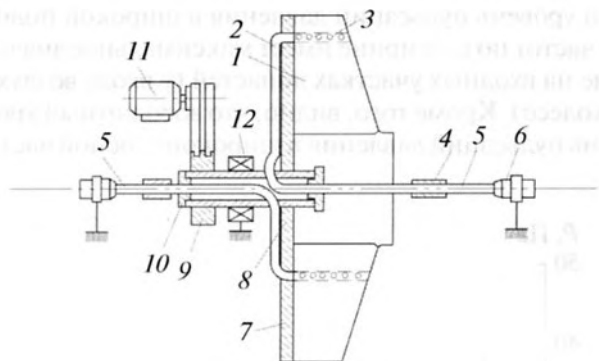


Рис. 3. Схема установки для измерения пульсаций давления: 1 — лопасть колеса, 2 — вращающаяся часть волновода, 3 — отборные отверстия, 4 — сальниковое уплотнение, 5 — неподвижная часть волновода, 6 — приемник давления, 7 — несущий диск колеса, 8 — полный вал, 9 — приводной шкиф, 10 — центрирующая шайба, 11 — двигатель, 12 — шарикоподшипник.

на рис. 5 и 6. На рисунках показаны зависимости уровня пульсаций давления в широкополосной части спектра и на дискретной частоте от положения исследуемых точек на лопасти. Ось абсцисс соответствует ширине лопасти, ось ординат — уровню пульсаций давления в паскалях. Следует пояснить, что под общим уровнем пульсации давления в широкополосной части спектра понима-

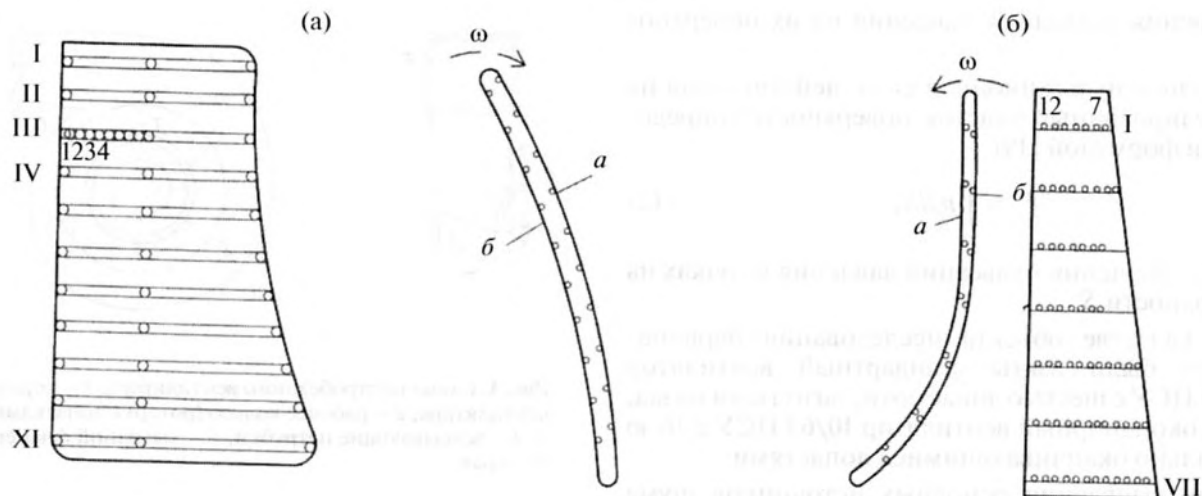


Рис. 4. Лопасть вентилятора с измерительными точками: (а) вентилятор 40/25, (б) вентилятор 10/63.

ется суммарная мощность пульсаций в исследуемом диапазоне частот, за исключением дискретных компонентов спектра на оборотной частоте и ее гармониках.

На рис. 5 изображено распределение уровня пульсаций давления в широкой полосе частот по ширине лопасти для ее второго ряда с внешней и внутренней сторон лопасти. Из рисунка следует, что уровень пульсаций давления в широкой полосе частот по ее ширине имеет максимальное значение на входных участках лопастей (у входа воздуха в колесо). Кроме того, видно, что абсолютный уровень пульсаций давления в широкополосной части

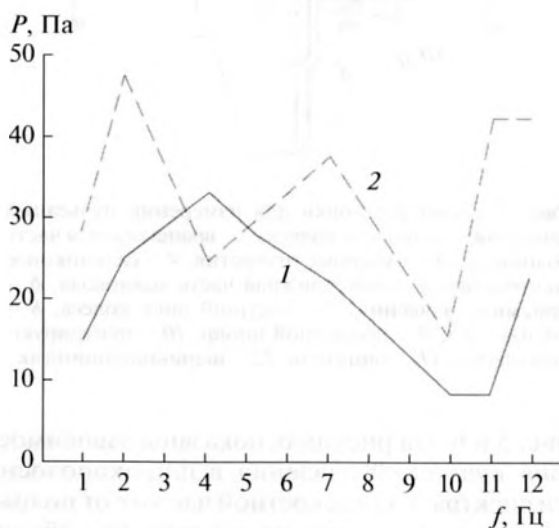


Рис. 5. Распределение уровня пульсаций давления в широкой полосе частот по ширине лопасти для ряда II: 1 – на внешней стороне, 2 – на внутренней стороне лопасти.

спектра на задней стороне лопасти больше, чем на передней.

На рис. 6 представлены результаты измерений дискретной составляющей пульсаций давления на внешней стороне лопасти для сечений I, II и 2I по ширине лопасти.

Как и для широкополосной составляющей, максимальный уровень пульсаций давления на дискретной частоте находится на входных кромках лопасти.

Измерение корреляционных характеристик пульсаций вдоль и поперек лопасти вентилятора 40/25 ЦСУ на дискретной частоте и ее гармониках показало на стационарную статистическую зависимость дискретных компонент по всей поверхности лопатки с максимальным коэффициентом корреляции, близким к значению $R = 1.0$. В связи с этим расчет полной пульсационной силы, действующей на лопасть, можно произвести путем суммирования пульсаций давления в контрольных точках на поверхности лопасти по формуле (2).

Расчет показал, что среднеквадратичное значение пульсаций давления, усредненное по всей поверхности лопасти при номинальном режиме, составляет примерно 5.5 Па.

Корреляционные измерения для колеса вентилятора 40/25 ЦСУ производились при разнесении приемников вдоль и поперек лопасти относительно опорной точки, за которую выбрана точка III-Па при измерении на передней стороне лопасти или III-Пб при измерении на задней стороне лопасти.

Свойства пульсаций в широкополосной части спектра для обеих сторон лопасти имеют много общего и характеризуются наличием довольно значительной статистической связи по всей ши-

рине лопатки. Как показали эксперименты, на частотах ниже 100 Гц наблюдается корреляционная связь даже между пульсациями давления на соседних лопатках. Однако на более высоких частотах корреляционная связь как между пульсациями давления на разных сторонах одной и той же лопасти, так и в пульсациях давления на соседних лопастях отсутствует.

Измерение пульсаций давления в узкой полосе спектра для вентилятора 10/63 ЦСУ в основном повторили результаты для вентилятора 40/25 ЦСУ, а именно:

- максимальный уровень пульсаций давления по всей лопасти находится на входных участках лопасти у входа потока в колесо;
- дискретная составляющая в спектре пульсаций давления на лопасти полностью коррелирована по всей поверхности лопасти;
- пульсации давления в широкополосной части спектра имеют довольно большие относительно размеров лопасти участки квазисинфазных пульсаций давления, которые уменьшаются с ростом частоты.

Но есть и некоторые различия.

Так, абсолютное значение уровня пульсаций давления в широкополосной части при измерении в полосе частот 20–3000 Гц и при числе оборотов рабочего колеса, равном 1800 об/мин, колеблется для разных участков лопасти от 20 до 60 и от 20 до 40 Па для вентиляторов 40/25 и 10/63 соответственно.

Большую роль в излучаемом вентилятором шуме, особенно от дискретной составляющей, играет так называемый “язык” корпуса вентилятора. Роль языка вентилятора в излучении дискретной и широкополосной составляющих в шуме вентилятора, как и для остальных элементов внутри вентилятора, изучалась с помощью измерения на нем пульсаций давления.

Пульсации давления на языке измерялись с помощью акустических зондов, приемное отверстие которых было заделано заподлицо с внутренней поверхностью языка.

Язык расположен наиболее близко к выходам из лопаточных каналов и подвержен наибольшему силовому воздействию со стороны воздуха, вытекающего из канала. Эти пульсации давления на языке вызывают соответствующее акустическое излучение. Для оценки вклада пульсаций на языке в звуковое излучение исследовались спектральные и корреляционные характеристики пульсаций на вентиляторе серии 40/25 ЦСУ.

На рис. 7 представлен спектральный состав пульсаций на языке в полосе 4 Гц для номинального режима при $N = 30$ оборотах в секунду. Видно, что в спектре пульсаций давления дискретная составляющая находится на лопастной частоте

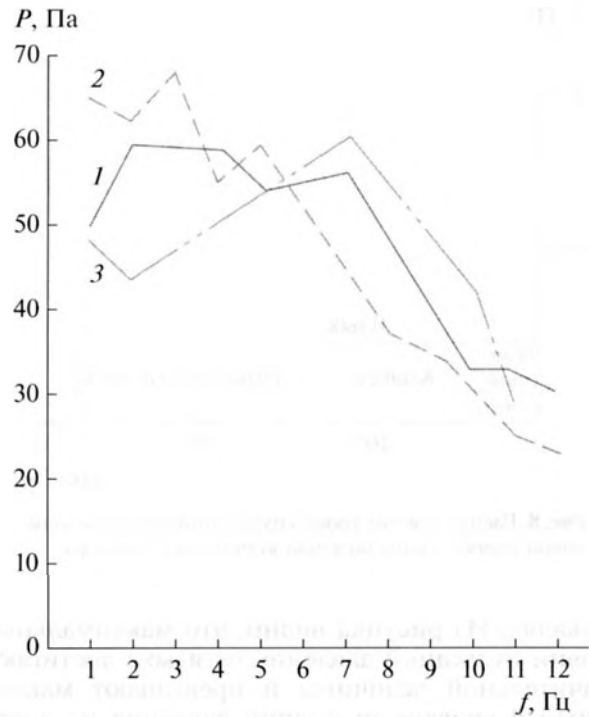


Рис. 6. Распределение уровня пульсаций давления для дискретной составляющей по внешней стороне лопасти: 1 – сечение по ряду I, 2 – по ряду II, 3 – по ряду 21.

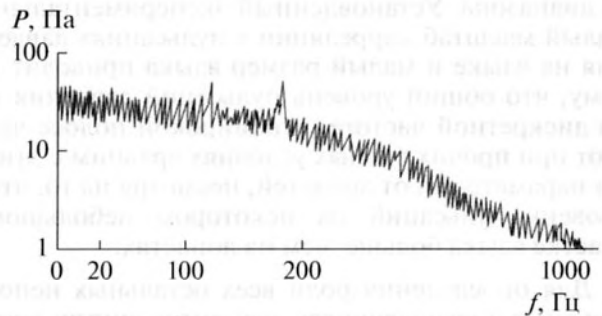


Рис. 7. Спектр пульсаций давления на языке вентилятора.

$f = Nz = 180$ Гц. В полосе 4 Гц уровень пульсаций давления дискретной составляющей только незначительно возвышается над уровнем пульсаций, вызванных обтеканием турбулентным потоком языка корпуса, и составляет около 95 Па. При увеличении расхода воздуха через колесо уровень дискретной составляющей возрастает.

На рис. 8 представлена экспериментальная зависимость распределения общего уровня пульсаций давления в широкой полосе частот по языку. По оси абсцисс отложена вся ширина языка, которая равна ширине корпуса и составляет 280 мм. По оси ординат отложен уровень пульсаций в

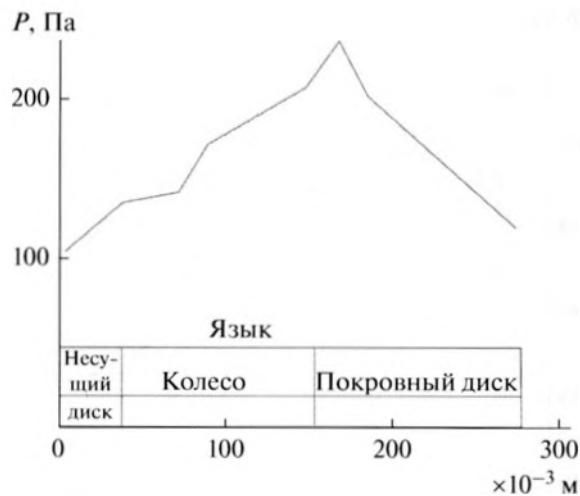


Рис. 8. Распределение уровня пульсаций давления в широкой полосе частот по языку корпуса вентилятора.

паскалях. Из рисунка видно, что максимальные уровни пульсаций давления на языке достигают значительной величины и превышают максимальный уровень пульсаций давления на лопасти. Однако характерный масштаб корреляции на языке намного меньше масштаба корреляции на лопастях. На рис. 9 и 10 приведены для сопоставления корреляционные зависимости на языке и на лопасти колеса для разных участков частотного диапазона. Установленный экспериментально малый масштаб корреляции в пульсациях давления на языке и малый размер языка приводит к тому, что общий уровень пульсаций давления и на дискретной частоте, и в широкой полосе частот при прочих равных условиях сравним с этими параметрами от лопастей, несмотря на то, что уровень пульсаций на некотором небольшом участке языка больше, чем на лопастях.

Для определения роли всех остальных неподвижных и вращающихся элементов внутри корпуса вентилятора в излучаемом вентилятором шуме на них были также проведены измерения уровня и параметров пульсаций давления. По этим измерениям согласно теории Керла можно судить об излучении звука, вызванном каждым из этих источников, и сравнить их между собой.

Прежде всего, для всех четырех испытанных вентиляторов было проведено подробное измерение спектральных и фазовых характеристик пульсаций давления на обечайке корпуса посредством заделанного заподлицо с поверхностью приемником давления, который мог перемещаться по ней, как это осуществлялось при изучении дискретной составляющей. Для примера на рис. 11 приведен спектр пульсаций давления в одной из точек на обечайке корпуса вентилятора 25/25 ЦСУ. В спектре просматриваются и дискретные частоты, и ряд широкополосных максимумов.

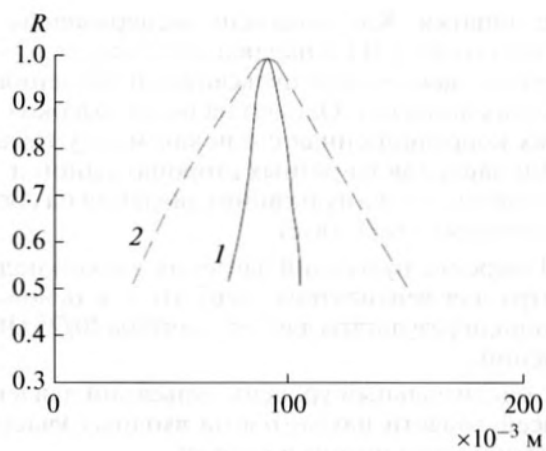


Рис. 9. Корреляционные зависимости на языке и на лопасти колеса вентилятора на частоте $f = 105$ Гц в полосе $\Delta f = 4$ Гц: 1 – на языке, 2 – на лопасти колеса.

Как в пульсациях давления на обечайке корпуса, так и в спектре шума на нагнетании широкополосные максимумы в отличие от дискретных составляющих не меняют своего положения при изменении числа оборотов колеса (рис. 12). Сравнение спектров шума на выходе вентилятора и пульсаций давления на корпусе показало, что широкополосные максимумы находятся примерно на одних и тех же частотах.

Поведение широкополосных максимумов в спектре пульсаций давления свидетельствует о том, что, как и в шумовых характеристиках, они связаны с резонансными акустическими явлениями внутри корпуса. Если бы широкополосные максимумы были связаны со срывным характером течения, то их положение зависело бы от скорости течения.

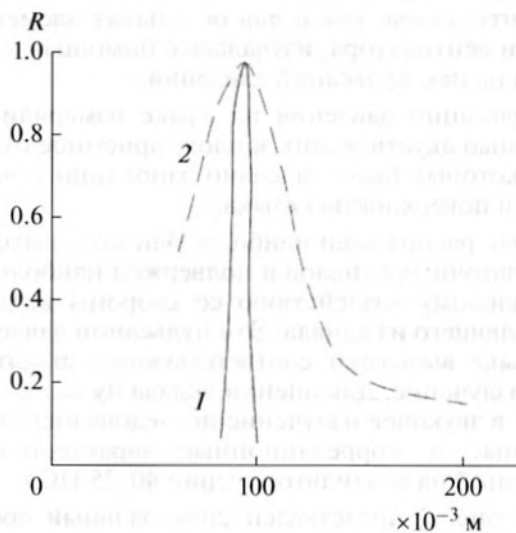


Рис. 10. Корреляционные зависимости на языке и на лопасти колеса вентилятора на частоте $f = 800$ Гц в полосе $\Delta f = 4$ Гц: 1 – на языке, 2 – на лопасти колеса.

ром течения по обечайке, то они смещались бы по частоте с изменением числа оборотов, но этого не происходит.

Из анализа спектрограмм звука и пульсаций давления на обечайке вентилятора 25/25 ЦСУ следует, что в звуковом поле проявляются все широкополосные максимумы пульсаций давления на обечайке. Кроме того, наблюдается хорошая корреляция между шумом на стороне нагнетания и пульсациями давления на корпусе как на собственных резонансных частотах объема, так и на частотах между объемными резонансами. В табл. 1 приведены значения коэффициентов корреляции на некоторых частотах для звука на стороне нагнетания и пульсациями давления на обечайке в точке 3к. Здесь частоты 92, 340 и 540 Гц – резонансные частоты объема корпуса вентилятора.

Таким образом, корреляционные измерения подтверждают, что шум вентилятора и пульсации давления на стенках корпуса имеют одну и ту же природу, связанную с акустическими свойствами объема корпуса.

Для расчета резонансных частот объема корпуса в случае, когда размеры вентилятора малы по сравнению с длиной волны, его можно представить в виде резонатора Гельмгольца. Тогда давление внутри корпуса вентилятора и на его поверхности для нулевой моды должно быть примерно однородным и синфазным. Для более высоких мод колебаний характерно наличие узловых линий по r, φ и b , если корпус вентилятора грубо представить в виде отрезка цилиндра со средним радиусом r и шириной b , а угол φ отсчитывать в плоскости вращения колеса. Определив число и положение узловых линий для тех или иных резонансных колебаний объема, можно судить о том, какая мода в нем возбуждена.

Распределение амплитуд пульсаций давления на резонансах и корреляция этих колебаний измерялись приемником давления (зондом), заделанным заподлицо с внутренней поверхностью корпуса. Для этого по всей поверхности корпуса имелись дренажные отверстия на малых одинаковых расстояниях одно от другого.

Измерения проводились таким образом, что одна из точек на поверхности корпуса принималась за опорную и в ней постоянно находился один из приемников пульсаций давления. Второй приемник последовательно перемещался по всем остальным точкам. Регистрировался как абсолютный уровень пульсаций давления в каждой точке, так и коэффициент корреляции между сигналами с обоих приемников.

В качестве примера рассмотрено распределение звукового давления на собственных модах объема корпуса вентилятора 25/25 ЦСУ. Расположение контрольных точек для измерения на поверхности корпуса показано на рис. 13. По

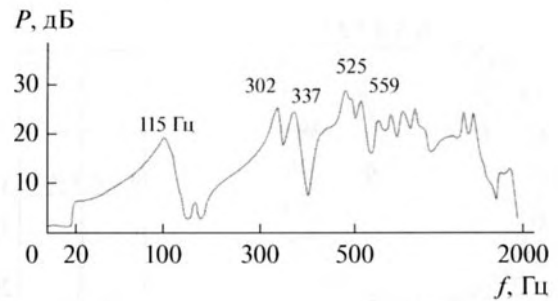


Рис. 11. Спектр пульсаций давления на обечайке вентилятора 25/25 ЦСУ.

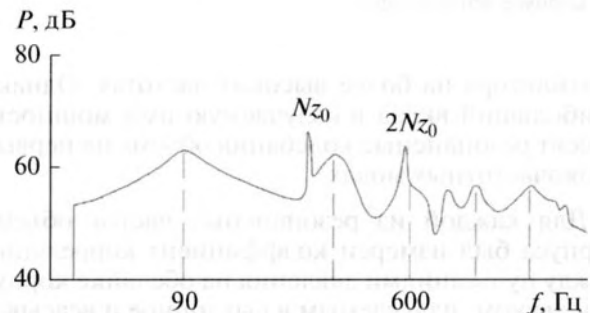


Рис. 12. Спектр шума на нагнетание вентилятора 25/25 ЦСУ.

окружности корпуса точки находились на расстоянии 5 см друг от друга, а в поперечном направлении корпуса – на расстоянии 2.5 см.

Измеренные амплитуды пульсаций давления и коэффициента корреляции по образующей обечайке корпуса на частоте 90 Гц соответствуют первому широкополосному максимуму в спектре пульсаций давления. Для данного максимума характерно более или менее равномерное распределение амплитуды колебаний по обечайке, которые синфазны по всей поверхности как по φ , так и по b .

Следующие ярко выраженные широкополосные максимумы на обечайке на частотах 340 и 540 Гц соответствуют второму и третьему резонансу объема корпуса вентилятора.

Для широкополосного максимума на частоте 342 Гц было измерено распределение амплитуды пульсаций давления и коэффициента корреляции для точек на обечайке корпуса. Результаты измерений представлены на рис. 14.

Точно такое же сопоставление можно провести и для резонансных колебаний объема корпуса

Таблица 1

$f, \text{ Гц}$	92	340	400	540	810
R	0.8	0.8	0.5	0.8	0.4

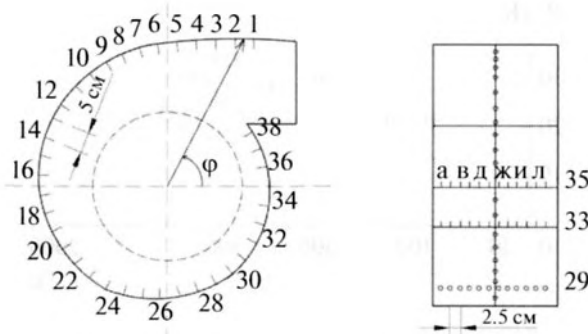


Рис. 13. Схема расположения контрольных точек на корпусе вентилятора.

вентилятора на более высоких частотах. Однако наибольший вклад в излучаемую ими мощность вносят резонансные колебания объема на первых низкочастотных модах.

Для каждой из резонансных частот объема корпуса был измерен коэффициент корреляции между пульсациями давления на обечайке корпуса и звуком, излучаемым в выхлопное и всасывающее отверстия. Сопоставление спектров шума на всасывании и нагнетании показало, что на нагнетании довольно хорошо выражены все максимумы, присутствующие в спектрах пульсаций давления на обечайке корпуса, а со стороны всасывания они практически не заметны, кроме резонанса, соответствующего нулевой моде. В то же время на всасывании появляется новый резонанс, который не проявляется на нагнетании и менее заметен в спектре пульсаций давления. Для этого резонанса измерения положения узловых линий по поверхности корпуса показали, что для этой моды колебаний есть узел по координате b и один узловой диаметр по φ , т.е. мы имеем дело с модой, которая может излучаться во всасывающее отверстие, но не излучается в сторону нагнетающего.

Таким образом, различные моды собственных резонансных колебаний корпуса дают неодинаковый вклад в уровень излучаемого звука в сторону нагнетающего и всасывающего отверстия. Так, наиболее сильно возбужденные моды, имеющие узловые диаметры, проходящие через всасывающее отверстие, плохо излучаются в его сторону в силу равенства нулю средней объемной скорости по сечению отверстия и хорошо излучаются в сторону нагнетающего отверстия. В то же время моды, имеющие узловые плоскости по ширине корпуса, т.е. проходящие через нагнетающее отверстие, плохо излучаются в его сторону и хорошо — в сторону всасывания. В зависимости от соотношения между числом и степенью возбуждения тех или иных мод, связанных с характером возбуждающих сил и конфигурацией резонирующего объ-

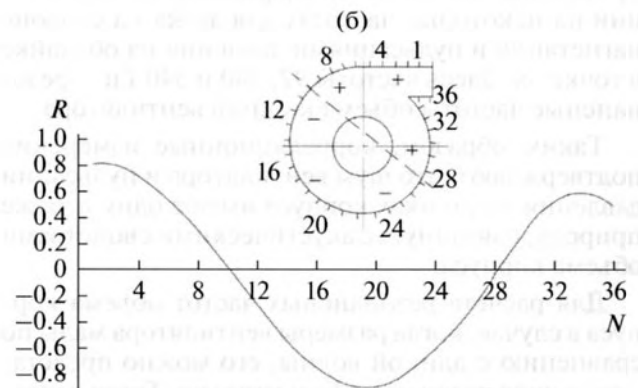
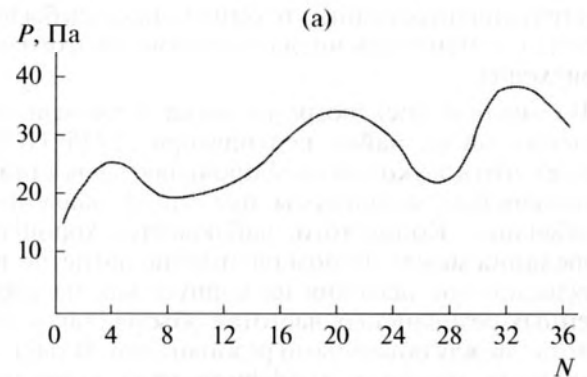


Рис. 14. Распределение пульсаций давления по обечайке вентилятора: (а) амплитуда, (б) коэффициент корреляции.

ема, разного для разных вентиляторов, определяется и характер спектра на всасывании и нагнетании, и разница в их уровнях.

Чтобы определить, как влияет на общую излучаемую мощность вентилятора совпадение дискретной лопастной частоты с частотами акустических резонансов объема корпуса, была измерена зависимость общего уровня шума в полосе частот 20 Гц–20 кГц от числа оборотов рабочего колеса и уровня дискретной составляющей на лопастной частоте в полосе 4 Гц. Для примера на рис. 15 приведена зависимость широкополосной и дискретной составляющих от числа оборотов колеса для вентилятора ЦСУ 40/25.

Видно, что наибольшее увеличение амплитуды дискретной составляющей (примерно на 15 дБ) для данного вентилятора с шестью лопастями происходит при $N = 16$ и 57 об/с, что соответствует положению широкополосных максимумов в районе 90 и 340 Гц. При совпадении лопастной частоты с частотами собственных резонансов объема корпуса, помимо возрастания уровня дискретной составляющей, также происходит увеличение общего уровня шума на величину около 5 дБ. Аналогичное повышение уровня дискретной составляющей и общего уровня шума при совпадении частоты дискретной составляющей с частотой

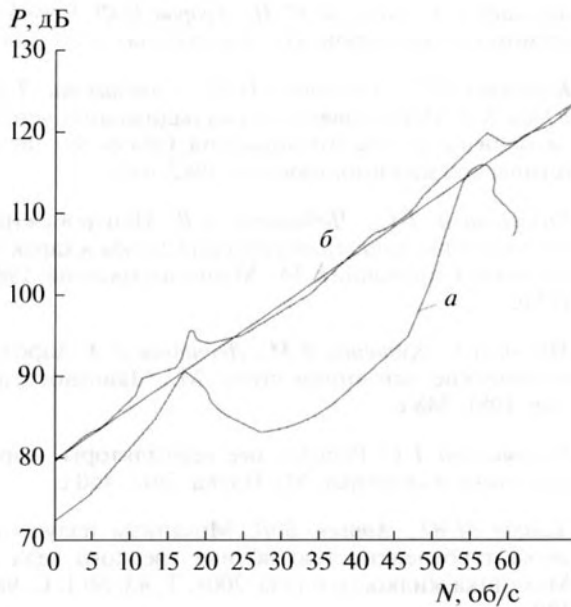


Рис. 15. Зависимость (а) дискретной и (б) широкополосной составляющих шума от числа оборотов колеса для вентилятора 40/25.

какого-либо широкополосного максимума наблюдалось и для вентиляторов других типов.

Помимо измерений пульсаций давления на вращающихся лопастях, обечайке корпуса и языке, были измерены пульсации давления и их спектр на всех остальных поверхностях вентиляторов, обтекаемых потоком воздуха.

Измерения пульсаций давления на вращающихся покрывном и несущем дисках рабочего колеса вентилятора для вентиляторов разных серий проводились по той же схеме, что и для вращающихся лопастей. Во всех случаях в широкополосной части спектра пульсации давления на покрывном диске уступают пульсациям на входных кромках колеса в среднем в пять раз, а на несущем диске — в три раза.

Пульсации давления на боковых стенках корпуса исследуемых вентиляторов были сравнимы по уровню с пульсациями на обечайке. Как и для обечайки, значительная доля энергии пульсаций давления на стенках корпуса находится на частотах акустических резонансов объема корпуса каждого из испытанных вентиляторов.

Кроме измерений пульсаций давления на всех движущихся и неподвижных элементах вентилятора, были проведены эксперименты по определению влияния турбулентности потока на излучение шума. Для этого на входных кромках вентилятора была установлена мелкоячеистая сетка с целью разбить крупные вихри в турбулентном потоке на входе.

Измерения уровня пульсаций давления в точке лопасти, расположенной близко к входной кромке, показали, что при наличии сетки общий уровень пульсаций давления на ней уменьшается. Такое же уменьшение уровня пульсаций давления происходит и на внутренних стенках корпуса вентилятора. При этом, как показали спектральные измерения, уменьшение уровня пульсаций давления осуществляется во всем частотном диапазоне от 20 Гц до 1 кГц. Одновременно с этим происходит и уменьшение общего уровня шума на всасывании и нагнетании в широкой полосе частот.

Этот эксперимент подчеркивает важное влияние параметров входящего в вентилятор потока на интенсивность источников шума внутри корпуса вентилятора.

Таким способом можно воздействовать на турбулентность на входе в вентилятор и обратить ее влияние на пользу, а не во вред [20].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование процесса возникновения, местоположения и излучательной способности аэродинамических источников шума вентиляторов впервые проведено для источников, находящихся внутри корпуса вентилятора. Это стало возможным благодаря созданию установки, позволяющей производить съем пульсаций давления с вращающихся и неподвижных элементов в корпусе вентилятора и применению формулы Керла (2) для оценки интенсивности излучения звука по пульсациям давления на теле. Благодаря проведенным измерениям были получены следующие основные результаты:

1. Измерение уровня пульсаций давления на вращающихся лопастях в контрольных точках по длине и ширине лопасти показало, что наибольший уровень пульсаций давления на дискретной лопастной частоте находится на входных кромках лопастей у входа потока воздуха в колесо вентилятора. Судя по уровню пульсаций давления на дискретной частоте в ее максимуме и пульсациям давления на контрольных точках в лопасти, дискретная частота на лопасти вносит свой вклад в излучаемый звук на дискретной частоте наряду с излучением дискретной составляющей от языка вентилятора.

2. Установлено влияние акустических резонансных колебаний внутреннего объема корпуса вентилятора на возбуждение пульсаций давления на обечайки и стенках вентилятора. В спектре пульсаций давления на этих элементах четко проявляются резонансные частоты внутреннего объема корпуса. Они же наблюдаются в излучаемом шуме на выходе вентилятора. Аэродинамические источники, вызывающие этот шум, являются

наиболее значительными в излучении широкополосного шума вентилятора. Заметим, что между пульсациями на обечайке и стенках корпуса и излучаемым шумом на частотах широкополосных максимумов существует жесткая корреляционная связь.

3. Объяснено различие в уровнях и спектральном составе шума на всасывании и нагнетании, свойственное большинству судовых центробежных вентиляторов, исходя из того, что различные моды собственных резонансных колебаний объема дают неодинаковый вклад в уровень излучаемого шума в сторону нагнетающего и всасывающего отверстий в зависимости от расположения узловых линий.

4. Показано, что совпадение дискретной составляющей на лопастной частоте с частотой какого-либо широкополосного максимума приводит к значительному увеличению уровня излучения на этой частоте, а также и к увеличению общего уровня шума. Это должно быть учтено при проектировании вентиляторов для рассогласования числа оборотов лопастного колеса и акустических резонансов объема корпуса.

5. Показано, что в излучаемый вентилятором широкополосный шум вносят свой вклад также в пульсации давления в турбулентном пограничном слое на стенках вентилятора, пульсации на лопастях и языке корпуса, но эти пульсации малы по сравнению с пульсациями на обечайке и боковых стенках корпуса, вызванными резонансными акустическими колебаниями.

Следует отметить, что закономерности возникновения и методы снижения интенсивности излучения шума аэродинамическими источниками являются универсальными. Эти методы могут быть приняты во внимание не только для судовых, но и других воздуходувных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Lighthill M.J.* On sound generated aerodynamically // Proc. Roy. Soc. London A. 1952. V. 214. P. 564–587.
2. *Curle N.* The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound // Proc. Roy. Soc. London A. 1955. V. 2. P. 505–514.
3. *Powell A.* Theory of vortex sound // J. Acoust. Soc. Am. 1964. V. 36. № 1. P. 179–195.
4. *Doak P.E.* Acoustic radiation from a turbulent fluid containing foreign bodies // Proc. Roy. Soc. London A. 1960. V. 254. P. 129–145.
5. *Юдин Е.Я.* Исследование шума вентиляторных установок и методов борьбы с ним // Труды ЦАГИ, вып. 713. Оборонгиз, 1958. 227 с.
6. *Хорошев Г.А., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф.* Борьба с шумом вентиляторов. М.: Энергоиздат, 1981. 144 с.
7. *Караджи В.Г., Северина Н.Н., Соломахова Т.С., Юдин Е.Я.* Исследование шума радиальных вентиляторов и способы его снижения: Обзор. М.: Энергетическое машиностроение, 1982. 44 с.
8. *Соломахова Т.С., Чебышева К.В.* Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 177 с.
9. *Мушин А.Г., Кузнецов В.М., Леонтьев Е.А.* Аэродинамические источники шума. М.: Машиностроение, 1981. 248 с.
10. *Соломахова Т.С.* Радиальные вентиляторы. Аэродинамика и акустика. М.: Наука. 2015. 460 с.
11. *Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф.* Механизм излучения звука турбулентностью вблизи твердого тела // Механика жидкости и газа. 2008. Т. 43. № 1. С. 98–109.
12. *Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф., Остриков Н.Н.* Новая интерпретация излучения звука плохообтекаемыми телами в приложении к задаче снижения шума / XX сессия РАО. М.: ГЕОС, 2008. С. 311.
13. *Bashenov D.V., Bashenova L.A.* Noise and vibration of centrifugal fans. Noise control in Russia / In series: Applied Physics Engineering, 1992.
14. *Youjun Zhan.* Analysis of flow field and noise radiated from axial fan / The 37th International Congress. October 26–29, 2008.
15. *Lloyd A., Peake N.* Rotor–stator broadband noise prediction / 14-th AIAA Aeroacoustics Conference, Vancouver, Canada. 7–9 May, 2008. P. 13.
16. *Hogan J.D., Hall J.W.* Experimental study of pressure fluctuations from yawed circular cylinders // AIAA J. 2011. V. 49. № 11.
17. *Баженова Л.А.* К вопросу о механизме возникновения вихревого звука при обтекании потоком неподвижных твердых тел / Сборник трудов научной конференции, посвященной 100-летию А.В. Римского-Корсакова. М.: ГЕОС, 2010. С. 69–80.
18. *Баженов Д.В., Баженова Л.А., Гладиллин А.В., Догадов А.А., Миронов М.А.* Шумы и вибрации судовых вентиляционных систем и способы их снижения. Санкт-Петербург: ФГУП “ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова”, 2009. 125 с.
19. *Баженов Д.В., Баженова Л.А., Водопьянов В.Г., Римский-Корсаков А.В.* Метод исследования нестационарных аэродинамических пульсаций давления на вращающихся лопастях вентилятора / Акустика турбулентных потоков. М.: Наука, 1983. С. 130–136.
20. *Баженова Л.А.* Влияние внешних воздействий на характеристики вихревого звука // Акуст. журн. 2012. Т. 58. № 4. С. 411–418.