АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ, 2020, том 66, № 6, с. 638–646

АТМОСФЕРНАЯ И АЭРОАКУСТИКА

УДК 621.452.322

ВЛИЯНИЕ ПОДХОДА К МОДЕЛИРОВАНИЮ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА ТОЧНОСТЬ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УРОВНЯ ШУМА ВЕНТИЛЯТОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВУХКОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ[1]

© 2020 г. К. Р. Пятунин[a, b, *], Н. В. Архарова[a], А. Е. Ремизов[b]

[a] *Публичное акционерное общество "ОДК-Сатурн", пр. Ленина 163, Рыбинск, Ярославская область, 152903 Россия*

[b] *Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева, ул. Пушкина 53, Рыбинск, Ярославская область, 152934 Россия*

**e-mail: kirill.pyatunin@uec-saturn.ru*

Поступила в редакцию 18.01.2019 г.
После доработки 12.05.2020 г.
Принята к публикации 07.07.2020 г.

Представлены результаты исследования влияния подхода к моделированию турбулентности при расчете генерации шума ступенью двухконтурного вентилятора на результаты прогнозирования уровня шума. Численные исследования выполнены для модельной ступени вентилятора на основных рабочих режимах, определяющих его акустические свойства. Расчеты уровня шума в дальнем поле выполнены с помощью метода конечных элементов, на основе модального состава генерируемого шума. Проанализировано влияние модели турбулентности на количество и амплитуды акустических мод, возбуждающихся в потоке на основных гармониках частоты следования лопаток вентилятора. Показано, что моделирование анизотропной турбулентности потока при расчете нестационарного ротор-статор взаимодействия позволяет получить близкие к экспериментальным уровни шума.

Ключевые слова: аэроакустика, численное моделирование, ротор-статор взаимодействие, турбулентность, канальные моды, вентилятор, ТРДД, звуковое давление

DOI: 10.31857/S0320791920060088

ВВЕДЕНИЕ

Одним из приоритетных направлений стратегии развития Объединенной двигателестроительной корпорации является увеличение доли гражданской продукции в общем портфеле заказов и выход на международные рынки. Однако в условиях высокой конкуренции на рынке гражданских авиаперевозок необходимо уделять внимание не только технологическому совершенству силовых установок, но и их экологическим характеристикам. Вступление в силу в 2017 г. Главы 14 стандарта ICAO по шуму пассажирских самолетов на местности означает новый виток по принуждению производителей к активной работе по снижению шума, поэтому производители авиадвигателей и самолетов должны действовать в данном направлении совместно.

Разработка современных авиационных двигателей – это комплексный процесс, который характеризуется высокой мультидисциплинарностью. Учет всех противоречивых требований по высоким удельным параметрам, уровню безопасности, экологичности, эргономичности и экономической эффективности в условиях сжатых сроков вывода продукции на рынок возможен только при опережающей отработке всех технических решений средствами вычислительного эксперимента.

Для того чтобы на самых ранних стадиях проектирования спрогнозировать уровень шума авиационного двигателя, необходимо иметь виртуальную модель, отражающую изменение акустических характеристик основных его узлов при изменении облика. Такая модель, с одной стороны, должна обладать достаточной точностью для адекватного отражения малых конструктивных изменений и получения близких к реальным уровней шума, а с другой стороны, должна обладать достаточной "робастностью" и скоростью получения результатов.

[1] Статья подготовлена по материалам доклада на 7-ой всероссийской конференции "Вычислительный эксперимент в аэроакустике", 17–22 сентября 2018 года, г. Светлогорск Калининградской области, http://ceaa.imamod.ru/

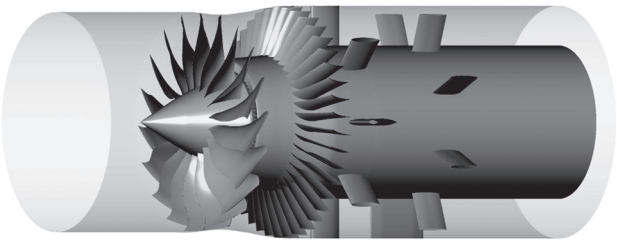

Рис. 1. Геометрическая модель вентиляторной ступени.

Работы в области моделирования генерации и распространения шума вентилятора представлены в работах [1–4]. Следует также отметить работы [5, 6], в которых предложена математическая модель генерации и распространения тонального шума вентилятора ТРДД. Одной из первых работ по применению вихреразрешающих моделей турбулентности для прогнозирования шума вентилятора является работа [7]. Применение гибридных RANS-LES методов также рассмотрено в статье [8]. Схожую тематику имеет также работа [9], в которой выполнено численное исследование акустического поля вентилятора авиационного двигателя, имеющего схему “Открытый ротор”, а также работа [10], в которой выполнен численный анализ шума закапотированного вентилятора авиационного двигателя.

Общие выводы данных работ подтверждают, что использование вихреразрешающего моделирования позволяет добиться лучшей сходимости с данными экспериментов.

В данной статье представлены результаты по настройке промышленной методики расчета шума вентилятора двигателя с высокой степенью двухконтурности. Проведено сравнение результатов расчета, вычисленных с помощью 3D моделирования процесса генерации шума и метода конечных элементов, с экспериментальными данными, полученными при испытании модельного вентилятора в заглушенной камере. Представлена также оценка влияния используемых подходов к моделированию турбулентности (RANS, DES, SAS) на модальный состав и общий уровень шума. Точность разработанной методики оценивается путем сопоставления расчетного уровня звукового давления с экспериментальными значениями, полученными в работе [11] по отдельным гармоникам.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследуемый объект, на примере которого оценивается влияние модели турбулентности, – двухконтурный вентилятор с высокой степенью двухконтурности. Спрямляющий аппарат второго контура является частью силовой схемы компрессора низкого давления (КНД) и имеет равномерно распределенные по окружности силовые спрямляющие лопатки. Специально подобранное количество лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата, а также отсутствие стоек промежуточного корпуса позволяет практически полностью исключить тональный шум на первой гармонике частоты следования лопаток вентилятора за счет реализации явления “отсечки”. Данную схему КНД имеют сегодня такие двигатели как GE90, GEnx, Trent1000, GP7200, LeapX, однако, в отличие от реального ТРДД модельный вентилятор (рис. 1) имеет два ряда стоек, которые обеспечивают силовую связь технологических корпусов. Наличие данных стоек может приводить к возникновению тонального шума на частоте следования лопаток рабочего колеса, поэтому их необходимо учитывать при моделировании.

Для того чтобы рассчитать генерацию шума в ступени вентилятора, необходимо с помощью CFD методов смоделировать все внутренние источники, имея информацию о которых (давления, скорости и их пульсации) можно спрогнозировать уровень звукового давления, который будет иметь место в точке наблюдения в дальнем поле.

МЕТОДИКА ЧИСЛЕНОГО РАСЧЕТА

При разработке аэродинамического проекта КНД, когда по результатам расчетов становятся известны все геометрические и аэродинамические параметры на основных режимах, возможно использование полуэмпирической теории для расчета шума вентилятора, изложенной в работе [12]. Несмотря на то, что данная теория может дать достаточно точное представление об уровне шума вентилятора, работает она только для сравнительно простых конструкций и абсолютно не учитывает трехмерных эффектов и геометрических особенностей конструкции (пространственную геометрию лопаток и сложную структуру потока). Более точную информацию о шуме вентилятора позволяет получить расчет акустических источников на основе нестационарного аэродинамического моделирования. При этом необходимо моделировать не только ротор-статор взаимодействие, но и флуктуации потока, возникающие при нестационарном обтекании элементов конструкции.

Наиболее точным решением данной задачи является прямое численное моделирование (DNS – Direct Numerical Simulation), однако использова-

ние данного подхода в рамках промышленного применения при моделировании лопаточных машин потребовало бы огромных вычислительных ресурсов, что делает решение этой задачи практически невозможным. На сегодняшний день не позволяет решить данную задачу и модель крупных вихрей (LES – Large Eddy Simulation).

Решением данной задачи может стать использование гибридных моделей, которые сочетают в себе возможности RANS и LES подходов. Рассмотрим несколько основных моделей, которые реализованы в коммерческих CFD кодах.

Метод моделирования отсоединенных вихрей – Detached Eddy Simulation (DES). Идея модели DES состоит в том, что одна “базовая” RANS модель работает в режиме RANS только в областях потока, где сетка недостаточна для разрешения турбулентных структур или в режиме LES в остальной части потока. Для пристенных отрывных течений это означает, что LES работает только в отрывных областях, населенных относительно крупными (“отсоединенными”) вихрями, для разрешения которых вычислительные затраты LES приемлемы. RANS работает только в присоединенных областях, населенных мелкими вихрями, для разрешения которых в рамках LES нужны очень мелкие сетки, а RANS является достаточно надежным и “дешевым” подходом.

Метод адаптивных масштабов – Scale Adaptive Simulation (SAS). В отличие от модели DES разделение на RANS и LES происходит по решению: по наличию или отсутствию вихревых структур. В данной модели линейный масштаб определяется не шагом сетки, а решением с помощью подсеточной модели.

Для акустических пульсаций в каналах турбомашин возможно применить теорию распространения звуковых волн в кольцевом или цилиндрическом канале. Звуковые волны в таких каналах распространяются в виде простейших форм колебаний (мод) или их суперпозиции на некоторых резонансных частотах. Для их вычисления вместо прямого численного расчета в канале вентилятора необходимо использовать преобразование Фурье к волновому уравнению, записанному в цилиндрических координатах. Данная схема расчета использована авторами при выполнении данной работы.

Как известно, при ротор-статор взаимодействии на частоте следования лопаток рабочего колеса и ее гармониках возбуждаются только моды, окружное число m которых вычисляется по формуле:

$$m = nB + kV, \tag{1}$$

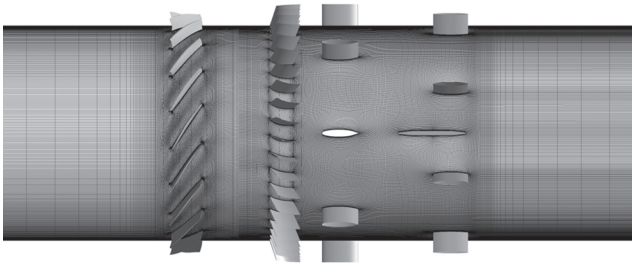

Рис. 2. Сеточная модель для расчета акустических характеристик вентилятора.

где B – количество лопаток рабочего колеса; V – количество лопаток спрямляющего аппарата; n – номер гармоники частоты следования лопаток; k – целое число (...–1, 0, 1, 2...).

На каждой гармонике частоты следования лопаток образуется бесконечное число мод. При этом, если добиться затухания моды с наименьшим возможным (по модулю) окружным числом, то удается получить экспоненциальное затухание остальных мод на этой гармонике. Чтобы получить затухание мод на первой гармонике, необходимо выбирать соотношение числа лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата согласно следующей формуле:

$$V \geq 2nB. \tag{2}$$

Затухание мод на второй гармонике возможно в случае, когда окружное число m является отрицательным. В данном случае мода вращается в сторону, противоположную вращению рабочего колеса, и вентилятор препятствует распространению волн. На каждой гармонике затухать будут только те моды, для которых выполняется условие:

$$nB \leq |m|. \tag{3}$$

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Теоретически, модальный состав шума, полученный на основе RANS метода, должен иметь другой набор акустических мод, по сравнению с шумом, полученным на основе RANS/LES методов, за счет мод, образованных турбулентными пульсациями потока.

Для проверки данного предположения была выполнена серия аэродинамических расчетов вентилятора на моделях k–e, DES и SAS и проведены расчеты распространения шума в дальнем поле. На рис. 2 представлена используемая в расчетах сеточная модель. Она имеет блочно-структурированную топологию и содержит все межлопаточные каналы рабочего колеса, входного направляющего аппарата бустера (подпорных

Таблица 1. Дроссельные характеристики модельного вентилятора

Режим	Частота вращения, %	Частота вращения привед., об/мин	Стандартная полная температура, К	Полная температура на входе, К	Стандартное полное давление, Па	Полное давление на входе, Па	Привед. расход через внутр. контур, кг/с	Привед. расход через внеш. контур, кг/с
Посадка	53.9	5813	288.16	274	101325	100600	3.600	32.29
Набор	82	8843	288.16	274	101325	100600	5.716	50.29
Взлет	95.4	10288	288.16	274	101325	100600	6.710	60.05
Номинал	100	10784	288.16	274	101325	100600	7.8344	66.61

ступеней), спрямляющего аппарата внешнего контура и каскадов технологических стоек. Максимальную густоту имеет область образования акустических источников, где наибольший линейный размер ячеек выбран из условия разрешения максимальной частоты, рассматриваемой при расчете. Таким образом, для второй гармоники частоты следования лопаток рабочего колеса на режиме взлета выполняется условие соответствия 10 ячеек сетки на длину волны. На входном и выходном участке сетки предусмотрены буферные зоны для подавления акустических возмущений и минимизации отражения волн от входной и выходной границ модели. Общее число узлов расчетной сетки составило 180 млн узлов.

Первоначально на представленной сеточной модели средствами программного комплекса ANSYS CFX были выполнены стационарные аэродинамические расчеты на режимах взлета, набора высоты и посадки, и определены граничные условия на линии рабочих режимов. Основные параметры режимов указаны в табл. 1.

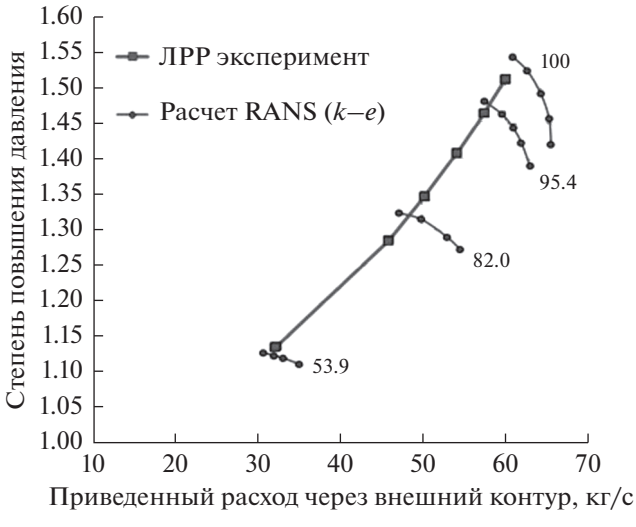

Рис. 3. Напорные характеристики модельного вентилятора.

При проведении стационарных расчетов на интерфейсе ротор-статор использовался метод окружного осреднения параметров “Stage” [15].

На каждом расчетном режиме обеспечивалось соответствие условиям эксперимента по перепаду полного давления и расходам воздуха через внутренний и внешний контуры вентилятора. Полученные напорные характеристики внешнего контура ступени вентилятора представлены на рис. 3.

Далее в точках на линии рабочих режимов выполнялись нестационарные аэродинамические расчеты. При выполнении данной работы авторами использовалась численная реализация моделей DES и SAS, описанная в работах [13, 14]. Обе эти модели основаны на модели замыкания SST. Данные численные схемы реализованы в программном комплексе ANSYS CFX [14]. Для аппроксимации конвективных и диффузионных потоков использовалась схема центральной разности и схема интегрирования по времени второго порядка. Для точной мгновенной передачи полей газодинамических параметров без осреднения на каждом временном шаге использовался тип интерфейса “Transient rotor-stator” [15]. В процессе нестационарного моделирования необходимо обеспечить установление квазистационарного режима течения в проточной части вентилятора, для чего были выполнены предварительные расчеты трех полных оборотов рабочего колеса, после чего выполнялась запись нестационарных данных за период одного полного оборота.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рис. 4 представлено распределение кинетической энергии турбулентности в межлопаточ-

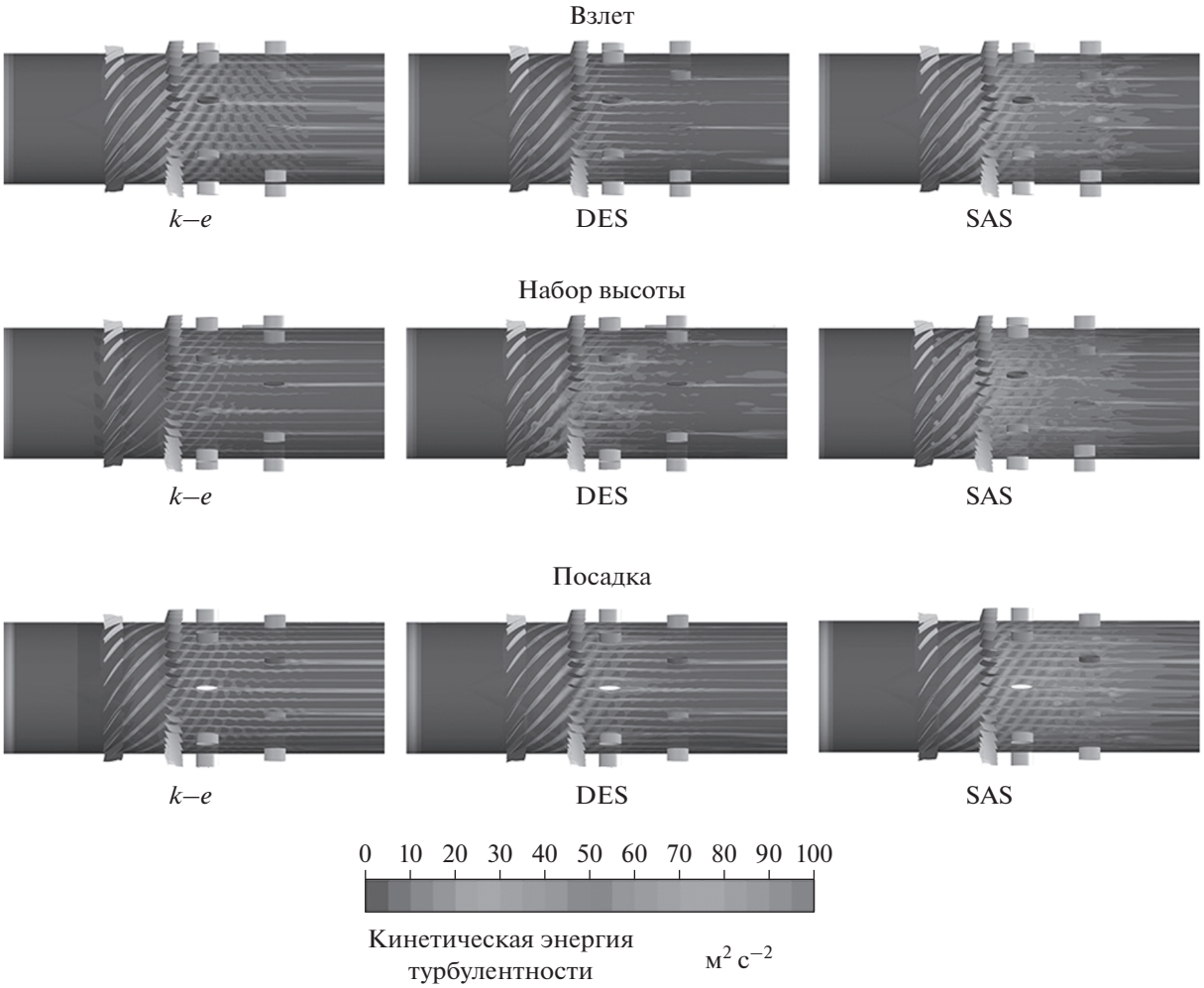

Рис. 4. Распределение модельной кинетической энергии турбулентности в проточной части.

ных каналах ступени вентилятора. Данные картины течения позволяют проанализировать глубину распространения закромочных следов от лопаток вентилятора по тракту выходного канала. По структуре следов видно, что наименьшую интенсивность имеют следы, полученные в результате расчета на модели *k–e*, а наибольшую – на модели SAS SST. При этом течение, полученное по результатам вихреразрешающего моделирования, имеет менее регулярную структуру потока, более обширные отрывные зоны и области образования вихрей, сходящих с выходных кромок лопаток вентилятора. Таким образом, результаты моделирования, полученные с помощью модели SAS SST, должны показывать более высокий уровень тонального шума в сравнении с результатами, полученными при использовании RANS подхода.

Распределение чисел Маха в проточной части (рис. 5) показывает значительные флуктуации потока, при этом основные различия между моделями *k–e*, DES и SAS видны на режимах посадки и набора высоты. На данных режимах хорошо просматривается процесс образования и схода вихрей с профиля рабочей лопатки. Данные вихри и их распад в следах за лопатками и являются основным источником широкополосного шума. На режиме взлета отчетливо видны ударные волны, которые являются основным источником шума в передней полусфере.

По результатам нестационарных расчетов с помощью программного комплекса Actran TM была выполнена модальная декомпозиция полей нестационарного давления и определены основные формы акустических колебаний во входном и выходном каналах вентилятора. Для декомпозиции используется подход Triple-Plane Pressure-Matching Method [16]. Определяются коэффициенты канальных мод, излучающихся изнутри расчетной области, а также коэффициенты мод, возникающих при отражении от границ.

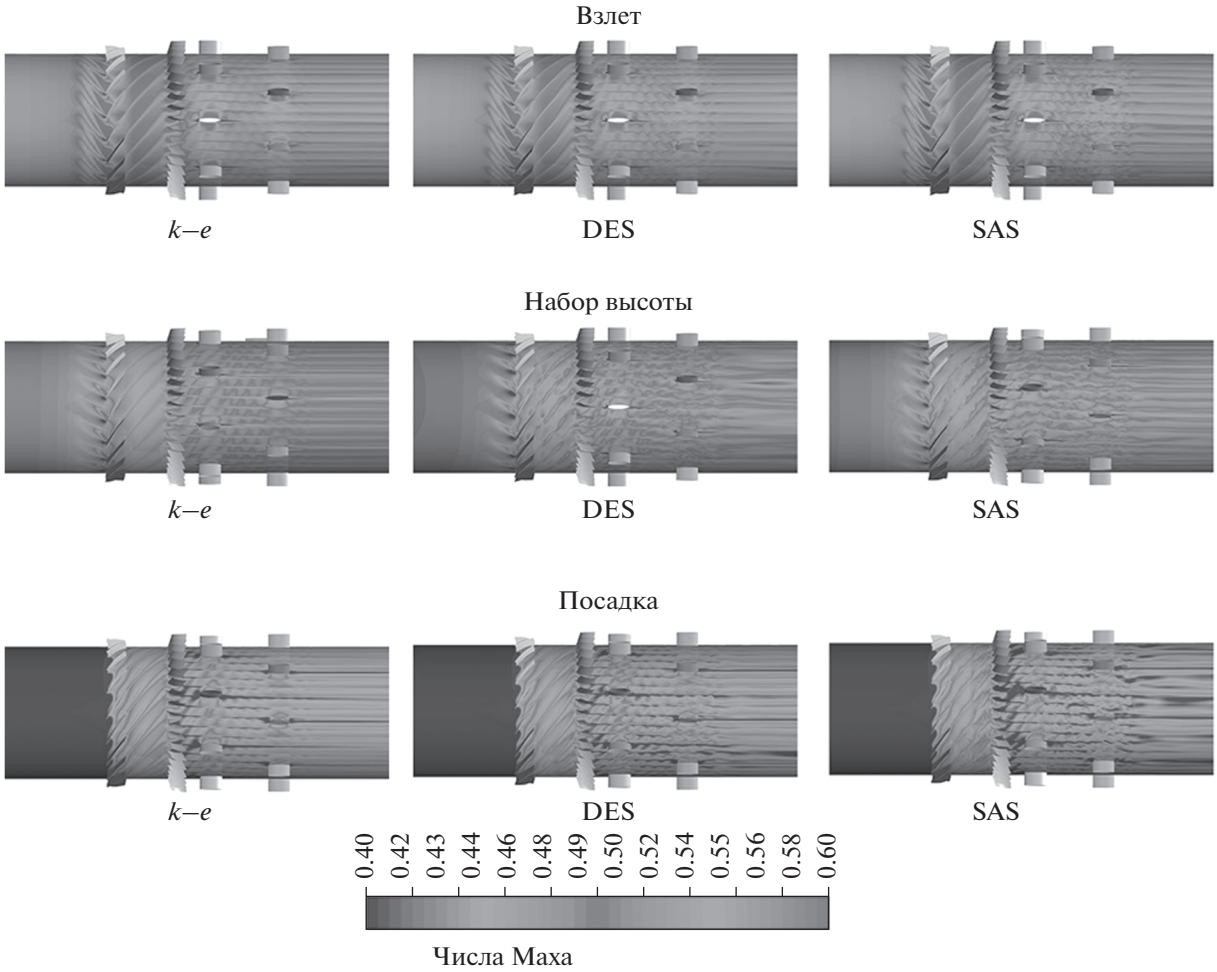

Рис. 5. Распределение абсолютных чисел Маха в проточной части.

Для сравнительного анализа влияния модели турбулентности на количество акустических мод, генерируемых вентилятором, на рис. 6 представлены номера и амплитуды распространяющихся мод для первой гармоники частоты следования лопаток рабочего колеса на взлетном режиме.

Видно, при использовании различных моделей турбулентности расчетный набор распространяющихся мод идентичен, однако появляется существенная разница в их амплитудах. Особенно это заметно при сравнении акустических мод во входном канале вентилятора. По результатам расчетов получено, что различие по амплитуде наиболее интенсивных мод достигает 20% на режиме взлета, 30% на режиме набора высоты и 50% на режиме посадки.

В целом при использовании вихререзрешающих подходов (DES, SAS) наблюдается более наполненный модальный состав за счет того, что моды, образованные турбулентными пульсациями, дополнительно усиливают моды ротор-статор взаимодействия, имеющие те же окружные числа. Результаты также показывают, что модальный состав шума, распространяемый ступенью вентилятора в переднюю и в заднюю полусферу, различается. Это связано с различиями конфигураций входного и выходного каналов вентилятора.

Диаграммы направленности акустического излучения в дальнем поле (рис. 7–12) подтверждают предположение о значительном влиянии широкополосной составляющей при моделировании шума ступени вентилятора. Они получены на основе решения конвективного волнового уравнения методом конечных элементов, реализованном в Actran TM [17].

На режиме взлета наиболее близкие к эксперименту результаты получены на модели SAS, в точке максимума акустического излучения (на угле 50°) погрешность не превышает 10 дБ (на 1 гармонике). Наибольшее отклонение получено на мо-

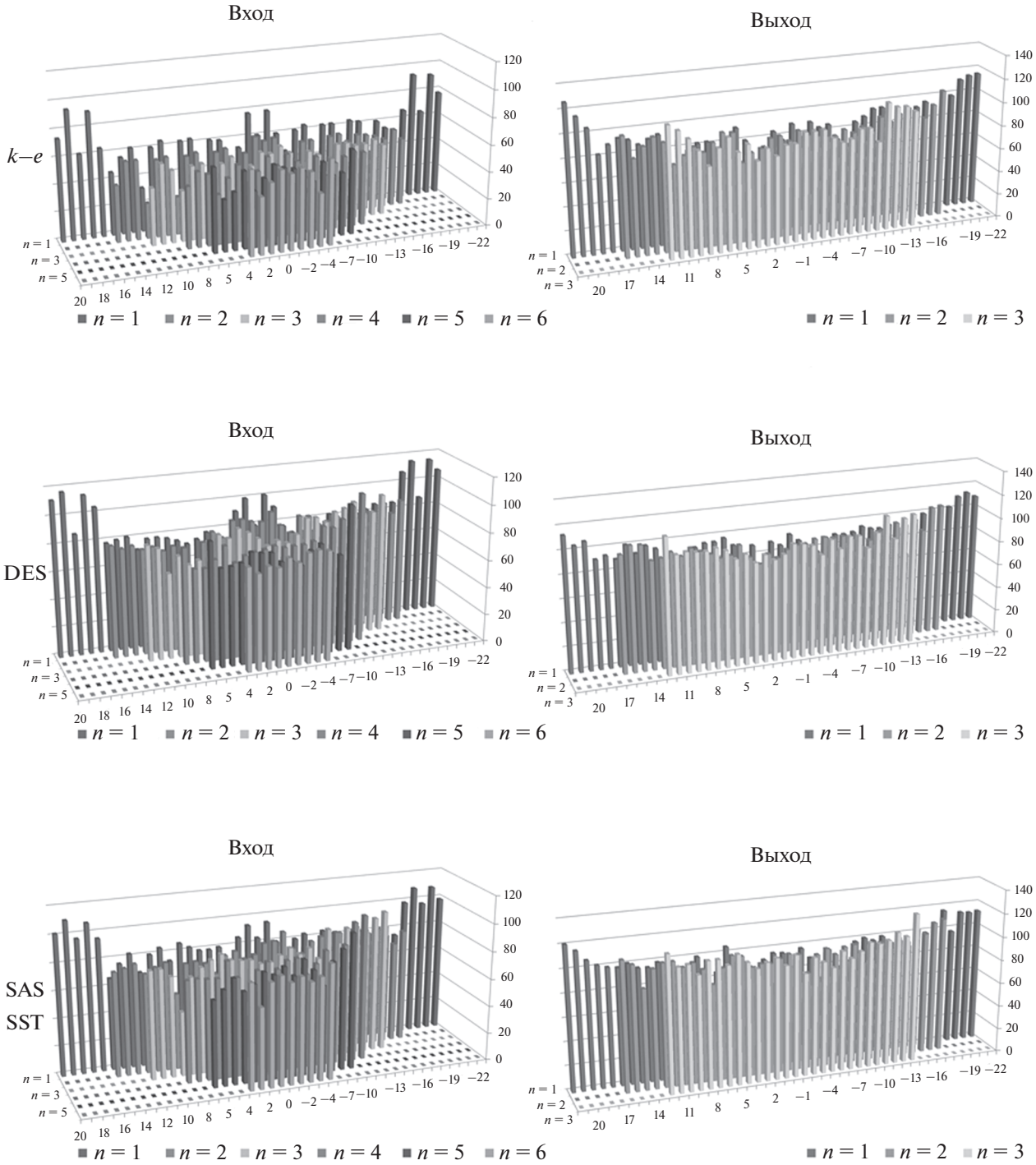

Рис. 6. Амплитуды акустических мод на режиме взлета для первой гармоники частоты следования рабочих лопаток.

дели *k–e*, при этом в зоне максимума акустического излучения на первой гармонике наблюдается “провал” в расчетном уровне шума. Данное явление может быть связано с эффектом “отсечки” распространяющихся в переднюю полусферу акустических мод, т.к. модель *k–e* позволяет смоделировать только тональный шум.

Аналогичная картина наблюдается и на других режимах. Наилучшее совпадение получено на модели SAS, максимальное расхождение – на модели *k–e*. На режимах набора высоты и посадки погрешность относительно эксперимента на первой гармонике не превышает 5 дБ во всем диапазоне углов. Заниженный уровень шума в задней полу-

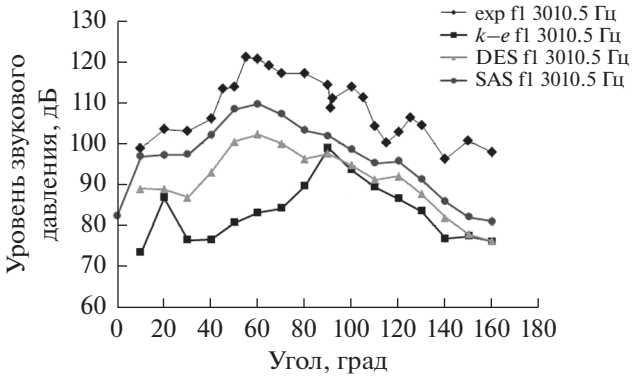

Рис. 7. Диаграмма направленности акустического излучения на первой гармонике для режима взлета.

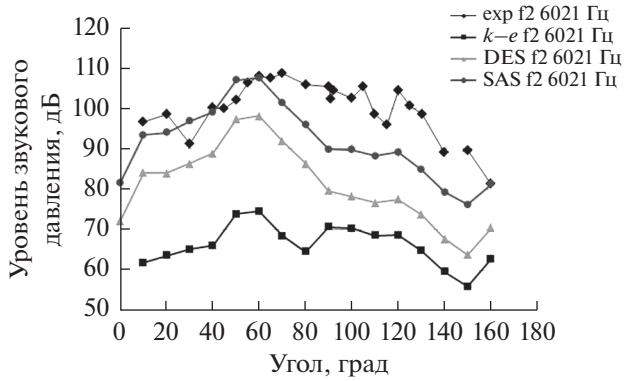

Рис. 8. Диаграмма направленности акустического излучения на второй гармонике для режима взлета.

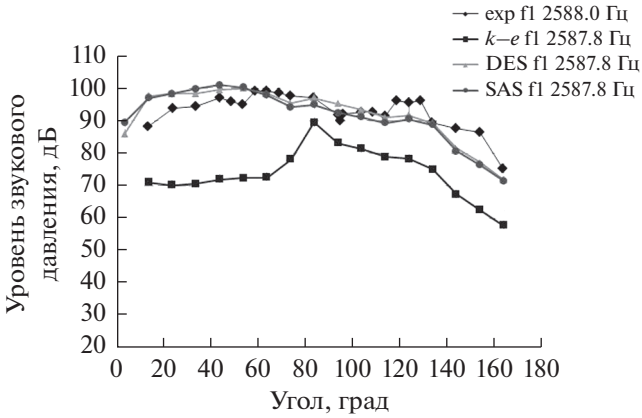

Рис. 9. Диаграмма направленности акустического излучения на первой гармонике для режима набора высоты.

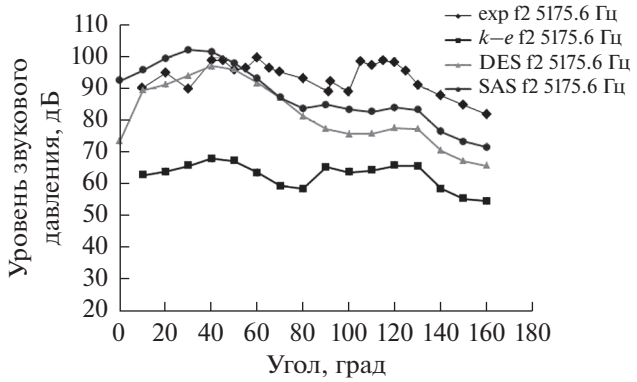

Рис. 10. Диаграмма направленности акустического излучения на второй гармонике для режима набора высоты.

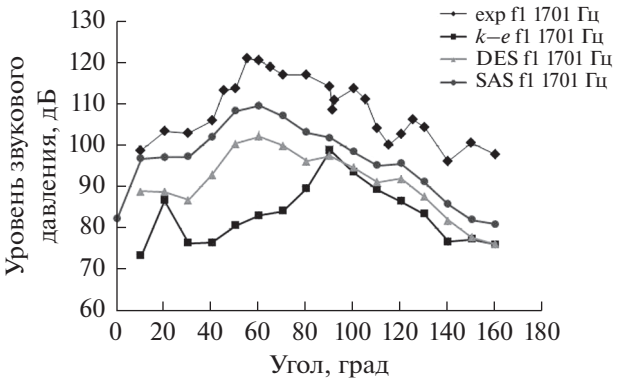

Рис. 11. Диаграмма направленности акустического излучения на первой гармонике для режима посадки.

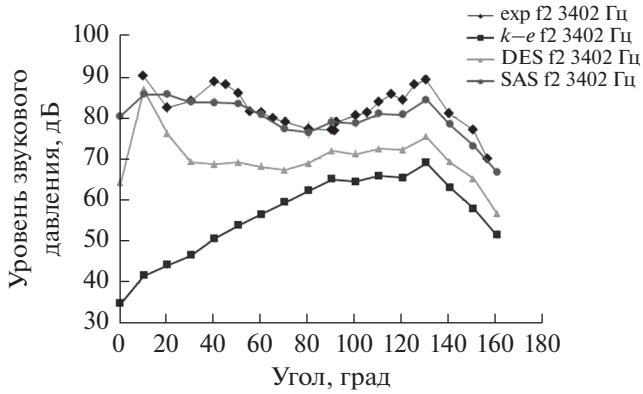

Рис. 12. Диаграмма направленности акустического излучения на второй гармонике для режима посадки.

сфере на второй гармонике для режимов взлета и набора высоты может быть связан с затуханием акустических волн в выходном канале вследствие влияния схемной вязкости, искусственно созданной за счет введения в расчетную сетку зон с размерами элементов, сильно превышающими длину волны. Поэтому для расчета на более высоких гармониках следует провести адаптацию расчет-

ной сетки для разрешения акустических волн более высокой частоты.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные результаты численного исследования шума модельного вентилятора подтверждают необходимость учета широкополосной составляющей шума при прогнозировании акустических характеристик лопаточных машин. Наиболее точные результаты показала постановка задачи, основанная на вихреразрешающем моделировании пространственного течения газа в ступени вентилятора с применением гибридного подхода SAS с моделью замыкания SST за счет его меньшей диссипативности, большей разрешающей способности, продемонстрированной для рассматриваемой конфигурации. Предложенная модель расчета является компромиссом между вычислительной стоимостью и точностью моделирования акустических источников. Она построена с использованием гибридной RANS-LES модели турбулентности и позволяет выполнять акустическое моделирование лопаточных машин для контроля их экологических параметров на стадии проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. Под ред. *Августиновича В.Г., Шмотина Ю.Н.* М.: Машиностроение, 2005. 536 с.
2. *Rossikhin A., Pankov S., Brailko I, Mileshin V.* Numerical investigation of high bypass ratio fan tone noise / GT2014-26354, ASME Turbo Expo 2014, Dusseldorf, Germany, June 16–20, 2014.
3. *Rossikhin A., Pankov S., Mileshin V.* Numerical investigation of the first booster stage tone noise of a high bypass ratio turbofan / GT2016-57352, Proc. of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, June 13–17, 2016.
4. *Nyukhtikov M.A., Rossikhin A.A., Sgadlev V.V., Brailko I.A.* Numerical method for turbomachinery tonal noise generation and radiation simulation using CAA approach / GT2008-51182, Proc. of ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, June 9–13, 2008
5. *Усанин М.В.* Математическое моделирование генерации тонального шума ТРДД и его распространения в дальнее акустическое поле // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. ПГТУ, Пермь. 2005.
6. *Сипатов А.М., Усанин М.В., Синер А.А., Чухланцева Н.О.* Численный расчет звуковых полей во входных устройствах с осевой симметрией // Материалы Международной научно-технической конференции “Новые рубежи авиационной науки”, ASTEC’07, Москва, 19–23 августа 2007.
7. *Reese H., Carolus T.* Axial fan noise: towards sound prediction based on numerical unsteady flow data – a case study. Euronoise, Paris, 2008.
8. *Rulik S., Dykas S., Wroblewski W.* Modeling of aerodynamic noise using hybrid SAS and DES methods / GT2010-22696, Proc. of ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, June 14–18, 2010.
9. *Копьев В.Ф., Шур М.Л., Травин А.К., Беляев И.В., Замтфорт Б.С., Медведев Ю.В.* Оценка шума на местности для среднемегистрального самолета с двигателями типа “Открытый ротор” на основе численного моделирования // Акуст. журн. 2017. Т. 63. № 6. С. 670–678.
10. *Пятунин К.Р., Архарова Н.В., Ремизов А.Е.* Опыт моделирования шума вентиляторов авиационных двигателей методом граничных элементов // Акуст. журн. 2016. Т. 62. № 4. С. 493–502.
11. *Коржнев В.Н., Милешин В.И., Почкин Я.С., Халецкий Ю.Д. и др.* Экспериментальные исследования аэродинамических и акустических характеристик двухконтурного модельного вентилятора С180-2 с подпорными ступенями на стенде Ц-3А. Научно-технический отчет ЦИАМ, 2011.
12. *Замтфорт Б.С., Рылько О.А., Сорокин Л.И., Шипов Р.А.* Методика и программа расчета шума ТРДД с большой степенью двухконтурности в стендовых условиях. Технический отчет ЦИАМ № 7080. 1973.
13. *Strelets M.* Detached eddy simulation of massively separated flows // AIAA Paper 2001-0879. 39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV. 2001.
14. *Menter F.R. and Egorov Y.* A Scale-adaptive simulation model using two-equation models // AIAA Paper 2005-1095. Reno/NV. 2005.
15. ANSYS CFX-Solver Modelling Guide / ANSYS Inc. ANSYS CFX Release 19.2. 2019.
16. *Ovenden N.C. and Rienstra S.W.* Mode matching strategies in slowly varying engine ducts // AIAA Paper. 2003–3139. 2003
17. Actran 15 User’s Guide / Free Field Technologies corporation. 2014.