

УДК 621.313.001: 534.835.34

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ АНАЛИЗА СТРУКТУРЫ АКУСТИЧЕСКИХ И ВИБРАЦИОННЫХ ПОЛЕЙ, ФОРМИРУЮЩИХСЯ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

М.Ю. Либерман, Б.И. Зубренков, А.О. Грабилин
(ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ»)

Приведены результаты теоретического анализа и экспериментального исследования структуры акустических и вибрационных полей, формирующихся в системе воздушного охлаждения электродвигателей специального назначения. Установлено, что в полостях и в ограждающих конструкциях полостей системы охлаждения возбуждаются как чисто акустические и чисто структурные, так и связанные структурно-акустические моды собственных колебаний. Определены основные механизмы генерации шума в системе охлаждения, рассмотрены общие принципы проектирования малошумных систем охлаждения электродвигателей.

Ключевые слова: система воздушного охлаждения, аэродинамический шум, акустическая мода, структурная мода, связанная структурно-акустическая мода, принцип взаимности, акустическая интенсивность.

Одной из важных характеристик современных электродвигателей специального назначения является уровень излучаемого ими акустического шума. К основным первичным источникам шума в электродвигателях можно отнести: «структурные» (вибрационные) шумы, обусловленные возбуждением вибрации в конструктивных элементах электродвигателя, и шум аэродинамического происхождения [1].

В частности, излучение «структурного» шума электромагнитного происхождения (на «зубцовой» частоте и её гармониках) обусловлено вибрациями, возбуждающимися при взаимодействии электромагнитных полей статора и ротора. Излучение «структурного» шума механического происхождения обусловлено вибрациями, возбуждающимися в подшипниковых узлах ротора. Вибрации передаются с конструктивных элементов на корпусные конструкции электродвигателя, и при изгибных колебаниях корпуса излучается «структурный» (вибрационный) шум.

Шум аэродинамического происхождения излучается при работе вентилятора в системе охлаждения обмоток электродвигателя. Этот шум генерируется вследствие вихреобразования в воздушных потоках, распространяющихся по межлопаточным каналам колеса вентилятора. Акустическое поле формируется в полости системы охлаждения, затем волны проходят через входной коллектор в окружающее пространство.

Благодаря совершенствованию электромагнитных систем и использованию прецизионных подшипниковых опор ротора обеспечивается существенное снижение уровней «структурного» шу-

ма, излучаемого корпусом электродвигателя. Вследствие этого во многих случаях в электродвигателях специального назначения наиболее интенсивный шум излучается системой воздушного охлаждения. При этом интенсивный шум аэродинамического происхождения излучается преимущественно со стороны всасывания системы охлаждения (в направлении оси двигателя), а со стороны нагнетания уровни аэродинамического шума незначительны.

С учётом специфических особенностей систем охлаждения электродвигателей специального назначения наиболее эффективным методом снижения уровней аэродинамического шума, излучаемого при работе системы, является повышение качества акустического проектирования этих систем на основе теоретических и экспериментальных исследований основных механизмов генерации шума. Применение глушителей аэродинамического шума в этом случае нецелесообразно, поскольку приведёт к увеличению габаритов электродвигателя.

Как отмечалось в работе [2], генерация аэродинамического шума обусловлена интенсивным вихреобразованием в воздушном потоке, которое обусловлено отрывом пограничного слоя при обтекании лопаток колеса вентилятора. При этом генерируется как широкополосный «вихревой» шум, так и тональные составляющие шума от неоднородности потока (обусловленного взаимодействием образующегося за лопаткой вихревого следа с входным коллектором).

Для эффективного снижения уровней аэродинамического шума используется комплексный

подход. Совершенствование аэродинамической схемы колеса вентилятора [1] (геометрических параметров межлопаточных каналов) позволяет уменьшить интенсивность вихреобразования в каналах (благодаря смещению точки отрыва пограничного слоя к выходному сечению межлопаточных каналов) и за счёт этого снизить уровни «вихревого» шума. Ослабление тональных составляющих шума от неоднородности потока обеспечивается благодаря оптимизации величины зазора между колесом и входным коллектором.

Кроме того, для эффективного ослабления тональных составляющих необходимо устранить возможность резонансного усиления этих составляющих [3] при совпадении частоты тональной составляющей с одной из собственных частот элементов системы охлаждения (полости, ограниченной ограждающей конструкцией, а также конструктивных элементов системы).

Для разработки методических основ проектирования малозумных систем охлаждения были проведены исследования виброакустических характеристик применительно к асинхронным электродвигателям специального назначения типа 4АН280А2 и 4АН280А4. Для этих электродвигателей максимально допустимые значения уровней шума и вибрации ограничены отраслевыми требованиями.

Система воздушного охлаждения, непосредственно встроенная в корпус электродвигателя, используется для охлаждения обмоток статора и ротора. Она состоит из рабочего колеса вентилятора, закреплённого на валу ротора, и ограждающих конструктивных элементов: входного коллектора и брызгозащитной крышки, которые крепятся к цилиндрическому корпусу электродвигателя (одновременно являющемуся и корпусом системы охлаждения), а также обмоток ротора и статора. Брызгозащитная крышка, установленная на всасывании системы, выполнена в виде тонкой круглой пластины, диаметр которой равен диаметру корпуса электродвигателя.

Воздушный поток засасывается в систему охлаждения через щель между крышкой и коллектором, проходит через коллектор в колесо, затем через межлопаточные каналы выходит в полость системы охлаждения и обтекает обмотки статора и ротора, а потом выходит через отверстия в корпусе электродвигателя (жалюзи).

Основное различие между электродвигателями типа 4АН280А2 и 4АН280А4 заключается в кон-

струкции колеса вентилятора и частоте вращения ротора.

В электродвигателе типа 4АН280А2 использовано колесо с шестью загнутыми назад лопатками, вращающееся с частотой 50 Гц (3000 1/мин), а в электродвигателе типа 4АН280А4 использовано колесо с 21 плоской радиальной лопаткой, вращающееся с частотой 25 Гц (1500 1/мин). Поскольку частота вращения колеса в электродвигателе типа 4АН280А2 в два раза выше, чем в электродвигателе типа 4АН280А4, при проектировании рабочего колеса (с шестью загнутыми назад лопатками) были использованы методы компьютерного моделирования аэродинамических процессов в межлопаточных каналах, чтобы снизить уровни излучаемого колесом аэродинамического шума за счёт минимизации размеров зоны отрыва пограничного слоя благодаря смещению точки отрыва к выходу из межлопаточного канала.

Проектирование малозумных систем охлаждения должно основываться на анализе особенностей процессов формирования акустических и вибрационных полей в системе охлаждения. Сначала «первичная» акустическая энергия («вихревой» шум) генерируется в межлопаточных каналах колеса (при отрыве пограничного слоя). Затем в полости системы охлаждения формируется акустическое поле, структура которого зависит от формы и размеров полости. Для прогнозирования уровней «вихревого» шума используются приближенные методики расчёта [1 – 3], основанные на использовании компьютерного и физического моделирования [3].

Структура акустического поля в замкнутом объёме, в частности, в объёме основной полости (полости № 1), ограниченном цилиндрическим корпусом системы охлаждения, коллектором и обмотками, определяется, преимущественно, параметрами мод собственных колебаний этого объёма. Кроме того, акустические собственные моды колебаний возбуждаются в дополнительной полости (полости № 2), ограниченной крышкой и коллектором. Полости № 1 и 2 соединены между собой через отверстие коллектора.

Помимо акустических мод в наименее жёстких конструктивных элементах системы охлаждения (прежде всего в крышке и в коллекторе) возбуждаются структурные моды изгибных колебаний. Структурные моды крышки возбуждаются звуковыми волнами, которые генерируются в межлопаточных каналах колеса и через входной коллектор проходят в полость № 2. Кроме того, вибрационная

энергия передается на крышку с корпуса электродвигателя.

Таким образом, «вихревой» шум оказывает воздействие на объём полости № 1 и на корпусные конструктивные элементы системы охлаждения (прежде всего на коллектор и на крышку).

В результате этого воздействия «первичная» акустическая энергия (энергия «вихревого» шума) трансформируется в энергию акустических мод собственных колебаний объёма полостей (№ 1 и 2) и в энергию структурных мод собственных изгибных колебаний конструктивных элементов, которые ограждают эти полости (в частности коллектора и крышки).

Затем вибрационная энергия, которая распределяется преимущественно между собственными «структурными» модами колебаний, в области средних и высоких частот (когда длина изгибной волны в конструкции меньше длины звуковой волны в воздухе) снова трансформируется в акустическую энергию. Изгибные колебания конструктивных элементов сопровождаются излучением «структурного» шума.

К наиболее эффективным источникам «структурного» шума относятся элементы системы охлаждения с максимальной вибровозбудимостью и максимальными значениями коэффициентов излучения звука (коллектор и крышка).

После включения вентилятора в элементах системы охлаждения (в полостях № 1 и 2, в ограждающих полости конструкциях) в результате отклика на воздействие «первичных» источников энергии возбуждаются собственные моды акустических и вибрационных полей. При этом плотность акустической энергии в полостях и вибрационной энергии в конструктивных элементах сначала увеличивается, система функционирует в нестационарном режиме. Затем в результате взаимного обмена между энергией акустического поля, формирующегося в полостях № 1 и 2, и энергией вибрационного поля (в ограждающих полости конструкциях) в системе устанавливается стационарный режим, при котором количество энергии, генерируемой первичным источником, и потери энергии в системе равны между собой.

На эффективность акустического излучения элементов системы охлаждения существенное влияние оказывает взаимодействие (связанность) между акустическими и вибрационными полями системы охлаждения. В частности отклик полости (в виде возбуждающихся в ней акустических мод собственных колебаний) связан со структурным возбуждением ограждающих полость конструкций и наоборот: отклик

конструкции (в виде возбуждающихся в ней «структурных» мод) связан с возбуждением акустических мод в полости.

В соответствии с принципом взаимности Максвелла [4] в линейной упругой среде отношение амплитуды возбуждающей силы (звукового давления P_1) в точке возбуждения (точке 1) к амплитуде объёмной колебательной скорости Q_2 в точке наблюдения (точке 2) не изменится в случае, если поменять местами точки возбуждения и наблюдения. Между акустическими полями в двух полостях происходит обмен энергией, этот процесс описывается с использованием принципа взаимности. Применительно к задачам акустики принцип взаимности был сформулирован Лямшевым в следующем виде [4]:

$$(P_{2k} / Q_{1k})|_{Q_{2k}=0} = (P_{1k} / Q_{2k})|_{Q_{1k}=0}, \quad (1)$$

т. е. отношение амплитуды звукового давления P_{2k} в точке $2k$ объёма полости № 2 к амплитуде объёмной скорости Q_{1k} в точке $1k$ объёма полости № 1 равно отношению амплитуды звукового давления P_{1k} в полости № 1 к амплитуде объёмной скорости Q_{2k} в полости № 2.

Для анализа процессов взаимодействия связанных между собой акустического и вибрационного полей (формирующихся, соответственно, в полости и в конструкции, ограждающей полость) используется более общая формулировка принципа взаимности. С её помощью описывается взаимодействие между откликом ограждающей конструкции на воздействие акустического поля, формирующегося в полости, и откликом полости на воздействие вибрационного поля, формирующегося в конструкции. В задачах виброакустики принцип взаимности формулируется в виде [4]:

$$(P_i / F_j)|_{Q_j=0} = (-v_j / Q_i)|_{F_j=0},$$

где P_i – амплитуда звукового давления в точке i полости; F_j – амплитуда силы, возбуждающей изгибные колебания ограждающей конструкции в точке j ; v_j – амплитуда виброскорости в точке j конструкции (при изгибных колебаниях); Q_i – амплитуда объёмной колебательной скорости в точке i полости. На основе принципа взаимности устанавливается связь между откликом ограждающей полость конструкции (амплитуда виброскорости v_j) на воздействие акустического поля, формирующегося в полости, и откликом полости (ам-

плитуда объёмной скорости Q_i) на воздействие вибрационного поля, формирующегося в конструкции.

Структура акустического поля в полости № 1 зависит от её модальной характеристики. При воздействии звуковых волн, которые генерируются в полости, на ограждающую конструкцию возбуждаются изгибные колебания ограждающей полости конструкции, причём вибрационная энергия распределяется преимущественно между структурными модами собственных колебаний конструкции.

Для анализа структуры вибрационных и акустических полей, формирующихся в системе охлаждения, следует использовать принцип взаимности в сочетании с модальным анализом применительно как к полости, так и к ограждающей конструкции.

Звуковые волны, излучаемые колесом в направлении всасывания через коллектор, проходят в полость № 2 и возбуждают акустические моды этой полости. Затем при возбуждении изгибных колебаний ограждающих конструкций двух полостей звуковыми волнами энергия акустических мод трансформируется в энергию «структурных» мод, возбуждающихся в коллекторе и в крышке. При изгибных колебаниях конструкции излучаются звуковые волны («структурный шум»), т. е. энергия «структурных» мод снова трансформируется в энергию акустических мод. При изгибных колебаниях коллектора звуковые волны излучаются в объём обеих полостей № 1 и 2. При изгибных колебаниях крышки звуковые волны излучаются в объём полости № 2 и в окружающее пространство.

Для определения параметров чисто акустических мод собственных колебаний объёма полости используется упрощённая расчётная модель, в соответствии с которой эти моды возбуждаются в объёме полости с абсолютно жёсткими границами.

В этом случае решение однородного уравнения Гельмгольца может быть представлено (исходя из принципа модальной декомпозиции) в виде суммы всех акустических мод собственных колебаний, возбуждающихся в объёме полости. Широкополосный «вихревой» шум, излучаемый колесом в объём полости № 1, возбуждает все моды собственных колебаний этого объёма. Звуковое давление в суммарном акустическом поле, которое возбуждается в объёме полости № 1, вычисляется путём линейной суперпозиции звуковых давлений, создаваемых всеми источниками звука (акустиче-

скими модами). В соответствии с этой модальной моделью в произвольной точке \vec{r} полости № 1 амплитуда звукового давления [5]:

$$p(\vec{r}) = \sum_{n=0}^{\infty} [p_n(t)\psi_n(\vec{r})],$$

где $p_n(t)$ – амплитуда звукового давления при возбуждении акустической моды с номером n на её собственной частоте ω_n ; $\psi_n(\vec{r})$ – функция, описывающая форму этой акустической моды (с номером n).

В соответствии с принципом взаимности (1) часть энергии акустического поля, сформировавшегося в полости № 1, трансформируется в энергию акустических мод собственных колебаний объёма полости № 2.

Для полостей, имеющих форму прямоугольного параллелепипеда (с жёсткими границами) решение уравнения Гельмгольца может быть представлено в виде трёхчастных решений (для каждой из трёхкоординатных осей x, y, z) в следующем виде:

$$\varphi(x, t) = C \cos(n_1 \pi x / l_1) \exp(j\omega t),$$

где l_1 – габаритный размер полости (вдоль оси x); t – время; C – константа; φ – потенциал колебательной скорости; $n_1 = 1, 2, 3...$ В соответствии с этим решением при распространении волн вдоль оси x собственные моды колебаний полости возбуждаются на частотах [3, 6]:

$$f_x = (2n_1 + 1)c_0 / 2l_1, \quad (2)$$

где c_0 – скорость распространения звуковых волн в воздухе.

Вследствие резонанса объёма полости, обусловленного суммированием энергии синфазных колебаний в двух волнах: прямой и отражённой от жёсткой стенки полости, на собственных частотах f_x возбуждаются моды собственных колебаний, представленные в спектре шума тональными составляющими. Аналогичным образом моды возбуждаются при распространении волн вдоль осей y и z .

Поскольку в системе охлаждения электродвигателя типа 4АН280А2 полости № 1 и 2 ограничены конструктивными элементами сложной формы, в этих полостях не могут возбуждаться интенсивные акустические моды собственных колебаний. В таких полостях формируется квазидиффузное акустическое поле, поэтому резо-

нансы объёма «размазываются» в пределах частотной полосы, в которой расположены собственные частоты, соответствующие условиям резонанса для отдельных звуковых лучей.

В случае, если «лопаточная» частота $f_{\text{лоп}}$ вентилятора (или её вторая гармоника) попадёт в эту полосу резонансных частот, возможно значительное усиление тональной составляющей, возбуждающейся на частоте $f_{\text{лоп}}$, вследствие резонанса объёма одной из полостей (№ 1 или № 2).

Расчёт параметров акустических мод собственных колебаний объёма полости, имеющей сложную форму ограждающей поверхности, сопряжён с существенными трудностями, обусловленными тем, что в такой полости акустические моды возбуждаются не на отдельных резонансных частотах, а в резонансной полосе частот. В связи с этим для анализа структуры акустического поля в такой полости целесообразно использовать экспериментальные методы исследования.

Для определения частотной полосы, в которой возбуждаются акустические резонансные моды собственных колебаний объёма полостей № 1 и 2, целесообразно провести измерения шумовой характеристики электродвигателя в режиме «выбега» (разгона) ротора. В этом нестационарном режиме частота вращения ротора электродвигателя меняется от 0 до номинального значения частоты вращения (3000 1/мин).

При работе анализатора шума в режиме «Waterfall», который позволяет получать трёхмерные изображения, определяется временная зависимость амплитудно-частотной характеристики электродвигателя. В качестве шумовой характеристики используется трёхмерная амплитудно-частотная характеристика, позволяющая проследить изменения амплитудно-частотной характеристики (зависимости уровня звукового давления от частоты) в зависимости от времени в режиме «выбега» (разгона) ротора.

Измерения в таком нестационарном режиме [6] позволяют определить полосу частот, в пределах которой «размазана» большая часть резонансных собственных частот, на которых в объёме полости могут возбуждаться наиболее эффективные акустические моды. С помощью таких измерений [6] выявляется резонансный режим работы (частота вращения ротора), при котором имеет место резонансное повышение уровня шума, излучаемого системой охлаждения.

В соответствии с принципом взаимности в результате воздействия акустического поля в конструктивных элементах системы охлаждения (в

частности в коллекторе и в крышке) возбуждаются вибрационные поля, которые могут быть представлены в виде суммы чисто «структурных» собственных мод изгибных колебаний каждого конструктивного элемента.

В соответствии с этой расчётной моделью под действием акустической нагрузки (широкополосного «вихревого» шума и акустических мод, возбуждающихся в полости) возбуждаются все «структурные» моды собственных колебаний. Вибросмещение в вибрационном поле, которое возбуждается в конструктивном элементе, вычисляется путём линейной суперпозиции вибросмещений, создаваемых источниками вибрации («структурными» модами).

Тогда для вычисления амплитуды вибросмещения $w(\vec{r}_S)$ в произвольной точке \vec{r}_S на поверхности конструктивного элемента используется выражение [5]:

$$w(\vec{r}_S) = \sum_{p=1}^{\infty} w_p \chi_p(\vec{r}_S),$$

где w_p – амплитуда вибросмещения при возбуждении «структурной» моды с номером p на её собственной частоте ω_p ; $\chi_p(\vec{r}_S)$ – функция, описывающая форму этой «структурной» моды (с номером p). В соответствии с принципом Рэлея-Ритца структурные моды собственных изгибных колебаний корпусных конструкций системы охлаждения возбуждаются на частотах, на которых максимальные значения кинетической и потенциальной энергии практически равны между собой.

В реальной ситуации процессы возбуждения акустических и «структурных» мод собственных колебаний оказывают взаимное влияние друг на друга, поэтому в системе охлаждения возбуждаются «связанные» акустические и структурные моды. На процесс возбуждения «структурных» мод влияет акустическая нагрузка, которая оказывает демпфирующее воздействие на изгибные колебания конструктивного элемента.

При возбуждении акустических мод на ограждающих поверхностях полости в качестве неоднородного граничного условия задаётся распределение нормальной к поверхности компоненты колебательной скорости $v_n(\vec{r}, \omega)$ около ограждающей поверхности (условие Ньюмана). В то же время изгибные колебания ограждающих поверхностей полости оказывают воздействие на акустические

моды, возбуждающиеся в объёме полости. В этом случае в качестве неоднородного граничного условия задаётся распределение амплитуды звукового давления $p(\vec{r}, \omega)$ около ограждающей поверхности полости (условие Дирихле).

В соответствии с теорией «связанных» структурных и акустических мод собственных колебаний при описании процессов возбуждения акустических мод в замкнутом объёме (ограниченном корпусной конструкцией) и структурных мод в корпусной конструкции системы охлаждения используются неоднородные волновые уравнения. Причём решение такого неоднородного уравнения (уравнения Гельмгольца) должно удовлетворять условию излучения, сформулированному Зоммерфельдом [5].

Согласно [5] возбуждение акустических мод в объёме полости системы охлаждения, обусловленное взаимодействием «связанных» структурных и акустических мод собственных колебаний, описывается с помощью неоднородного волнового уравнения:

$$(\partial^2 p_n / \partial t^2) + \omega_n^2 p_n = -[(\rho_0 c^2 S / \Lambda_n) \sum_{p=1}^{\infty} (\partial^2 w_p / \partial t^2) C_{n,p}] + (\rho_0 c^2 / \Lambda_n) [\partial Q_n / \partial t],$$

где ω_n – собственная частота колебаний полости; ρ_0, c – плотность и скорость звука в воздухе; S – площадь поверхности ограждающей конструкции полости; Λ_n, Q_n – соответственно, модальный объём и объёмная скорость акустической моды с номером n ; $C_{n,p}$ – безразмерный коэффициент «связанности» акустических и «структурных» мод,

$$C_{n,p} = (1 / S) \int_S \psi_n(\vec{r}) \chi_p(\vec{r}_S) dS.$$

Согласно [5] возбуждение структурных мод изгибных колебаний конструктивных элементов, обусловленное взаимодействием связанных акустических и вибрационных мод, описывается с помощью выражения:

$$(\partial^2 w_p / \partial t^2) + \omega_p^2 w_p = [(S / \Lambda_p) \sum_{i=1}^{\infty} p_i C_{n,p}] + (F_p / \Lambda_p),$$

где ω_p – собственная частота колебаний ограждающего конструктивного элемента полости; Λ_p, F_p –

соответственно, модальная масса и модальная сила, действующая на ограждающую конструкцию полости.

В элементах системы охлаждения (в полостях и в ограждающих конструктивных элементах) возбуждаются как чисто акустические и структурные моды собственных колебаний, так и «связанные» акустические и структурные моды. В соответствии с принципом взаимности после запуска электродвигателя происходит взаимный обмен энергией между акустическими и структурными модами колебаний.

Для систем охлаждения электродвигателей специального назначения (электродвигателей типа 4АН280А2 и 4АН280А4) теоретическое описание структуры акустических и вибрационных полей, возбуждающихся, соответственно, в объёме полости и в корпусных конструктивных элементах, сопряжено со значительными сложностями. Вследствие сложной формы полостей методы компьютерного моделирования малоэффективны (из-за слишком большого объёма вычислений).

В связи с этим на стадии акустического проектирования маломощных систем охлаждения, используемых в электродвигателях специального назначения, наиболее эффективны комбинированные расчётно-экспериментальные методы исследования.

Современные измерительные технологии позволяют значительно увеличить объём информации о структуре акустических и вибрационных полей, формирующихся в элементах системы охлаждения. На основе анализа результатов экспериментальных исследований можно принять определённые допущения, позволяющие использовать для расчётов упрощённые модели виброакустических процессов в системе охлаждения. В частности, можно принять упрощающие задачу допущения относительно формы полости и граничных условий, чтобы сократить объём расчётов.

На первом этапе экспериментальных исследований с помощью анализатора спектра шума и вибраций типа SVAN-747 были измерены шумовые характеристики четырёх образцов электродвигателя типа 4АН280А2 и трёх образцов электродвигателя типа 4АН280А4. Измерительный микрофон устанавливался на оси электродвигателя на расстоянии 1 м от брызгозащитной крышки системы охлаждения.

Для сравнения были также измерены шумовые характеристики электродвигателя со стороны кор-

пуса (в четырёх точках вокруг корпуса на расстоянии 1 м от его стенки). Кроме того, были измерены вибрационные характеристики крышки и коллектора системы охлаждения.

Анализ результатов экспериментальных исследований виброакустических характеристик электродвигателей типа 4АН280А2 показывает, что наиболее интенсивный шум генерируется в системе охлаждения. В спектре акустического шума (измерялись уровни звукового давления) системы охлаждения, измеренном со стороны всасывания (на оси электродвигателя), на фоне широкополосного шума выделяются тональные составляющие в третьоктавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 160, 315, 630 и 800 Гц. Для всех образцов электродвигателя типа 4АН280А2 уровни звукового давления достигают максимальных значений в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 315 и 160 Гц. При работе электродвигателя без крышки уровни звукового давления в этих третьоктавных полосах (315 и 160 Гц) существенно снижаются.

Появление в спектре шума вентилятора тональной составляющей в третьоктаве со среднегеометрической частотой 315 Гц, по-видимому, обусловлено генерацией аэродинамического шума от неоднородности потока (на «лопаточной» частоте $f_{\text{лоп}}$) в результате взаимодействия вихревого следа (образующегося вследствие отрыва пограничного слоя при прохождении воздушного потока через межлопаточные каналы колеса вентилятора) с коллектором системы охлаждения. В системе охлаждения используется колесо вентилятора с шестью загнутыми назад лопатками, при этом «лопаточная» частота $f_{\text{лоп}}$ примерно равна 300 Гц ($f_{\text{лоп}} = zn/60$ где z, n – соответственно, число лопаток и частота вращения колеса, об/мин). При уменьшении зазора между колесом и коллектором уровень звукового давления снизился на 1 – 3 дБ в диапазоне частот 160 – 500 Гц, и на 4 – 6 дБ в диапазоне частот 630 – 1000 Гц. Этот результат, по-видимому, обусловлен улучшением аэродинамических характеристик вентилятора при уменьшении зазора.

Согласно результатам измерений вибрационной характеристики крышки (акселерометр устанавливался в четырёх точках, в том числе в центре крышки) в спектре выделяются тональные составляющие в третьоктавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 160, 315, 500, 630, 800 и 1600 Гц. Наиболее интенсивные тональные составляющие отмечены в третьок-

тавных полосах со среднегеометрическими частотами 160 и 315 Гц. Более точные измерения вибрационных характеристик (с использованием узкополосного частотного анализа) были проведены с помощью бесконтактного лазерного виброметра типа PSV-400-1 (фирма «Polytec», Германия). Для проведения измерений на крышке была построена «сетка» из 238 измерительных точек, для которых измерены значения колебательной скорости при изгибных колебаниях крышки.

В результате этих измерений установлено, что

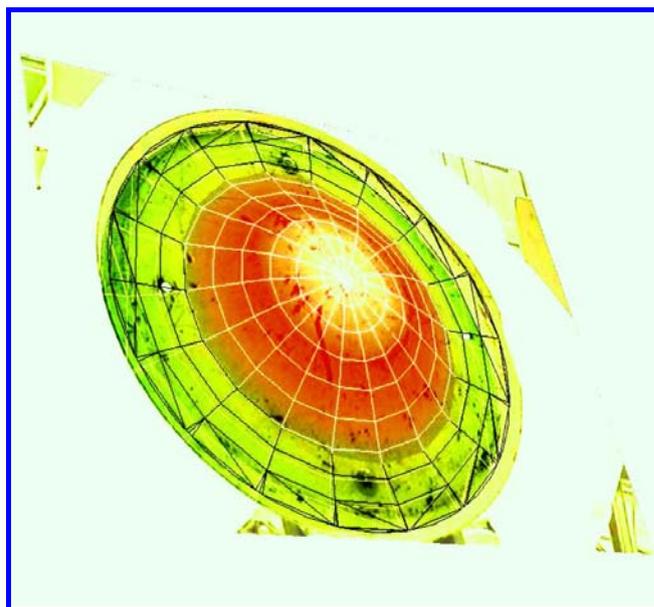


Рис. 1. Собственная мода изгибных колебаний брызгозащитной крышки (частота 173 Гц)

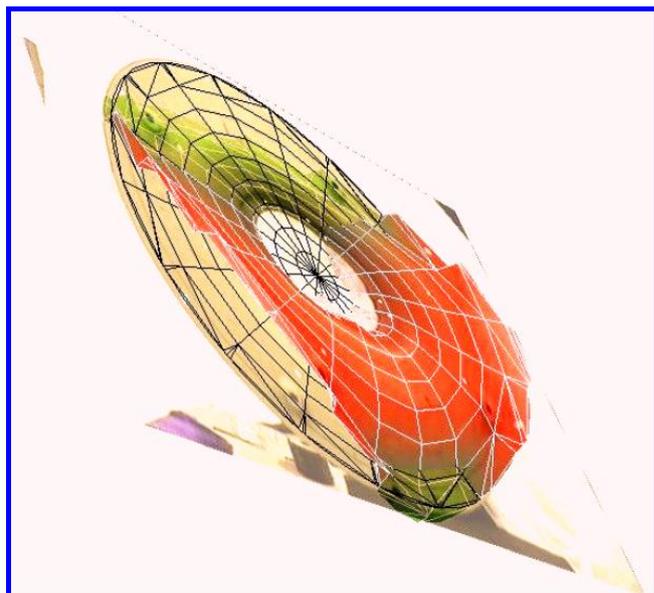


Рис. 2. Собственная мода изгибных колебаний входного коллектора (частота 339 Гц)

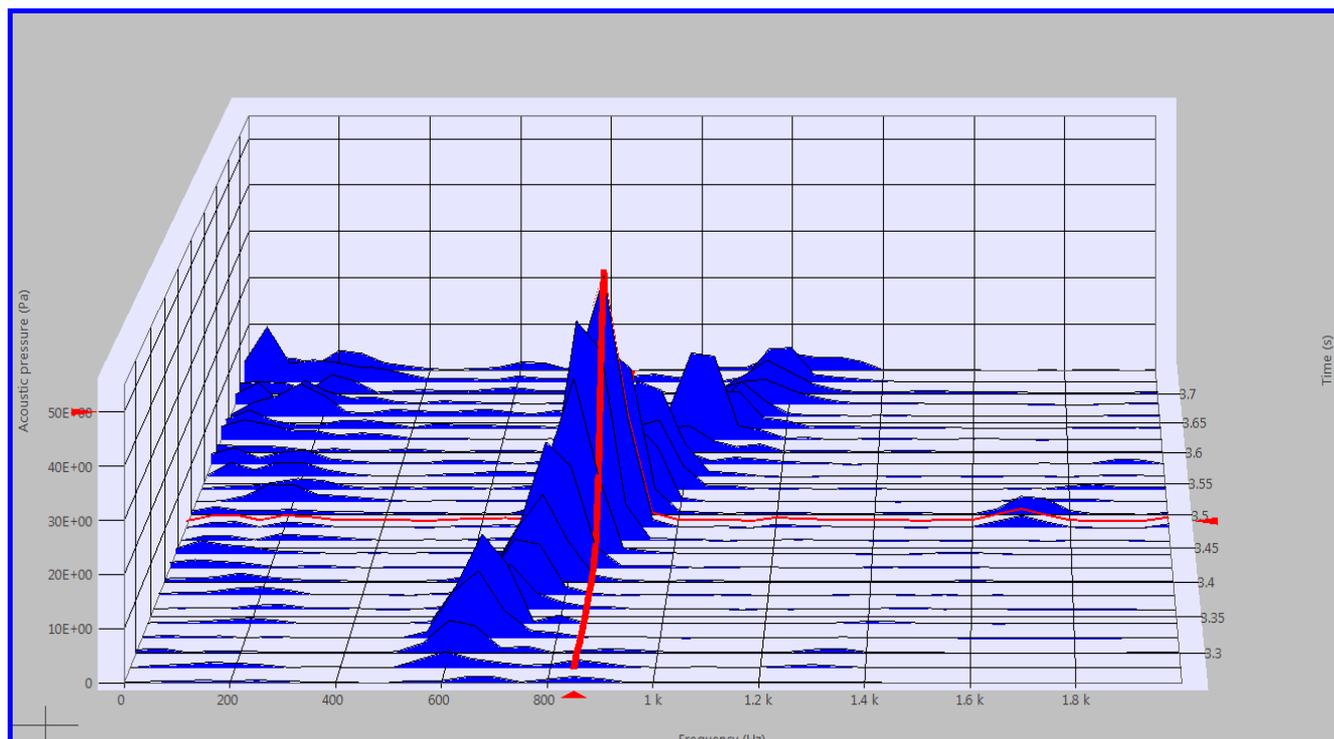


Рис. 3. Шумовая характеристика системы воздушного охлаждения, измеренная в режиме «выбега» электродвигателя 4АН280А2

тональные составляющие возбуждаются на собственных частотах крышки в 173, 323, 387, 493, 579, 786 и 864 Гц. Кроме того, с помощью виброметра типа PSV-400-1 были измерены собственные частоты и формы колебаний входного коллектора системы охлаждения. Измерения были проведены в 196 измерительных точках на поверхности коллектора.

В результате измерений установлено, что при изгибных колебаниях коллектора в вибрационном спектре тональные составляющие возбуждаются на следующих собственных частотах коллектора 339, 476, 591, 698, 976 и 1046 Гц.

В результате измерений, проведённых с помощью виброметра типа PSV-400-1, для первых собственных частот изгибных колебаний брызгозащитной крышки и входного коллектора было определено распределение амплитуд виброскорости на поверхности крышки и коллектора системы охлаждения электродвигателя типа 4АН280А2. При возбуждении (с помощью вибратора) «структурных» собственных мод изгибных колебаний распределение амплитуд виброскорости на поверхности этих конструктивных элементов соответствует форме собственных колебаний. Результаты определения собственных форм изгибных колебаний крышки и коллектора (соответственно, для собственных частот 173 и 339 Гц)

представлены на рис. 1 и 2.

Для разработки эффективных методов снижения уровня шума, излучаемого при работе системы охлаждения, в ходе экспериментальных исследований необходимо получить подробную информацию обо всех основных источниках акустического шума. Первичный источник акустического шума (межлопаточные каналы колеса) расположен в объёме полости № 1, поэтому исследование этого источника шума возможно только с помощью метода акустической интенсивности. Этот метод позволяет проводить измерения в ближней зоне акустического поля [7]. С помощью двухмикрофонного интенсивметрического зонда были проведены измерения величины интенсивности звука в ближней зоне первичного источника акустического шума (межлопаточных каналов колеса).

Для измерений интенсивности звука был использован двухканальный анализатор типа 2034 и двухмикрофонный зонд типа 3519 (фирма «Брюль и Кьер», Дания). Электродвигатель работал без брызгозащитной крышки, при этом двухмикрофонный зонд был размещён в непосредственной близости от входа в межлопаточные каналы колеса. В результате интенсивметрических измерений акустического поля электродвигателя типа 4АН280А2 установлено, что в

спектре интенсивности звука на фоне широкополосного шума выделяются только две тональные составляющие в третьоктавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 315 и 630 Гц. Эти составляющие соответствуют генерации шума от неоднородности потока на «лопаточной» частоте $f_{\text{лоп}}$ и на частоте её второй гармоники $2f_{\text{лоп}}$. Тональные составляющие возбуждаются при взаимодействии вихревого следа, образующегося за лопатками колеса, с входным коллектором.

Таким образом, в процессе генерации чисто аэродинамического шума в межлопаточных каналах помимо широкополосного «вихревого» шума возбуждаются только две тональные составляющие шума от неоднородности потока (на частотах $f_{\text{лоп}}$ и $2f_{\text{лоп}}$). Остальные тональные составляющие, которые выделяются в спектре шума, излучаемого со стороны всасывания системы охлаждения, обусловлены возбуждением акустических собственных мод колебаний в объёме полости системы охлаждения.

Для выявления диапазона частот, в котором могут возбуждаться акустические моды собственных колебаний объёма полостей № 2 и 1, измерения шумовой характеристики электродвигателя типа 4АН280А2 (со стороны всасывания системы охлаждения) были проведены в режиме «выбега». Измерения, проведённые с помощью анализатора шума и вибрации серии ОР3Х (фирма «OROS», Франция), показали (рис. 3), что в режиме «выбега» в системе охлаждения возбуждаются резонансные акустические колебания объёма полости в достаточно широком диапазоне частот: от 600 до 940 Гц (с максимумом на частоте 850 Гц). Кроме того, отмечены спектральные составляющие шума в низкочастотной области (ниже 100 Гц), появление которых обусловлено возбуждением акустических мод объёма звукомерной камеры, в которой проводились измерения.

Анализ результатов измерений шумовых и вибрационных характеристик системы воздушно-го охлаждения электродвигателя типа 4АН280А2 показывает, что в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 160 Гц, в которой возбуждается первая тональная составляющая, расположена первая собственная частота изгибных колебаний крышки (173 Гц). В вибрационном спектре коллектора в низкочастотном диапазоне нет тональных составляющих. Согласно результатам измерений формы изгибных колебаний крышки на частоте 173 Гц (см. рис. 1)

для первой «структурной» моды характерно возбуждение поршневых колебаний центральной части поверхности крышки. В связи с этим изгибные колебания крышки на первой резонансной собственной частоте сопровождаются эффективным излучением «структурного» шума. «Структурная» мода изгибных колебаний крышки, в принципе, может возбудить связанную акустическую моду в объёме полости № 2, а эта акустическая мода может возбудить связанную акустическую моду в полости № 1. Однако с учётом небольших габаритных размеров обеих полостей эффективность возбуждения этих акустических мод согласно расчётной оценке сравнительно невелика.

При работе электродвигателя без крышки этой тональной составляющей в спектре шума системы охлаждения нет. По-видимому, в третьоктаве со среднегеометрической частотой 160 Гц появление тональной составляющей (в спектре шума всасывания) обусловлено излучением «структурного» шума при изгибных колебаниях крышки на первой собственной частоте.

Вторая тональная составляющая в спектре шума системы охлаждения расположена в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 315 Гц.

Как отмечено выше, в этой полосе частот располагается «лопаточная» частота ($f_{\text{лоп}} = 300$ Гц), на которой генерируется акустический шум от неоднородности потока. Кроме того, согласно результатам измерений вибрационных характеристик в этой полосе частот расположены собственные частоты изгибных колебаний коллектора (339 Гц) и крышки (323 Гц). Согласно результатам исследования соответствующих форм собственных колебаний коллектора (см. рис. 2) и крышки при возбуждении этих структурных мод изгибных колебаний коллектор и крышка эффективно излучают «структурный» шум. При работе двух образцов электродвигателя 4АН280А2 без крышки в спектре шума системы охлаждения (со стороны всасывания) уровень второй тональной составляющей (в третьоктаве со среднегеометрической частотой 315 Гц) существенно снизился.

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что в полости № 1 на «лопаточной» частоте колеса возбуждается акустическая мода собственных колебаний. Кроме того, широкополосный аэродинамический шум возбуждает «структурные» моды собственных изгибных колебаний коллектора и крышки (соответственно, на

частотах 339 и 323 Гц). На собственных частотах этих структурных мод коллектор и крышка излучают структурный шум, кроме того, эти моды могут возбуждать связанные акустические моды в полостях № 1 и 2. Эффективное излучение шума брызгозащитной крышкой, по-видимому, обусловлено возбуждением связанной структурной моды колебаний крышки (на частоте 323 Гц). Согласно расчётной оценке в полостях № 1 и 2 в этой частотной полосе эффективность возбуждения связанной акустической моды ограничивается габаритными размерами полостей.

Согласно результатам исследования при проектировании крышки допущена конструктивная ошибка, которая привела к существенному повышению уровня тональной составляющей шума. Собственные частоты изгибных колебаний крышки и коллектора близки к «лопаточной» частоте, на которой в акустическом поле возбуждается тональная составляющая шума от неоднородности потока.

Вследствие воздействия этой тональной составляющей шума на крышку возбуждается связанная структурная мода колебаний крышки. Возбуждение интенсивных изгибных колебаний крышки на собственной частоте (323 Гц) приводит к эффективному излучению «структурного» шума. По-видимому, следует увеличить жёсткость крышки (например с помощью рёбер жёсткости), чтобы сместить первые собственные частоты крышки в высокочастотную область спектра.

В третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 630 Гц в спектре шума возбуждается тональная составляющая на частоте второй гармоники «лопаточной» частоты (600 Гц). Согласно результатам измерений на частоте этой тональной составляющей уровень звукового давления при работе двух образцов электродвигателя без крышки существенно возрастает (на 4 – 7 дБ), при работе с крышкой эта тональная составляющая (600 Гц) не выделяется из широкополосного шума.

В вибрационных характеристиках крышки и коллектора выделяются тональные составляющие, соответственно, на частотах 579 и 591 Гц. Согласно результатам измерений вибрационных характеристик крышки, коллектора и шумовой характеристики системы охлаждения в режиме «выбега» (см. рис. 3), на частоте 600 Гц могут возбуждаться связанные акустические моды собственных колебаний объёма полостей № 1 и 2.

Четвёртая тональная составляющая возбуждается в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 800 Гц. Согласно результатам расчётной оценки (2) и измерений шумовой характеристики системы охлаждения в режиме «выбега» (см. рис. 3) на частоте 850 Гц может возбуждаться наиболее интенсивная акустическая мода собственных колебаний объёма полости № 2. Кроме того, согласно результатам измерений вибрационных характеристик в этой полосе частот расположены собственные частоты изгибных колебаний крышки (786 и 864 Гц). Согласно результатам исследования соответствующих форм собственных колебаний крышки при возбуждении этих структурных мод изгибных колебаний излучение структурного акустического шума крышкой малоэффективно. При работе электродвигателя без крышки уровень звукового давления в третьоктаве со среднегеометрической частотой 800 Гц увеличился на 3 дБ. По-видимому, излучение шума на частоте тональной составляющей (850 Гц) обусловлено возбуждением связанной акустической моды собственных колебаний объёма полости № 2.

В то же время с ростом частоты увеличивается звукоизолирующая способность крышки, поэтому на частоте 850 Гц уровень тональной составляющей, которая возбуждается на собственной частоте полости № 2, существенно снижается вследствие эффективной звукоизоляции волн при прохождении через крышку.

В спектре шума электродвигателя типа 4АН280А4 выделяется одна тональная составляющая: в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 400 Гц. Появление этой тональной составляющей в спектре, по-видимому, обусловлено возбуждением структурной моды изгибных колебаний крышки на собственной частоте 387 Гц. При изгибных колебаниях на этой частоте крышка эффективно излучает структурный шум.

В то же время в спектре шума практически не выделяется тональная составляющая на «лопаточной» частоте: $f_{\text{лоп}} = 525$ Гц. Этот результат обусловлен тем, что, вследствие большого количества лопаток колеса (21 радиальная лопатка) и небольшой частоты вращения колеса (1500 1/мин), эффективность возбуждения шума от неоднородности потока (по отношению к интенсивности широкополосного «вихревого» шума) снижается.

Таким образом, на основе теоретического анализа процессов возбуждения и формирования аку-

стических и вибрационных полей в элементах системы охлаждения в сочетании с экспериментальными исследованиями (на базе современных метрологических технологий) были определены основные механизмы генерации акустического шума в системе охлаждения.

Проблемы, связанные с исследованием структуры акустических и вибрационных полей в полостях (и в ограждающих конструкциях) неправильной формы, успешно решены с помощью использованной методики. В частности, методика позволила выявить основные чисто акустические и структурные моды собственных колебаний, а также эффективные связанные структурно-акустические моды. Эти результаты могут быть использованы для устранения резонансных явлений в системе охлаждения, обусловленных совпадением собственных частот акустических и структурных мод собственных колебаний.

Заключение

Для электрических машин специального назначения одной из актуальных проблем является снижение уровня шума, излучаемого системой воздушного охлаждения обмоток ротора и статора. Генерация шума обусловлена вихреобразованием в межлопаточных каналах колеса вентилятора. Этот шум возбуждает моды собственных колебаний (акустические, структурные и связанные структурно-акустические) в полостях системы охлаждения и в ограждающих полостях конструкций.

Использование современных метрологических технологий (акустической интенсиметрии, бесконтактного лазерного виброметра, анализатора шума и вибраций, работающего в режиме «выбега») позволяет существенно увеличить объем получаемой информации о структуре акустических и вибрационных полей в системе охлаждения.

В результате исследования акустических и вибрационных характеристик электродвигателей типа 4АН280А2 и 4АН280А4 установлено, что формирование акустических и вибрационных полей обусловлено возбуждением как чисто акустических и структурных мод, так и связанных структурно-акустических мод. Возбуждение в брызгозащитной крышке связанной структурной моды (обусловленной воздействием на крышку со стороны формирующегося в полости акустического поля) приводит к эффективному излучению структурного шума (в третьоктаве со среднегео-

метрической частотой 315 Гц) при изгибных колебаниях крышки.

Информация о структуре акустических и вибрационных полей, об источниках акустической энергии может быть использована для разработки эффективных методов снижения уровней шума, излучаемого при работе системы охлаждения. При проектировании систем охлаждения электродвигателей следует исключать возможность возбуждения резонансных колебаний как в объеме полости, так и в ограждающих полость конструктивных элементах (при номинальной частоте вращения ротора). Возбуждение этих резонансных колебаний на собственных частотах может привести к увеличению общего уровня шума, излучаемого системой охлаждения электродвигателя, на 4 – 6 дБ.

Для снижения уровней шума системы охлаждения следует использовать различные методики ослабления структурных и акустических мод собственных колебаний. В частности, методики, основанные на совершенствовании конструкции системы охлаждения (на основе анализа процессов формирования акустических и вибрационных полей в полостях и ограждающих полости конструкций), а также на использовании пассивных средств снижения уровней вибрации и шума (вибропоглощающих покрытий, конструкционных материалов с демпфирующими свойствами).

Литература

1. Methodological foundations of the prediction the levels of the acoustic noise, radiated by electrical machines / A. I. Kaplin, M. Yu. Liberman. // Труды VII Международной научно-технической конференции «Электроэнергетика и электротехника. Проблемы и перспективы» («ЭЛМАШ-2009»). – 2009. – Т. 1. – С. 94 – 99.
2. Либерман М. Ю. Методические основы акустического проектирования систем воздушного охлаждения электрических машин / М. Ю. Либерман // Вопросы электромеханики. Труды НПП ВНИИЭМ. М. : ФГУП «НПП ВНИИЭМ», 2009. – Т. 110. – № 3 – С. 15 – 24.
3. Римский-Корсаков А. В. Физические основы образования звука в воздуходувных машинах / А. В. Римский-Корсаков, Д. В. Баженов, Л. А. Баженова. – М. : Наука, 1988. – 173 с.
4. Fahy F. J. The reciprocity principle and applications in vibro-acoustics / F. J. Fahy // Second International Congress on Recent Developments in air- and structure-borne sound and vibration. – USA, 1992. – Vol. 2. – P. 611 – 618.
5. Fahy F.J., Gordonio K. Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response. Academic Press, London, 2006.

6. The improvement methods of the acoustic design of the cooling systems, used in the special electrical motors / M. Yu. Liberman, A. I. Kaplin, A. O. Grabilin // XII World Electrotechnical Congress. – Moscow. – 2011. – 129 p.
7. Fahy F. J. Sound Intensity. Second Edition. E&FN Spon / F. J. Fahy. – London, 1995.

Поступила в редакцию 06.05.2013

Михаил Юдимович Либерман, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник, т. (495) 366-21-10,
e-mail: mikhail-liberman@rambler.ru.

Борис Иванович Зубренков, канд. техн. наук, зам. главного метролога, т. (495) 366-21-01.
Александр Олегович Грабилин, инженер, т. (495) 366-21-01.