

УДК 534.2

## РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И АЭРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРА<sup>1</sup>

© 2020 г. А. С. Муравейко\*

ООО “НУМЕКА”, ул. Маршала Говорова 35А, Санкт-Петербург, 198095 Россия

\*e-mail: a.muraveiko@numeca.ru

Поступила в редакцию 01.04.2019 г.

После доработки 06.02.2020 г.

Принята к публикации 25.02.2020 г.

Проведено газодинамическое моделирование течения в модельном вентиляторе Advanced Noise Control Fan в пакете NUMECA FINE/Turbo и проведено сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными. Смоделирован тональный шум вентилятора для двух вариантов геометрий (14 и 13 лопаток в спрямляющем аппарате) в FINE/Acoustics и проведено сопоставление расчетных и экспериментальных параметров.

*Ключевые слова:* газодинамика, аэроакустика, моделирование, ступень вентилятора, нелинейный гармонический метод, эксперимент

DOI: 10.31857/S0320791920040073

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время ужесточение требований по шуму для гражданских самолетов приводит к необходимости проводить оценку акустических характеристик элементов самолета на ранних стадиях проектирования. Численные методы широко применяются для определения шума авиационных двигателей и их компонентов, в частности – вентиляторов [1–3]. Для корректного моделирования акустических полей в вычислительных пакетах необходима трехмерная CFD модель, хорошо согласующаяся с экспериментальными данными. Поэтому на первом этапе выполнено создание подобной модели.

Акустические процессы являются нестационарными, поэтому моделирование газодинамических задач необходимо проводить в нестационарной постановке. Таким образом, наиболее корректным является применение вихререзающих методов, но это весьма затратно с точки зрения вычислительных ресурсов и неоправданно с точки зрения времени счета для прикладных задач. Поэтому для определения тонального шума вентилятора использован упрощенный подход моделирования нестационарных явлений в тур-

бомашинах – нелинейный гармонический метод (Nonlinear Harmonic Method – NLH [4, 5]), реализованный в пакете NUMECA FINE/Turbo. Решение задачи аэроакустики проведено в ПО FINE/Acoustics.

В работе создана трехмерная газодинамическая модель модельного вентилятора - Advanced Noise Control Fan (ANCF) [6]. Ступень вентилятора специально разработана в NASA для изучения акустических явлений и исследования влияния различных конструктивных особенностей на характеристики шума. В состав установки входит рабочее колесо (16 лопаток,  $R_{\text{перифер}} = 0.61$  м) и спрямляющий аппарат. Количество лопаток спрямляющего аппарата варьируемое, оно равно 14 для газодинамического эксперимента. Для исследования шума было исследовано два варианта: 13 и 14 лопаток в спрямляющем аппарате. Рассматривался режим 1800 об./мин, расход в изучаемой точке – 56.8 кг/с. Трехмерная геометрическая модель предоставлена Dr. Daniel L. Sutliff из NASA Glenn Research Center.

### РЕЗУЛЬТАТЫ

На рис. 1 показана трехмерная модель вентилятора и меридиональный вид расчетной области и проточной части.

<sup>1</sup> 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/>.

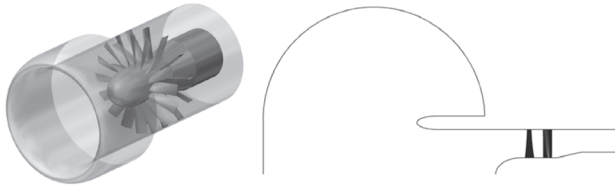


Рис. 1. Трехмерная модель вентилятора и меридиональный вид расчетной области.

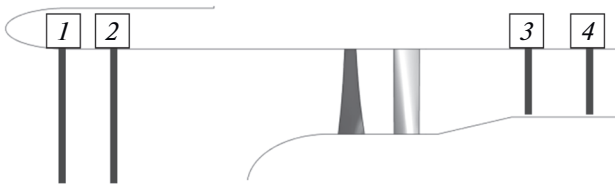


Рис. 2. Схема экспериментальных замеров.

Вычислительная сетка сгенерирована в автоматическом сеточном генераторе AutoGrid5 v. 11.2. Сетка – блочно-структурированная, гексагональная, некоторые параметры ее качества представлены в табл. 1. Величина  $y^+$  по твердым поверхностям не превышала 1.5.

Трехмерные газодинамические расчеты выполнены в ПО NUMECA FINE/Turbo v.11.2. Решались осредненные по Рейнольдсу и Фавру уравнения Навье–Стокса методом конечных объемов, для замыкания системы уравнений ис-

пользовались модели турбулентности  $k-\epsilon$  [7] и SST [8, 9] с подключением расширенного пристеночного моделирования.

Экспериментальные данные взяты из [10] и [11]. В газодинамическом эксперименте проведены измерения статического и полного давлений в различных сечениях, а также измерялись углы потока за спрямляющим аппаратом. Схема замеров представлена на рис. 2. Начиная со входа в установку, проводятся замеры следующих газодинамических параметров:

- 1) статическое давление на стенках по периметру входного канала;
- 2) статическое и полное давления гребенками по 6 трубочек, 8 гребенок по окружности;
- 3) углы потока термоанемометром;
- 4) статическое и полное давления гребенками по 6 трубочек, 8 гребенок по окружности.

В 4-м сечении по замерам полного и статического давления вычислено поле осевой компоненты скорости.

Для расчетов с использованием двух моделей турбулентности проведено сопоставление газодинамических параметров с экспериментальными (рис. 3, 4). Поле полного давления хорошо согласуется с экспериментальными данными. Характер распределения статического давления для обоих вариантов расчета незначительно отличается от экспериментального (различия менее 0.08%).

Проведено сопоставление поля осевой компоненты скорости, полученной в эксперименте и расчетах. Экспериментальное поле осевой компоненты скорости представлено на рис. 5, а рас-

Таблица 1. Параметры качества вычислительной сетки

	Количество ячеек (млн)	Минимальный угол скошенности (градусы)	Максимальное отношение сторон	Максимальный коэффициент роста
Ротор с осевым входным участком сетки	4.573	19	1692	2.6
Спрямляющий аппарат	2.603	34	1675	1.7
Свободная область перед ступенью (сектор сферы)	1.508	13	3424	1.4
ИТОГО	8.684	13	3424	2.6

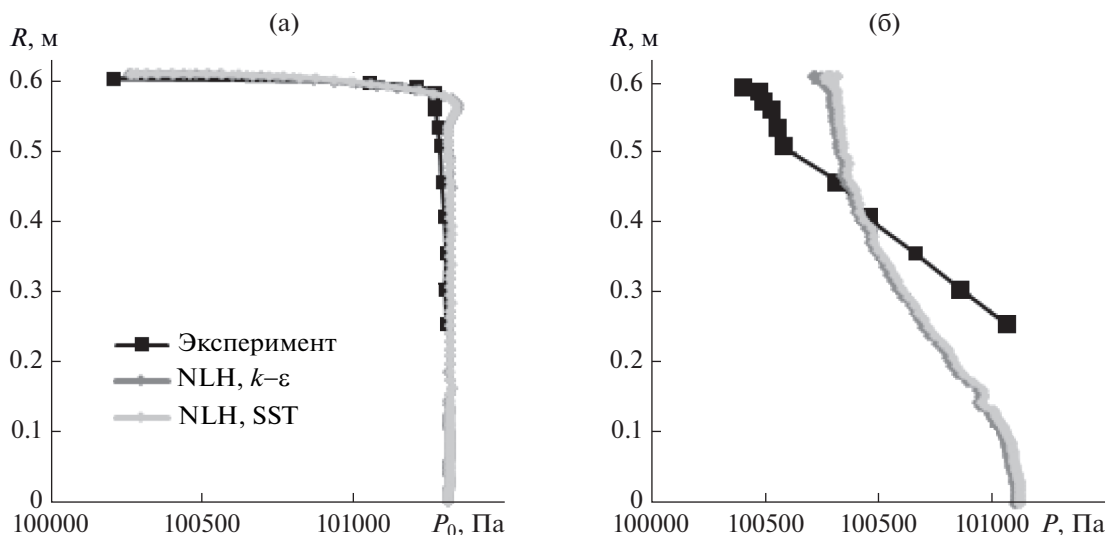


Рис. 3. Осредненные профили полного и статического давления в сечении 2. (а) — полное давление, (б) — статическое давление.

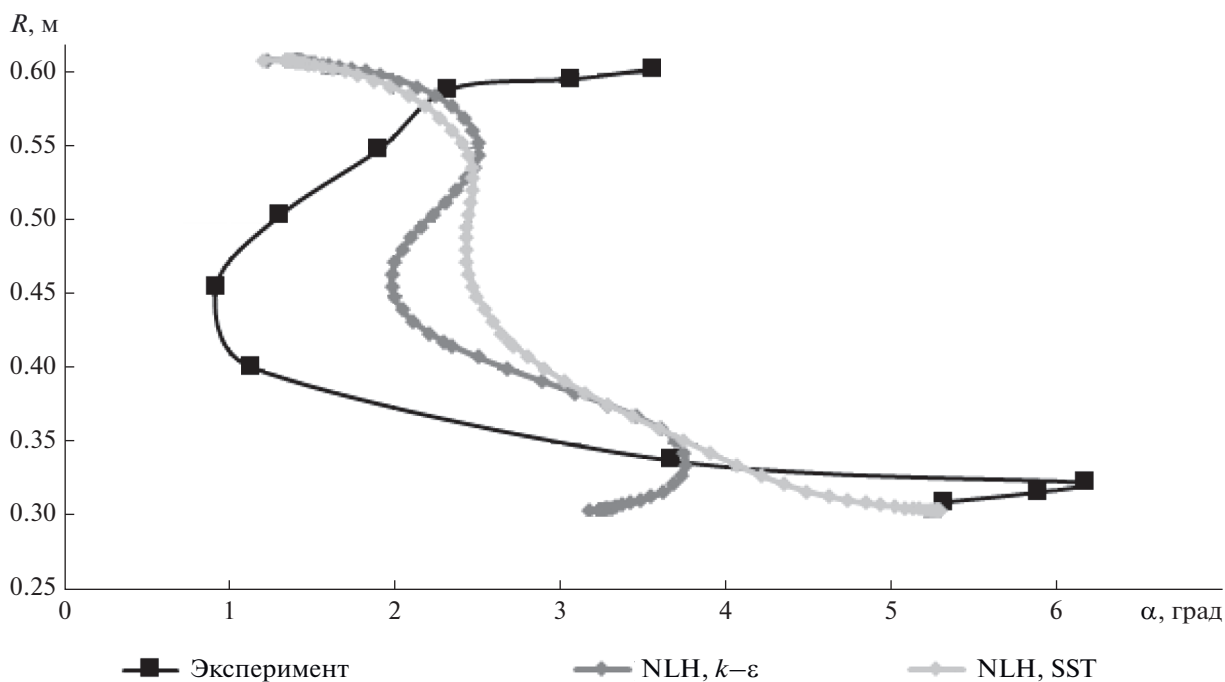


Рис. 4. Осредненный профиль угла потока в сечении 3.

четные поля — на рис. 6. Можно заметить, что в эксперименте, в отличие от расчета, максимум скорости находится вблизи периферии, а вот окружная неравномерность выглядит подобной. Если проанализировать течение, то расчетные результаты выглядят корректно и физически осмысленно, т.к. сечение 4 находится за подъемом втулки, а значит, там должна присутство-

вать зона ускорения из-за течения вдоль выгнутой поверхности (рис. 7).

На основе результатов трехмерных газодинамических расчетов проведено моделирование тонального шума вентилятора. Это возможно, так как задача решалась с использованием нелинейного гармонического метода, позволяющего мо-

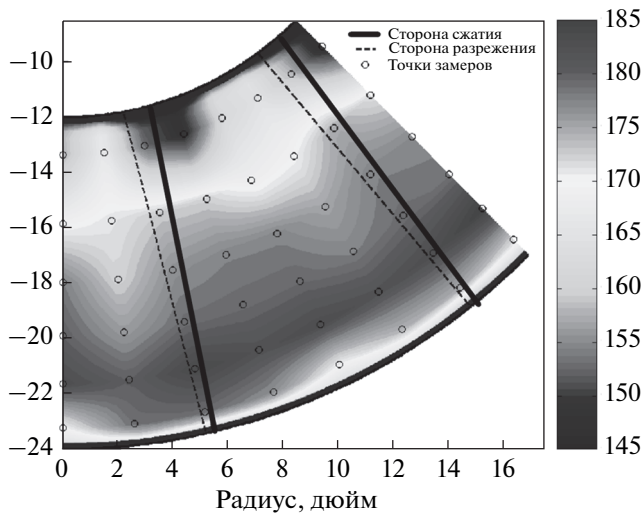


Рис. 5. Экспериментальное поле осевой компоненты скорости в четвертом сечении. Единицы измерения – фт/с (0.3048 м/с).

делировать нестационарные явления, связанные с взаимодействием ротор–статор. Моделирование шума выполнено в ПО FINE/Acoustics v.7.1.

Данные по эксперименту взяты из [5, 10, 11] и предоставлены Dr. Daniel L. Sutliff из NASA Glenn Research Center. Шум измерялся с помощью массива микрофонов, по 15 микрофонов на переднюю и заднюю полусферы. Микрофоны располагались по

окружности радиусом 3.6576 м (12 футов) (рис. 8). Сопоставление с экспериментом проведено для вариантов, где в спрямляющем аппарате 14 лопаток и 13 лопаток.

Моделирование аэроакустики выполнено в ПО FINE/Acoustics v. 7.1. Из газодинамического решения, выполненного NLH методом, передаются поля газодинамических осредненных и гармонических параметров, связанные с частотами следования лопаток ротора: амплитуды, вещественные и мнимые части полей. В рассматриваемом случае задавались частоты 480, 960 и 1440 Гц. После переноса из газодинамического решения необходимых полей параметров на излучающую поверхность используется метод граничных элементов в осесимметричной постановке для получения акустических параметров в интересующих нас точках (микрофонах). Количество ячеек вычислительной сетки выбрано таким образом, чтобы обеспечивать 6 ячеек на длину волны для частоты 1500 Гц.

Для варианта с 14-ю лопатками получены следующие результаты. На основе решения газодинамической задачи двумя моделями турбулентности получен уровень звукового давления в точках замеров. Сопоставление текущих результатов с экспериментом и с результатами, полученными NUMECA International [3], показано на рис. 9. Ноль градусов соответствует микрофону, расположенному на оси вращения.

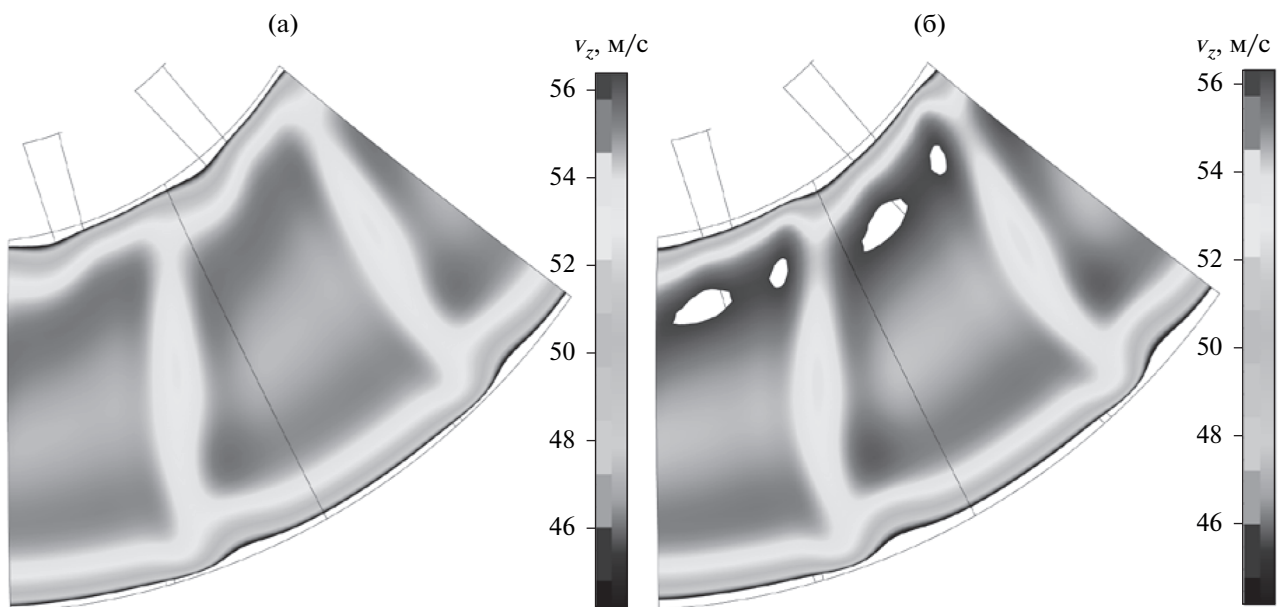


Рис. 6. Расчетное поле осевой компоненты скорости в четвертом сечении: (а) –  $k-\epsilon$  модель, (б) – SST модель. Единицы измерения – м/с.

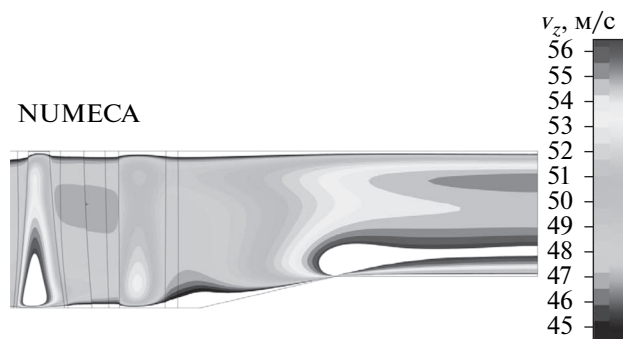


Рис. 7. Осредненное поле осевой компоненты скорости в выходном канале.

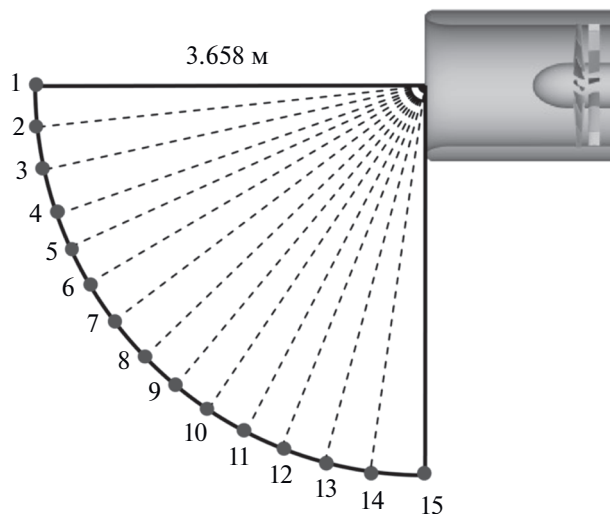


Рис. 8. Схема расположения микрофонов в передней полусфере.

Если сравнивать два полученных решения, то решение на основе SST модели ближе к максимальным экспериментальным значениям для всех трех частот. Для третьей частоты обе модели видят локальный экстремум, но при этом его положение не соответствует экспериментальному: он смещен примерно на 10 градусов. Можно заметить, что около нуля градусов ни один из расчетов не воспроизводит экспериментальные результаты, это связано с осесимметричной постановкой акустической задачи.

Сопоставление изменения уровня звукового давления при изменении количества лопаток в спрямляющем аппарате отображено на рис. 10

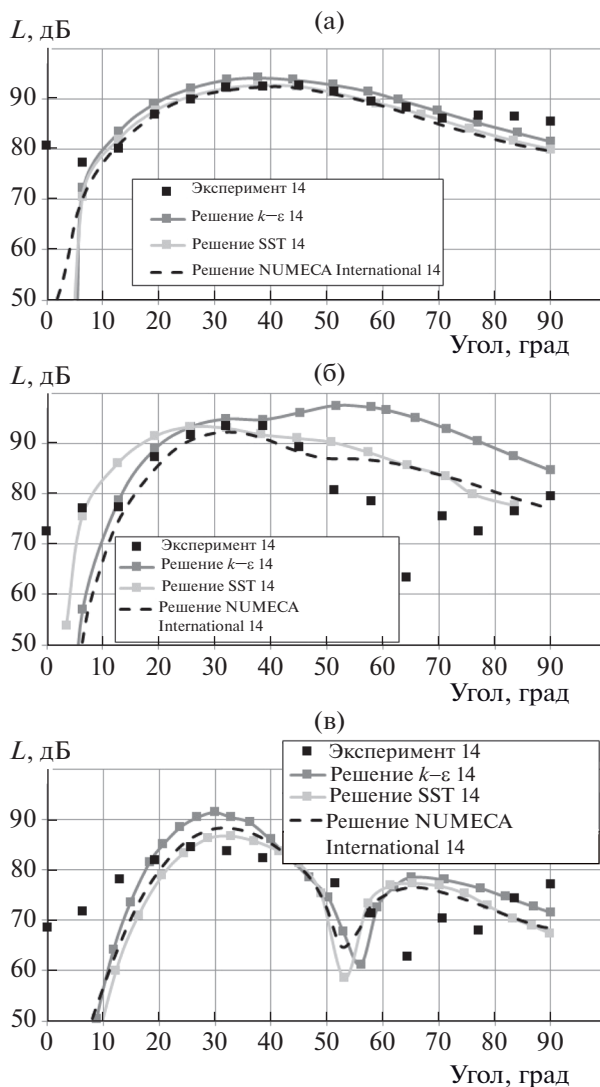
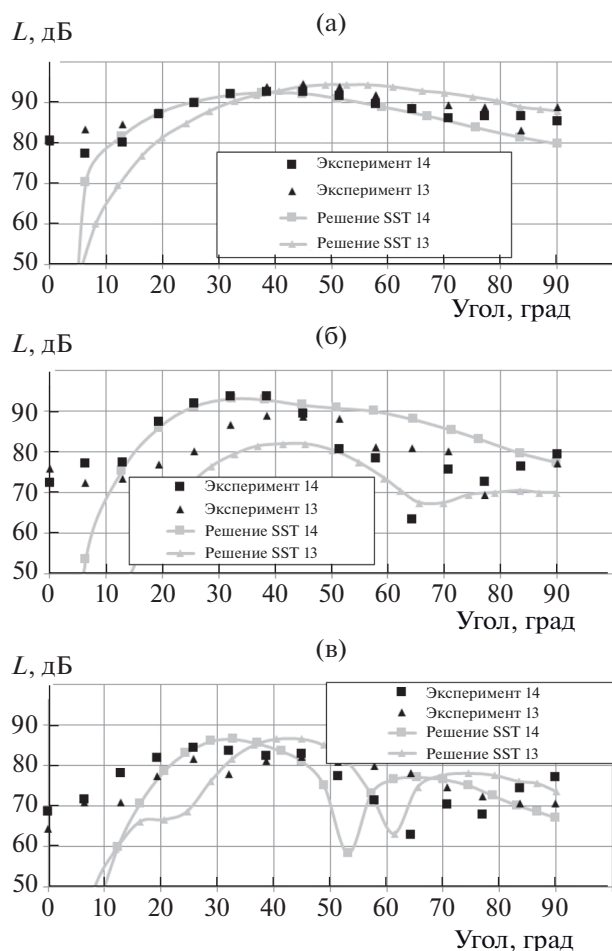


Рис. 9. Уровни звукового давления, полученные на основе различных моделей, для случая 14 лопаток в спрямляющем аппарате: (а) — для первой частоты следования лопаток ротора, (б) — для второй частоты следования лопаток ротора, (в) — для третьей частоты следования лопаток ротора.

для SST модели и на рис. 11 для  $k-\epsilon$  модели. Решение на основе  $k-\epsilon$  модели ближе к эксперименту для второй частоты, а решение на основе SST модели ближе для третьей, для первой оба варианта показывают схожее изменение. Об изменении характера кривых при изменении количества направляющих лопаток сказать сложно, так как качественный характер распределений существенно различается.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы получена трехмерная вычислительная модель ступени вентилятора, хорошо со-

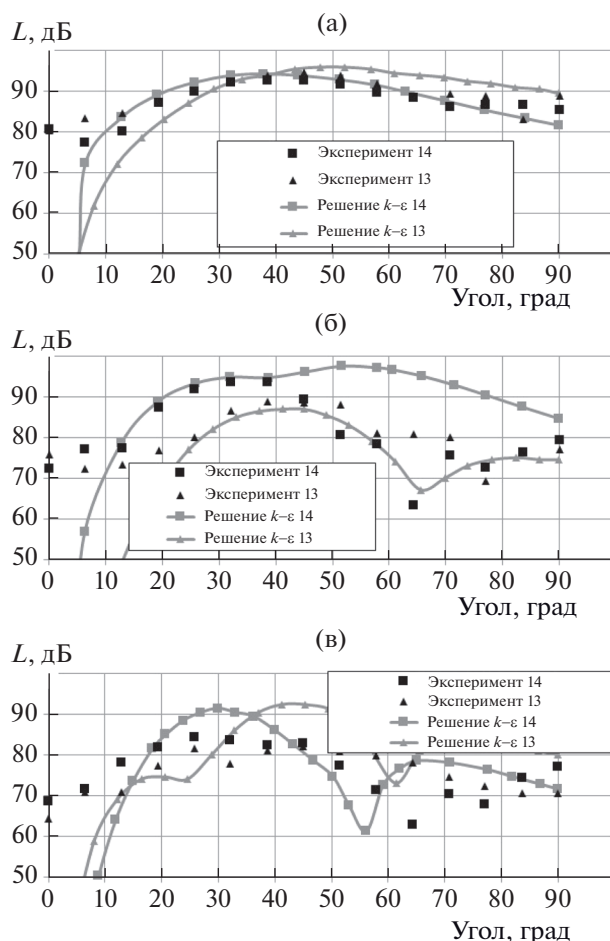


**Рис. 10.** Изменение уровня звукового давления при изменении количества лопаток в спрямляющем аппарате для SST модели: (а) – для первой частоты следования лопаток ротора, (б) – для второй частоты следования лопаток ротора, (в) – для третьей частоты следования лопаток ротора.

гласующаяся с экспериментальными данными по распределениям полного и статического давления на входе в ступень.

Заметные различия наблюдаются в распределении углов в сечении за ступенью. Скорее всего, их можно объяснить погрешностями при измерении углов или допущениями, принятыми в RANS постановке, так как распределения зависят от выбранной модели турбулентности.

Экспериментальные результаты поля осевой компоненты скорости в сечении за ступенью вызывают сомнения в их корректности. Но качественный характер распределения расчетных полей практически не зависит ни от метода решения задачи, ни от выбранной модели турбулентности. С учетом геометрических особенностей тракта расчетные результаты выглядят корректнее.



**Рис. 11.** Изменение уровня звукового давления при изменении количества лопаток в спрямляющем аппарате для  $k-\epsilon$  модели: (а) – для первой частоты следования лопаток ротора, (б) – для второй частоты следования лопаток ротора, (в) – для третьей частоты следования лопаток ротора.

Исследовано влияние количества лопаток в спрямляющем аппарате на характеристики шума. Уровень звукового давления, полученный на основе  $k-\epsilon$  модели, ближе к эксперименту для второй частоты, а решение на основе SST модели ближе для третьей, для первой частоты оба варианта показывают близкие значения. Можно говорить о хорошем соответствии эксперименту только для определенного диапазона углов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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. 495–504.
2. Копьев В.Ф., Остриков Н.Н., Яковцев М.А., Ина-тов М.С., Кругляев А.Е., Сидоров С.Ю. Излучение звука из открытого конца канала, моделирующего

- воздухозаборник авиадвигателя в статических условиях и в потоке // Акуст. журн. 2019. Т. 65. № 1. С. 59–73.
3. *Ferrante P., di Francescantonio P., Hoffer P.-A., Vilmin S., Hirsch Ch.* Integrated “CFD–Acoustic” computational approach to the simulation of the aircraft fan noise // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. V. 2A. Turbomachinery. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014.
  4. *He L., Ning W.* Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in turbomachines // AIAA J. 1998. V. 36. № 11.
  5. *Vilmin S., Lorrain E., Hirsch Ch.* Unsteady flow model across the rotor/stator interface using the nonlinear harmonic method // ASME paper GT-2006-90210. 2006.
  6. *Loew R.A., Lauer J.T., McAllister J., Sutliff D.L.* The advanced noise control fan // NASA/TM—2006-214368; AIAA 2006–3150. Nov 2006.
  7. *Hakimi N.* Preconditioning methods for time dependent Navier–Stokes equations, application to environmental and low speed flows / Ph.D. Thesis. December 1997. Dept. of Fluid Mechanics, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, B-1050, Belgium.
  8. *Menter F.R.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. 1994. V. 32. № 8. P. 1598–1605.
  9. *Menter F.R., Kuntz M. and Langtry R.* Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Eds. Hanjalic K., Nagano Y., Tummers M. Begell House, Inc., 2003. P. 625–632
  10. *McAllister J., Loew R.A., Lauer J.T., Sutliff D.L.* The advanced noise control fan baseline measurements // AIAA Paper. 2009. № 2009-0624.
  11. *Richard F., Bozak Jr.* The advanced noise control fan aerodynamic performance // NASA/TM—2009-215807. 2009.