

УДК 621.452.322

ОПЫТ МОДЕЛИРОВАНИЯ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

© 2016 г. К. Р. Пятунин*, **, Н. В. Архарова*, А. Е. Ремизов**

* ПАО «Научно-производственное объединение «Сатурн»

152903 Ярославская обл., г. Рыбинск, пр. Ленина 163

** Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева

152934 Россия, Ярославская обл., г. Рыбинск, ул. Пушкина 53

E-mail: kodlin@bk.ru

Поступила в редакцию 03.07.2015 г.

Представлены результаты численного моделирования шума вентиляторной ступени гражданского авиационного двигателя в дальнем поле. Расчеты нестационарного взаимодействия ротор—статор выполнены с помощью коммерческого программного обеспечения, основанного на решении уравнений Навье—Стокса, с использованием различных моделей турбулентности. Расчеты распространения шума в дальнее акустическое поле выполнены методом граничных элементов с использованием акустической аналогии Лайтхилла без учета среднего течения в канале воздухозаборника. Представлены расчетные уровни звукового давления в точках на расстоянии 50 м от двигателя и приведены диаграммы направленности акустического излучения. Использование вихреразрешающей модели турбулентности для расчетов взаимодействия ротор—статор приводит к увеличению точности прогнозирования уровня шума ступени вентилятора.

Ключевые слова: численное моделирование, взаимодействие ротор—статор, вентилятор, турбореактивный двухконтурный двигатель, шум.

DOI: 10.7868/S0320791916040158

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время острая конкурентная борьба на рынке авиаперевозок привела к новой шкале приоритетов при создании самолетов, в которой второе место после безопасности полетов прочно заняла проблема шума на местности. Особенно остро эта проблема стала сегодня в связи с решениями 38-й Сессии Ассамблеи ИКАО, проходившей в октябре 2013 г. На ней приняты новые, исключительно жесткие нормы по допустимому шуму самолетов, которые вступают в силу уже в 2017 г. Хотя в последние десятилетия в гражданской авиации достигнуты значительные успехи в области снижения шума воздушных судов, определяющая роль в их уровне принадлежит двигателям.

Проектирование малошумных силовых установок для летательных аппаратов является комплексной задачей, решение которой требует не только оптимизации отдельных элементов двигателя, но и всего конструктивного облика в целом. Очень часто требования акустики вступают в противоречие с требованиями прочности, надежности, технологичности и стоимости конструкции. Для современных авиационных двигателей с вы-

сокой степенью двухконтурности характерно доминирующее влияние вентилятора на суммарный уровень шума. В связи с этим достижение требуемых акустических характеристик вентиляторной ступени является одной из первоочередных целей на всех этапах создания двигателя. При этом для оценки эффективности конструктивных мероприятий требуется проведение большого количества экспериментальных работ на открытом испытательном стенде или в специализированных акустических камерах.

Однако процесс натурального эксперимента очень дорогостоящий, поэтому решать задачу о снижении шума необходимо еще на этапе проектирования. Хотя сегодня трехмерные аэроакустические расчеты имеют высокую трудоемкость и требуют наличия серьезных вычислительных мощностей, прогресс в области вычислительной техники, совместно с последними достижениями в численных методах, позволяет решать задачу о моделировании нестационарного взаимодействия ротор—статор и распространения акустических волн на достаточно высоком уровне. Таким образом, основным путем решения проблемы проектирования малошумного двигателя являет-

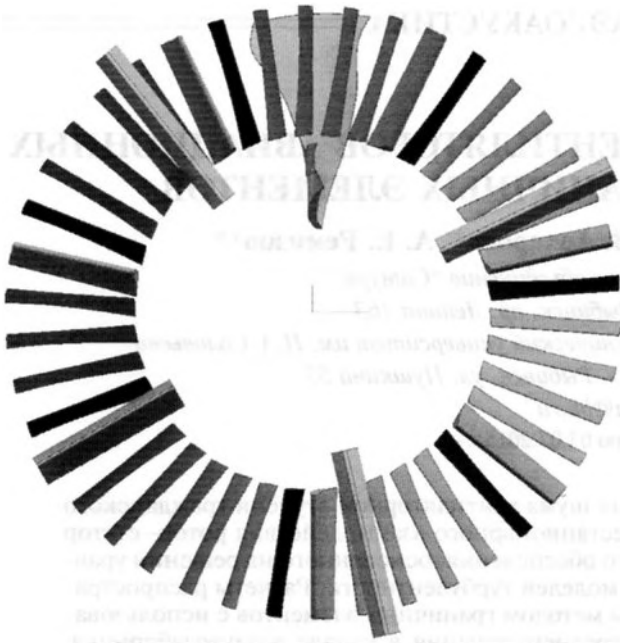


Рис. 1. Геометрическая модель вентиляторной ступени.

ся разработка его комплексной акустической модели, включающей как основные источники шума (вентилятор, турбина, сопло), так и элементы системы шумоглушения.

В данной работе представлены результаты численного моделирования шума вентиляторной ступени перспективного гражданского авиационного двигателя в дальнем поле.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследуемая модельная ступень вентилятора (рис. 1) состоит из рабочего колеса диаметром 0.7 м с широкохордными лопатками без бандажных полок и спрямляющего аппарата второго контура, выполненного по “интегрированной” схеме; спрямляющие лопатки совмещены с профилированными силовыми стойками и составляют один общий лопаточный венец. Направляющий аппарат первого контура (входной направляющий аппарат подпорных ступеней) при проведении расчетов не учитывался, т.к. при данной степени двухконтурности ($m = 8.5$) его влияние на акустические характеристики незначительно.

В связи с тем, что конструкция ступени вентилятора не имеет осевой симметрии и нет возможности смоделировать лопаточные венцы в виде секторов с кратным числом лопаток, аэродинамические расчеты выполнены в “полной” постановке с моделированием всех межлопаточных каналов рабочего колеса и спрямляющего аппарата

вентилятора. В общем случае такой подход приводит к чрезмерно высоким вычислительным затратам, поэтому целью данной работы также является оценка возможности и трудоемкости промышленного применения данной методики для анализа акустических характеристик вентилятора.

ПАРАМЕТРЫ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Наиболее точным подходом к оценке шума от вентилятора с теоретической точки зрения является аэродинамическое моделирование области образования источников; выделение в ближнем поле контрольной поверхности (поверхности Кирхгоффа); определение на этой поверхности нестационарных параметров потока и расчет распространения акустических пульсаций в дальнем поле с использованием аналитических подходов. Для зоны ближнего поля выбирается область вентиляторной ступени, канал воздухозаборника и некоторое пространство перед ним.

В качестве граничных условий на входе в расчетную область задавались постоянные значения полного давления 101 325 Па и полной температуры 288.16 К, что соответствует стандартным атмосферным условиям. На выходе из расчетной области во внутреннем контуре вентилятора задавалась величина массового расхода воздуха, соответствующая режиму работы газогенератора двигателя при заходе на посадку. Во внешнем контуре вентилятора на выходе из расчетной области задавалось осредненное статическое давление. Схема расчетной модели и приложения граничных условий представлена на рис. 2.

Гексагональная блочно-структурированная сетка для аэродинамических расчетов построена с помощью сеткопостроителя AutoGrid, входящего в состав программного комплекса NUMECA. Размерность сеточной модели составляет порядка 60 млн узлов. Условия течения в рабочем колесе вентилятора соответствуют числу Рейнольдса $2.68e+6$. Исходя из этого значения, подобраны параметры расчетной сетки вблизи лопаток. Величина пристеночной ячейки выбиралась по следующей формуле:

$$y_{\text{wall}} = 6 \left(\frac{V_{\text{ref}}}{\nu} \right)^{\frac{7}{8}} \left(\frac{L_{\text{ref}}}{2} \right)^{\frac{1}{8}} Y^+, \quad (1)$$

где y_{wall} , м – высота пристеночной ячейки; V_{ref} , м/с – характерная скорость потока (обычно на входе в лопаточный венец); ν , м²/с – кинематическая вязкость; L_{ref} , м – характерная длина (обычно принимается равная длине хорды лопатки); Y^+ – безразмерное расстояние от стенки. Согласно выражению (1) размер пристеночных ячеек со-

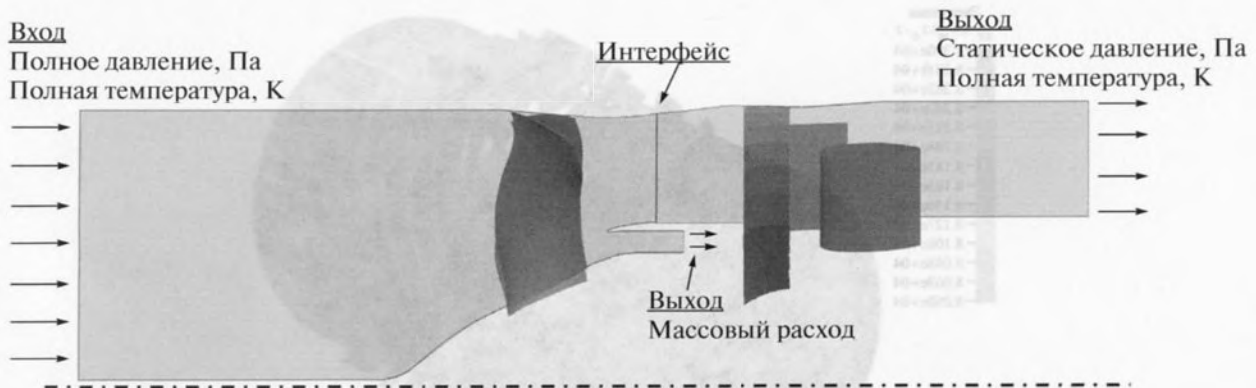


Рис. 2. Схема расчетной модели и приложения граничных условий.

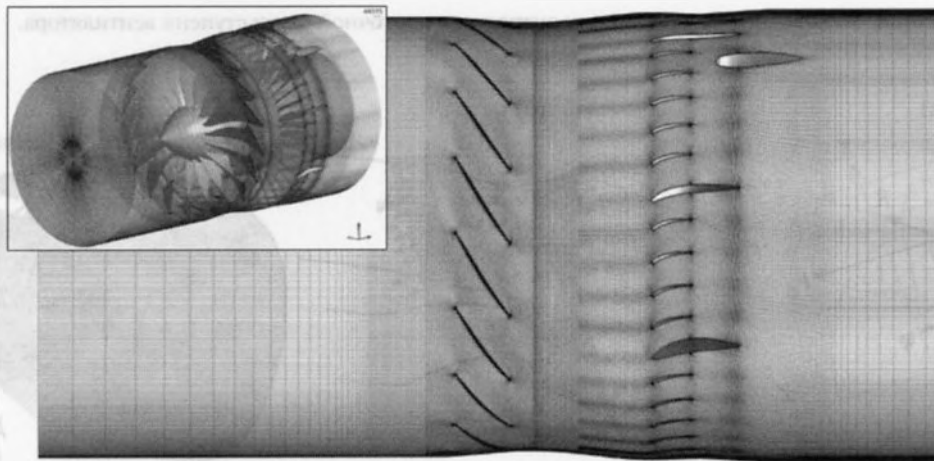


Рис. 3. Сеточная модель для расчета нестационарного взаимодействия ротор-статор.

ставляет $2.63e-5$ м, что соответствует значению параметра $y^+ = 40$. Данная величина является приемлемой при моделировании течений с высоким числом Рейнольдса. Коэффициент роста ячеек по нормали к поверхности лопатки составляет 1.2.

Первоначально был выполнен стационарный расчет ступени вентилятора на режиме захода на посадку. При его исполнении был осуществлен проход по напорной ветке вентилятора. Для этого на выходе из расчетной области во внешнем контуре величина статического давления увеличивалась до выхода характеристик вентилятора на линию рабочих режимов. Данные результаты были использованы в качестве исходных данных для выполнения нестационарного аэродинамического расчета. Расчеты нестационарного взаимодействия ротор-статор осуществлены в программном комплексе ANSYS CFX. Первоначально для аэродинамического моделирования был использован подход, основанный на решении осред-

ненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS). Для замыкания системы уравнений использована двухпараметрическая модель турбулентности $k-e$.

Для того чтобы при моделировании взаимодействия ротор-статор получить установившееся периодическое решение, необходимо исключить отражение волн давления от границ расчетной области. Для этого при построении сетки на входе и выходе расчетной области добавлены специальные участки, где осевые размеры ячеек сильно увеличены. На таких ячейках увеличивается вязкость конечно-разностной схемы, что приводит к затуханию волн давления, идущих к границам расчетной области. Общий вид сеточной модели представлен на рис. 3.

В расчетах использован постоянный шаг по времени, равный $1.118e-5$ с, что соответствует 2500 итераций на один оборот рабочего колеса. Данный шаг по времени выбран из условия ра-

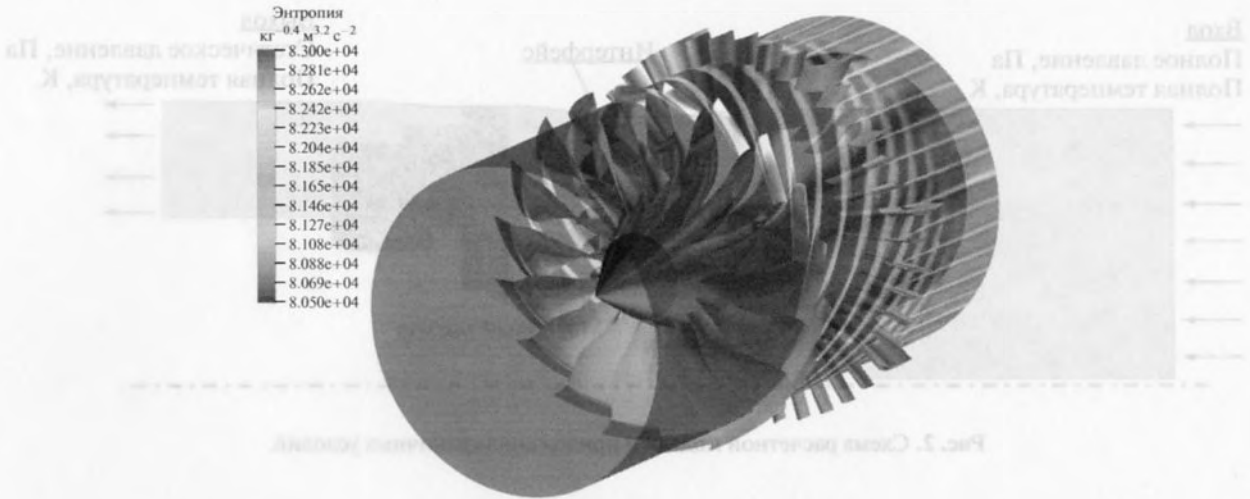


Рис. 4. Мгновенное распределение энтропии в проточной части ступени вентилятора.

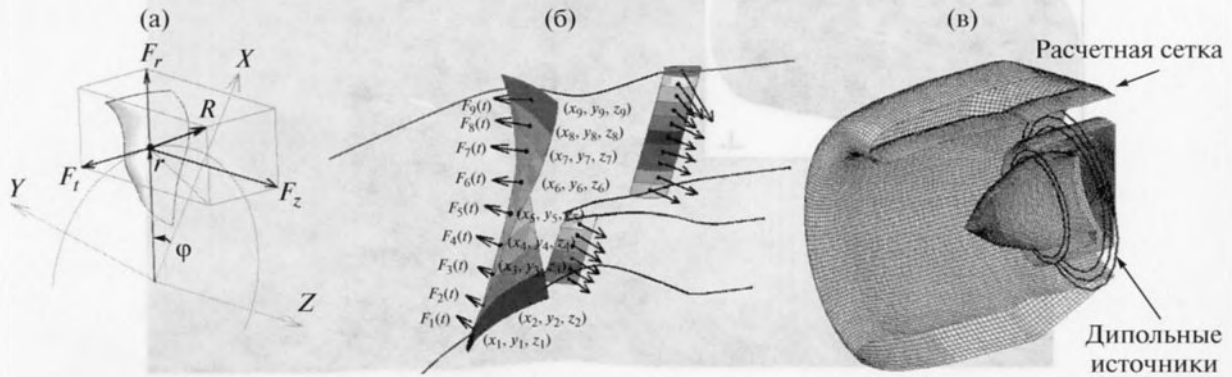


Рис. 5. Преобразование нестационарных аэродинамических сил в акустические источники: (а) три компоненты аэродинамической силы, действующей на лопатку; (б) распределение аэродинамических сил по высоте лопаток; (в) общий вид расчетной модели (LMS Sysnoise) с распределенными по окружности диполями.

венства числа Куранта единице. Для выхода на установившееся периодическое решение потребовалось два полных оборота. Запись нестационарных результатов также производилась в течение двух оборотов. Такие величины дискретизации по времени позволяют рассмотреть звуковые колебания в диапазоне частот от 17 до 45000 Гц.

В общем случае итерационный шаг по времени должен быть не больше обратной величины удвоенной максимальной границы рассматриваемого частотного диапазона:

$$dt = \frac{1}{2v_{max}} \tag{2}$$

Общее время аэродинамического расчета равно величине обратной минимальной границы рассматриваемого частотного диапазона:

$$T = \frac{1}{v_{min}} \tag{3}$$

Таким образом, минимальная частота, а также шаг по ней, напрямую зависят от общего времени аэродинамического расчета следующим образом:

$$dv = v_{min} = \frac{1}{T} \tag{4}$$

На рис. 4 представлено мгновенное распределение энтропии в проточной части вентилятора, полученное в результате нестационарного расчета взаимодействия ротор—статор.

Анализ работ показал, что при моделировании распространения акустических волн в дальнейшем поле делается предположение, что основным источником звукообразования в ступени вентилятора являются пульсации давления на лопатках рабочего колеса и спрямляющего аппарата. В частности, в работе [2] для определения источников звука, генерируемых ступенью вентилятора, производилась запись нестационарных газодинамических нагрузок на лопатках рабочего колеса и

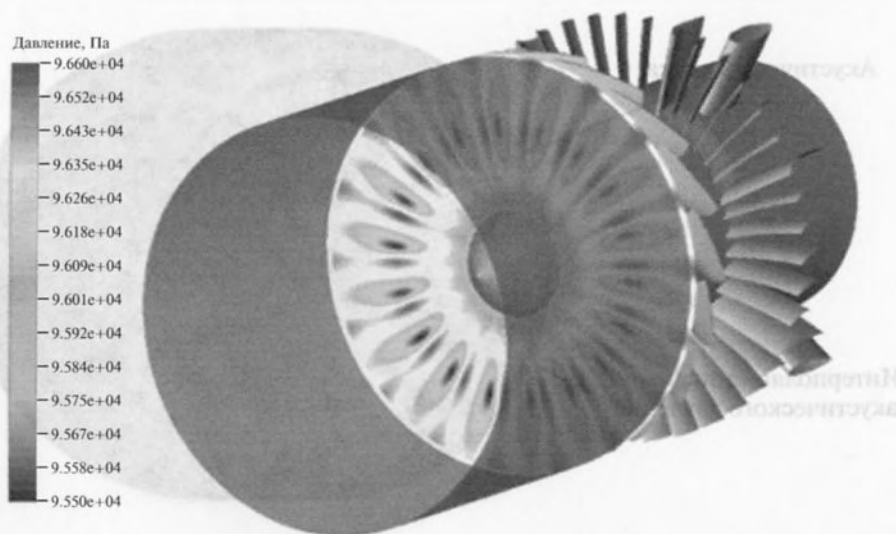


Рис. 6. Мгновенное распределение статического давления в плоскости перед вентилятором.

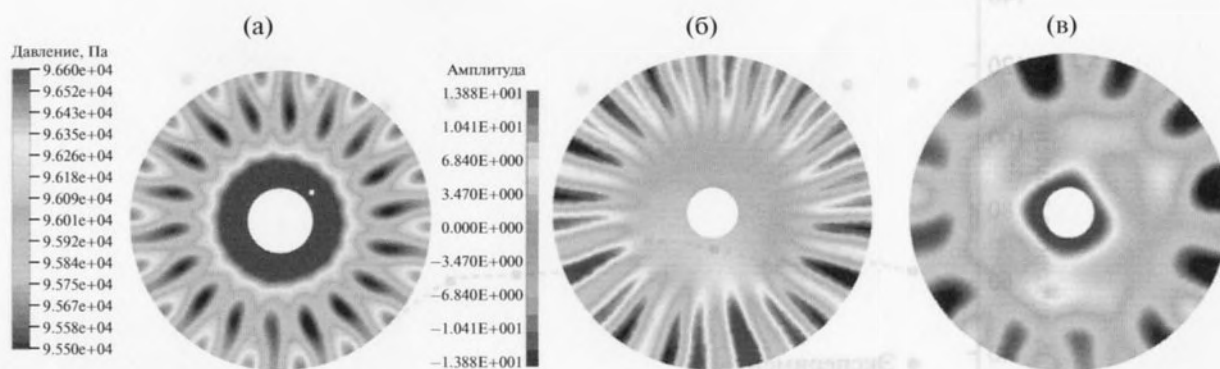


Рис. 7. Преобразование нестационарного поля давления в частотную область: (а) поле статического давления в плоскости перед вентилятором; (б) распределение амплитуд акустического давления на первой гармонике; (в) распределение амплитуд акустического давления на второй гармонике.

спрямляющего аппарата. Полученная временная зависимость нестационарных сил преобразовалась в дипольные акустические источники. Однако описанный выше подход к генерации акустических источников имеет ограничения при использовании в расчетах шума турбомашин, имеющих сложную пространственную геометрию лопаток. Для реальных вентиляторов необходимо производить запись нестационарных аэродинамических нагрузок с учетом их изменения по высоте лопаток. Схема такого подхода представлена на рис. 5.

Однако конструктивные особенности спрямляющего аппарата исследуемой ступени вентилятора в виде разнородных лопаток и отсутствие осевой симметрии также ограничивают использование данного подхода. В связи с этим в работе подход к определению акустических источников

был модифицирован. Для того чтобы смоделировать акустическое поле вентилятора и затем выполнить расчет распространения шума в канале воздухозаборника двигателя и далее в переднюю полусферу, производилась запись нестационарных полей статического давления на контрольной поверхности, расположенной перед вентилятором. На основе полученной временной зависимости с помощью преобразования Фурье получены комплексные амплитуды давления, которые и использовались в качестве источников звука при расчетах распространения шума (см. рис. 6, 7).

Расчеты распространения звуковых волн в дальнем поле выполнены в программном комплексе LMS Sysnoise в постановке Exterior Direct BEM (направленный метод граничных элементов) [2]. Данный метод позволяет использовать только поверхностные расчетные сетки, что дает

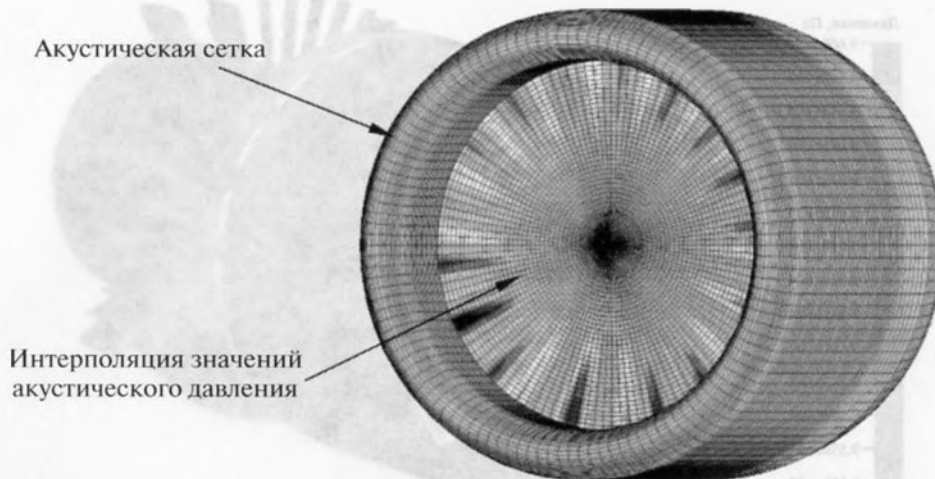


Рис. 8. Общий вид акустической расчетной сетки с приложенными граничными условиями.

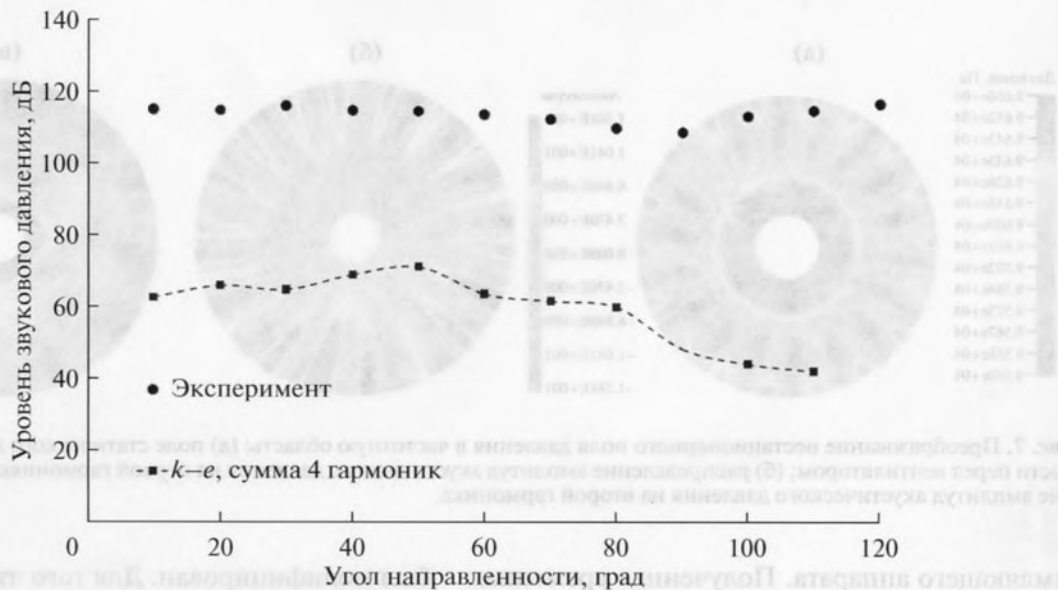


Рис. 9. Диаграмма направленности акустического излучения (сумма 4 гармоник).

возможность расчета трехмерных задач с учетом несимметричности конструкций и любой конфигурации воздухозаборника при низкой вычислительной стоимости. Расчеты выполнены в частотной области для первых четырех гармоник частот следования лопаток рабочего колеса (643.8, 1287.6, 1931.4, 2575.2 Гц), т.к. данные частоты оказывают определяющее влияние на общий уровень шума. Именно на эти частоты приходится максимум акустического излучения. Среднее поле скоростей в канале воздухозаборника и вокруг него в расчетах не учитывалось.

Для расчетов распространения шума в дальнем поле методом граничных элементов использовалась

поверхностная двумерная акустическая сетка, которая описывает геометрию входного устройства двигателя (входной канал и внешние границы). Расчетная сетка построена в сеткопостроителе IСЕМ CFD и содержит квадратные элементы второго порядка (с промежуточными узлами на ребрах элементов). На каждой расчетной частоте производилась интерполяция акустического давления, полученного после преобразования Фурье, на акустическую сетку (рис. 8). Исследование сеточной дискретизации показало, что для приемлемой точности описания звуковых волн во всей области ближнего поля должно выполняться условие: на одну длину волны исследу-

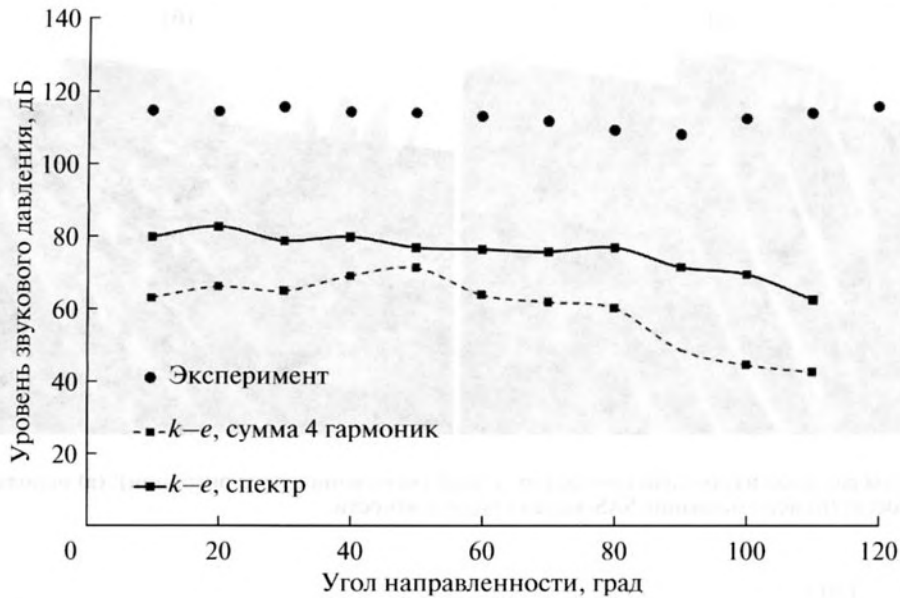


Рис. 10. Диаграмма направленности акустического излучения (сумма частот 2000–6000 Гц).

емого диапазона частот должно приходиться не менее 6 ячеек акустической расчетной сетки [5].

Длина волны колебаний связана с частотой зависимостью

$$\lambda = \frac{a}{\nu}, \quad (5)$$

где a – локальная скорость распространения малых возмущений скорости звука. Следовательно, подробность расчетной сетки ограничена максимальной частотой колебаний через максимальный линейный размер ячейки:

$$l_{\max} = \frac{a}{6\nu_{\max}}. \quad (6)$$

В результате получены уровни звукового давления в точках на расстоянии 50 м от двигателя и построена диаграмма направленности акустического излучения.

На рис. 9 представлена суммарная диаграмма направленности акустического излучения, построенная по сумме первых четырех гармоник на частотах следования лопаток рабочего колеса. Как видно, результаты расчетов имеют значительное расхождение с экспериментальными данными. Максимальное различие по уровню звукового давления составляет около 50 дБ. Однако следует иметь в виду, что экспериментальный шум, кроме шума на основных гармониках частоты следования лопаток, содержит также сумму шумов на соседних частотах. В данном случае ширина полосы частот зависит от разрешающей способности средств измерения и способа обработки сигнала.

Для того чтобы учесть шум на других частотах спектра, был выполнен акустический расчет в частотном диапазоне 20–2000 Гц с шагом 20 Гц, и 2000–6000 Гц с шагом 100 Гц. Результаты данного расчета представлены на рис. 10. Как следует из зависимостей, учет большего количества частот приводит к уменьшению погрешности относительно экспериментальных данных до 35–40 дБ, однако так же не позволяет с достаточной точностью спрогнозировать уровень шума ступени вентилятора.

Отметим, что для акустических расчетов были использованы результаты нестационарных расчетов, полученных на основе решения осредненных уравнений Навье–Стокса. Таким образом, можно смоделировать нестационарное течение воздуха в межлопаточных каналах вентилятора, образование закруточных следов, их колебания и окружное перемещение по мере вращения рабочего колеса. Однако RANS-подход не позволяет смоделировать вихреобразование в закруточных следах и турбулентные пульсации при их распространении. Следовательно, при использовании данного подхода возможно моделирование только тональной составляющей шума вентилятора.

Учет широкополосной составляющей шума возможно с помощью метода моделирования крупных вихрей (LES), однако это потребовало бы больших вычислительных ресурсов и времени моделирования. В рамках инженерной практики сроки проектирования играют значительную роль, поэтому в работе проведены расчеты с использованием гибридной RANS–LES модели

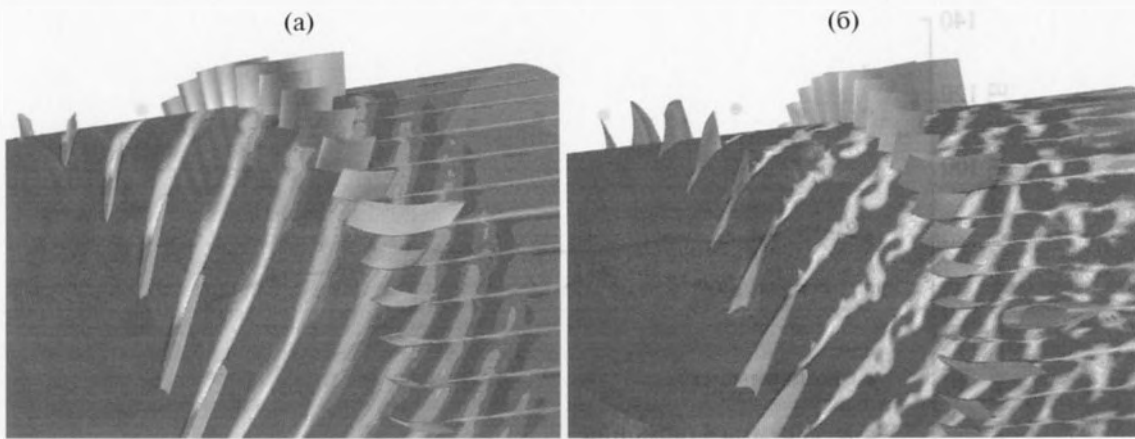


Рис. 11. Результаты расчетов взаимодействия ротор–статор (мгновенное поле энтропии): (а) использование k - ϵ модели турбулентности; (б) использование SAS-модели турбулентности.

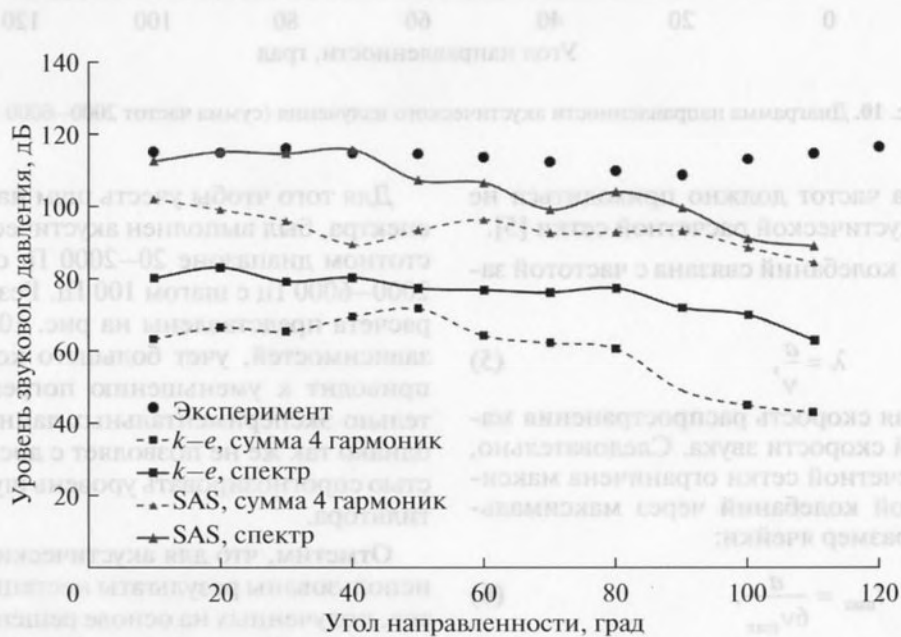


Рис. 12. Суммарные диаграммы направленности акустического излучения, полученные при использовании различных моделей турбулентности.

турбулентности SAS (Scale Adaptive Simulation). Данная модель турбулентности выбрана авторами по результатам ее верификации при решении модельных задач. В некоторых работах данная модель позиционируется как перспективная для акустических задач. В отличие от другой гибридной модели DES (Detached Eddy Simulation), где разделение RANS и LES областей основано на соотношении шага сетки и расстояния до стенки, модель SAS опирается на решение и осуществляет RANS–LES переход по наличию или отсутствию вихревых структур в конкретной области. На рис. 11 представлено сравнение результатов расчетов взаимодействия ротор–статор на k - ϵ и

SAS-моделях. При использовании модели SAS видно наличие вихревых структур, срыв вихрей с поверхности лопаток и их взаимодействие в закруточных следах.

Аналогично были выполнены расчеты распространения шума в дальнем поле методом граничных элементов (рис. 12). Из рисунка видно, что суммарная диаграмма направленности, построенная по сумме первых четырех гармоник, также показывает более низкий уровень шума в сравнении с диаграммой, построенной по сумме частот в диапазоне 20–6000 Гц. Однако, как показали расчеты, использование вихререзающей модели позволяет с достаточной точностью предска-

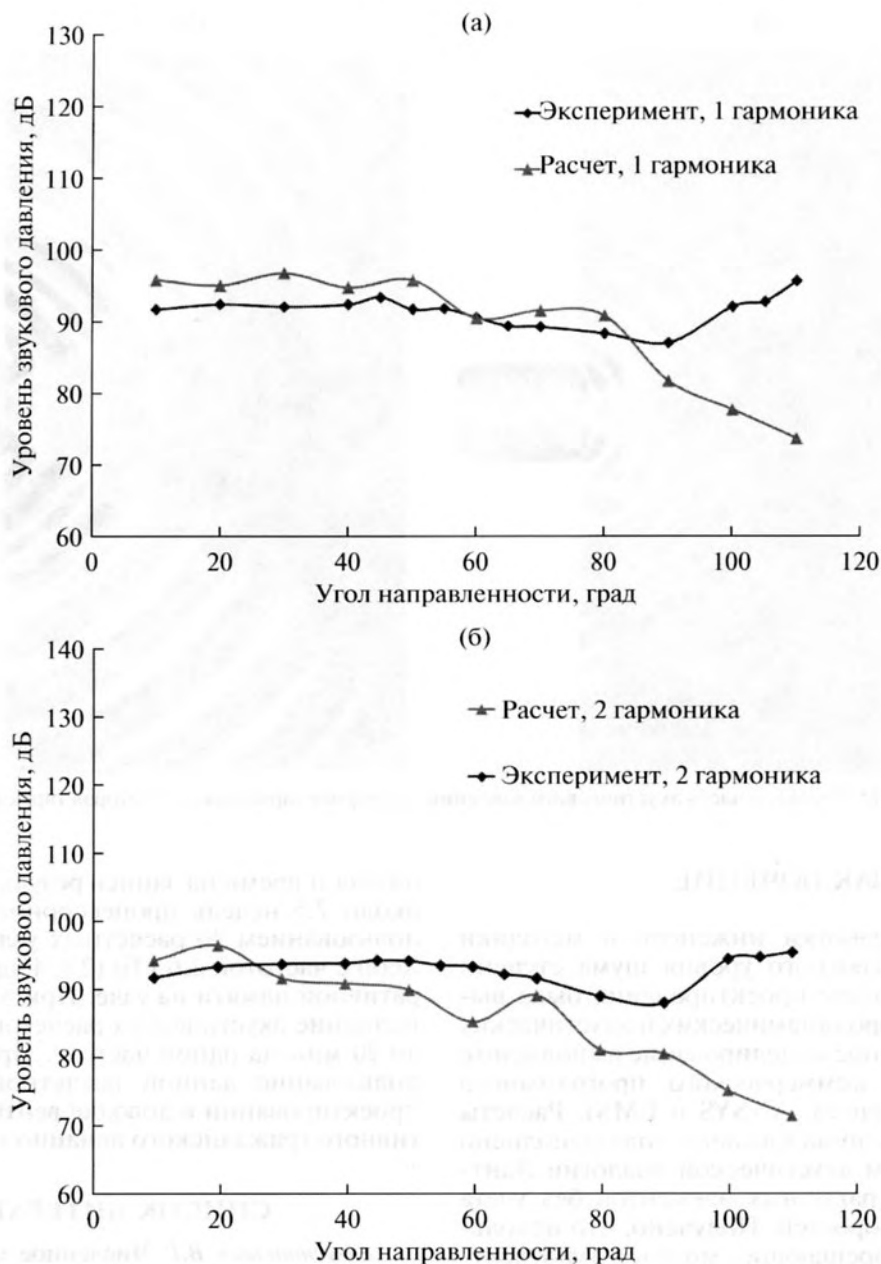


Рис. 13. Диаграммы направленности акустического давления: (а) первая гармоника; (б) вторая гармоника.

зать уровень шума вентилятора в передней полусфере. На углах направленности 10–40 градусов различие между расчетным и экспериментальным уровнем шума составляет от 0 до 3 дБ. На углах направленности 50–90 градусов, где на суммарный уровень шума также оказывает влияние задняя полусфера (измерения проводились без использования акустического барьера) расхождение с экспериментом составляет от 5 до 10 дБ.

Для того чтобы оценить точность представленной методики с точки зрения предсказания уров-

ня шума на отдельных частотах, на рис. 13 представлены диаграммы направленности для первой и второй гармоник частоты следования лопаток вентилятора. Как видно, величина отклонения от эксперимента не превышает 10 дБ, что говорит о возможности исследования вклада отдельных гармоник на суммарный уровень шума вентилятора.

На рис. 14 представлено поле реальной части акустического давления на первой и второй гармониках.

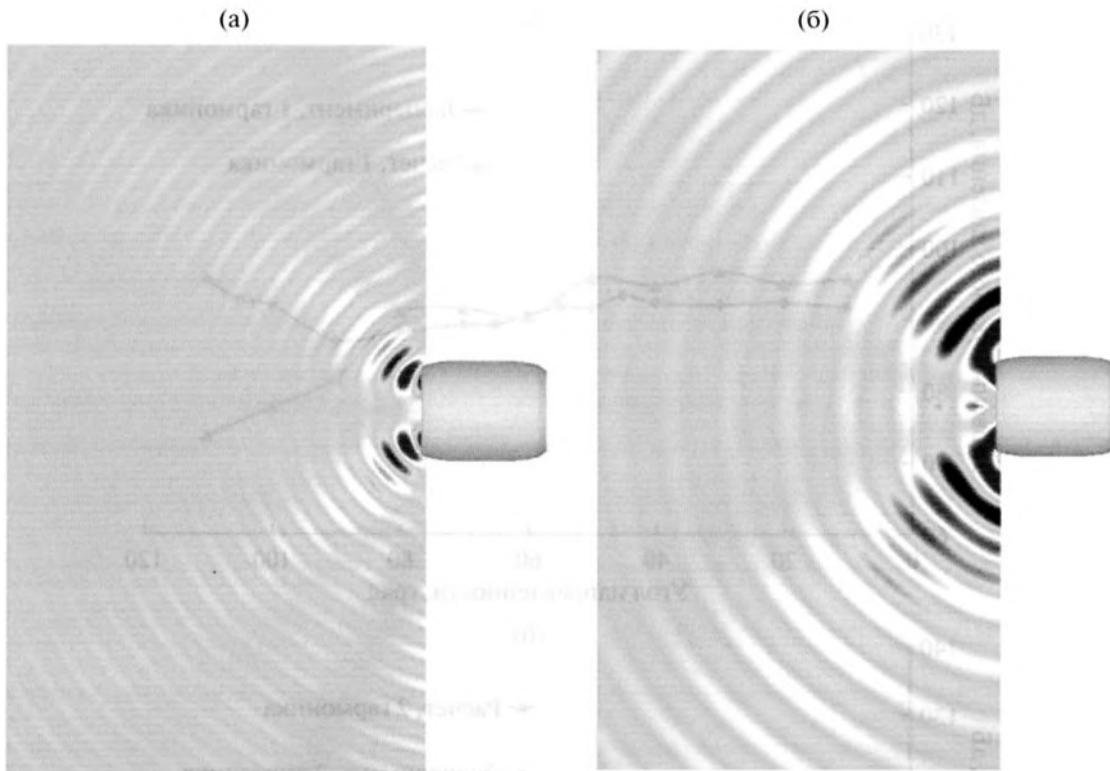


Рис. 14. Реальная часть акустического давления: (а) первая гармоника; (б) вторая гармоника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью разработки инженерной методики для оценки абсолютного уровня шума ступени вентилятора на этапе проектирования была выполнена серия аэродинамических и акустических расчетов. Численное моделирование выполнено с использованием коммерческого программного обеспечения (Numeca, ANSYS и LMS). Расчеты распространения шума в дальнее поле выполнено с использованием акустической аналогии Лайтхилла методом граничных элементов без учета среднего поля скоростей. Получено, что использование вихреразрешающих моделей турбулентности для моделирования нестационарного взаимодействия ротор–статор позволяет получить сравнимые с экспериментом уровни звукового давления. Преимуществами используемого расчетного метода является возможность расчета трехмерных задач с учетом несимметричности конструкции при относительно низких затратах вычислительных ресурсов. К недостаткам метода можно отнести отсутствие возможности учета среднего поля скоростей в канале воздухозаборника, а также ограничения по возможностям расчетов на высоких частотах. В данной работе максимальная расчетная частота составляет 6000 Гц.

Наиболее затратным с точки зрения вычислительных ресурсов является нестационарное аэродинамическое моделирование. Общее время расчетов (время на установление периодического ре-

шения и время на запись результатов) составляет около 2.5 недель процессорного времени с использованием 40 расчетных узлов (CPU 2x Intel Xeon с частотой 2.6 ГГц (2 × 4 ядра)), с 8 GB оперативной памяти на узле. При этом время на выполнение акустических расчетов составляет около 20 мин на одной частоте. Предполагается использование данной расчетной методики при проектировании и доводке вентилятора перспективного гражданского авиационного двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Августиневич В.Г. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. М.: Машиностроение, 2005. 536 с.
2. Tournour M., El Hachemi Z., Read A., Barone F. Investigation of the tonal noise radiated by subsonic fans using the aeroacoustic analogy / Proc. of Fan Noise Symposium, CETIM Senlis, 2003.
3. Giles M.B. Calculation of unsteady wake rotor interaction // AIAA J. Propulsion and Power. 1988. V. 4. P. 356–362.
4. Noise and vibration control in vehicles / Ed. by Crocker M.J., Ivanov N.I. St. Petersburg: Politekhnik, 1993.
5. Reese H., Carolus T. Axial fan noise: towards sound prediction based on numerical unsteady flow data – a case study / Euronoise, Paris, 2008.
6. Maaloum A., Koudri S., Rey R. Aeroacoustic performance evaluation of axial flow fans based on the unsteady pressure field on the blade surface // Appl. Acoust. 2004. V. 65. P. 367–384.