

Моделирование источника и акустического поля тонального шума лопаточных машин

Тимушев С.Ф.^{1*}, Гаврилюк В.Н.², Аксенов А.А.³, Клименко Д.В.⁴

¹Зав. кафедрой 202, МАИ (НИУ), 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д.4,

²Вед. программист, 125993, Москва, МАИ (НИУ), Волоколамское шоссе, д.4,

³Зам.директора, ООО «Тесис», 127083 Москва, улица Юннатов, 18/706,

⁴Доцент кафедры 202, МАИ (НИУ), 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д.4

Аннотация

Снижение шума лопаточных машин – насосов, вентиляторов, компрессоров представляет собой серьезную инженерную проблему. Например, шум вентилятора авиационного двигателя по-прежнему доминирует на режимах взлета и набора высоты, поэтому снижение шума вентилятора является необходимым условием удовлетворения самолета требованиям стандартов ИКАО. В настоящее время наиболее эффективным средством снижения шума являются многослойные звукопоглощающие конструкции (ЗПК), которые размещаются на внутренней поверхности воздушных каналов. Оптимальные параметры звукопоглощающих конструкций (ЗПК) и их расположение может быть определено многопараметрическими вычислениями пространственных звуковых полей для каждой искомой тональной компоненты. Для практического решения этой задачи предлагается новый высокоэффективный метод численного моделирования 3-мерных тональных акустических полей на частотах следования лопаток и их высших и комбинационных гармониках, генерируемых вентилятором авиационного двигателя. Он может быть также использован для расчета тонального шума, создаваемого лопаточными машинами в компьютерных устройствах, системах кондиционирования, насосах. Этот метод базируется на прямом решении Фурье - преобразованного волнового уравнения в комплексных переменных с учетом конвекции в декартовой системе координат с граничными условиями в форме комплексного импеданса. Источник шума может быть получен методом акустико-вихревой декомпозиции.

Ключевые слова: ЧСЛ тональный шум, акустико-вихревой метод, комплексный акустический импеданс

Turbomachinery tonal noise source and acoustic field CFD-CAA modeling in presence of SAS complex acoustic impedance boundaries

Sergey F. Timushev^{1}, Vladimir N. Gavriilyuk², Andrey A. Aksenov³, Dmitry V. Klimenko⁴*

*¹Head Department 202 of the Moscow Aviation Institute (National Research University), 125993
4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia*

²Leading Programmer, Dept.202, MAI (NRU), 125993 4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia

³Deputy General, TESIS Ltd., Russia

⁴Docent, Dept.202, MAI (NRU), 125993 4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia

Abstract

Reduction of noise of bladed machines – pumps, ventilators, compressors is a serious engineering issue. The aircraft engine tonal fan noise still has a dominant position on the regimes of take-off and climb. Therefore, reducing the fan noise is one of the necessary conditions for aircraft to meet ICAO noise standards. Currently, the most effective technical means are multi-layered sound-absorbing cellular structures (SAS), which can be installed on the flow path inner surfaces. Optimal parameters of sound-absorbing structures (SAS) and their location can be determined by multi-parametric computations of spatial sound fields for each tonal components of interest. For the practical solution of this problem authors propose a new high-performance numerical modeling method of three-dimensional acoustic field of a tonal component on blade passing frequency and its higher and combined harmonics generated by the fan. It can be used as well to compute tonal noise of fans of computer devices, air conditioning systems. The method is based on solving a boundary value problem

for Fourier transformed convective wave equation with complex variables in a Cartesian coordinate system in the arbitrary domain with complex impedance boundary conditions. The noise source is obtained by the acoustic-vortex decomposition.

Key words: *BPF tonal noise, acoustic-vortex method, complex acoustic impedance.*

Введение

Численное моделирование акустики вентиляторов современных двухконтурных авиадвигателей [1], вентиляторов поездов [2], вентиляторов компьютерных устройств и систем кондиционирования становится важной современной инженерной проблемой [3]. Этим вопросам в развитых странах уделяется все возрастающее внимание, что отражается в значительном ужесточении требований по ограничению уровня шума самолетов в аэропортах, введение жестких стандартов на уровень шума в офисных помещениях [4, 5].

Физические механизмы генерации аэродинамического шума осевых вентиляторов, в частности, подробно рассмотрены в книге А. Геделя [6]. Он указал, что шум вентилятора состоит из тональных компонент и широкополосного шума. Тональные компоненты на частотах, кратных частоте следования лопаток (ЧСЛ) обычно доминируют в спектре и определяют общий уровень звуковой мощности. В осевых вентиляторах, где число Маха по окружной скорости ниже 0.5, генерация шума относится к случаю дипольного источника, следуя аэроакустической аналогии, введенной, Лайтхиллом [7]. Керл [8], Флоукс, Вильямс и Хоукинс [9] сформулировали теоретическую базу, для аналогии вводится определенное упрощение физических процессов генерации шума с целью их аналитического описания. Дипольный характер излучения обусловлен силами давления, действующими на лопатки ротора и статора, со стороны газового потока. Аналитическая формулировка этих процессов базируется на формализации, предложенной в частности Сизэрсом [10] и представляет излучаемый звук в форме так называемых спиральных мод [11]. Тайлер и Софрин [12] показали, что при низких значениях числа Маха относительного потока спиральные моды экспоненциально затухают в длинной трубе.

В настоящее время методы вычислительной гидродинамики и акустики получили широкое развитие, что позволяет это использовать для определения акустического излучения вентилятора [13, 14]. Они в настоящее время базируются в основном на применении уравнения Лайтхилла и аэроакустической аналогии, как в FWH-уравнении, или на применении теоремы Кирхгоффа [15]. В таких методах проблема декомпозиции, т.е. разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) мод в зоне источника колебаний, не решена. Для практического решения этой задачи предлагается новый высокоэффективный метод численного моделирования 3-мерных тональных акустических полей на частотах следования лопаток и их высших и комбинационных гармониках, генерируемых лопаточными машинами компьютерных устройств, систем кондиционирования, вентилятором авиационного двигателя. Метод базируется на решении краевой задачи для Фурье преобразованного конвективного волнового уравнения в комплексных переменных в декартовой системе координат в произвольной области с граничными условиями в форме комплексного импеданса. Источник шума может быть задан в распределенной по пространству форме или в форме звуковой мощности на поверхности вблизи ротора, ограничивающей зону вихревых возмущений (псевдозвука). Звуковая мощность может быть определена акустико-вихревым методом [16], где источник шума представлен как производная по времени от давления вихревой моды [17]. Это определяет источник, пульсации

давления и распространение шума в ближнем поле как прямой результат численного моделирования.

1. Вывод основных уравнений и граничных условий

1.1. Акустико - вихревая декомпозиция

В изоэнтропическом течении приращения энтальпии, давления и плотности связаны термодинамическими соотношениями

$$dh = \frac{dP}{\rho}, dP = a^2 d\rho \quad (1)$$

где a - скорость звука в рабочей среде.

Проведем декомпозицию поля скорости сжимаемой среды, которое описывается уравнениями

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \frac{V^2}{2} - \nabla \times (\nabla \times \mathbf{V}) = -\nabla h + \nu \Delta \mathbf{V} \quad (2)$$

$$\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \mathbf{V} \nabla h \right) + \nabla \mathbf{V} = 0 \quad (3)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости.

$$\frac{d\mathbf{U}}{dt} = -\nabla H + \nu \Delta \mathbf{U} + \nabla \varphi \times \zeta \quad (4)$$

Здесь акустическая мода введена акустическим потенциалом φ так, что

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \nabla \varphi \quad (5)$$

$$\nabla \times \mathbf{V} = \nabla \times \mathbf{U} = \zeta \quad (6)$$

$$H = h + \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{2} (\nabla \varphi)^2 - \nu \Delta \varphi \quad (7)$$

Уравнение для акустической моды колебаний может быть получено путем подстановки i из соотношения (7) в уравнение (3).

$$\frac{1}{a^2} \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi}{dt} + \frac{(\nabla \varphi)^2}{2} - \nu \Delta \varphi \right) - \Delta \varphi = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} + \nabla \mathbf{U} \quad (8)$$

Правая часть уравнения (8) представляет собой источник акустических колебаний, который определяется нестационарной частью этой функции

$$S = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} + \nabla \mathbf{U} \quad (9)$$

Изменение дивергенции вектора скорости вихревой моды $\nabla \mathbf{U}$ обусловлено изменением плотности в потоке и не зависит от времени. В случае малой скорости среднего течения можно считать среду несжимаемой и

$$\nabla \mathbf{U} = 0 \quad (10)$$

Учитывая, что акустические колебания существенно меньше псевдозвука и, пренебрегая вязкой диссипацией, запишем акустико-вихревое волновое уравнение для случая, когда движение вихревой моды можно рассматривать как течение несжимаемой среды, в форме

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \Delta \varphi = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} \quad (11)$$

С учетом линеаризации по φ соотношение (7) записывается в следующем виде:

$$-\frac{d\varphi}{dt} = h - H \quad (12)$$

Используя выражение (12), можно из уравнения (11) получить (13)

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 h}{dt^2} - \Delta h = -S' \quad (13)$$

Возмущающую функцию в правой части уравнения (13) можно выразить как нестационарную часть выражения (14):

$$-\Delta H = \nabla(\mathbf{U}\nabla\mathbf{U}) = \nabla\left(\nabla\left(u^2/2\right) - \mathbf{U} \times \zeta\right) \quad (14)$$

Используя локальный комплексный удельный акустический импеданс Z , граничное условие для пульсаций давления на скользящей поверхности ротора может быть представлено в форме, обеспечивая декомпозицию на этом граничном условии.

$$\frac{\partial(h - H)}{\partial n} = -\frac{1}{aZ} \frac{\partial(h - H)}{\partial t} \quad (15)$$

где n – нормаль к границе, H – колебания энтальпии вихревой моды, полученные в расчете вихревой моды.

1.2. Фурье – преобразованное волновое уравнение

Предлагаемый численный метод моделирования трехмерных акустических полей базируется на решении краевой задачи в произвольной области для Фурье преобразования колебаний давления p . Определяющее уравнение описывает распространение звука в термодинамически однородном стационарном потоке:

$$\left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j}\right)^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial x_j^2} + s \quad (16)$$

Параметры среднего потока изменяются в пространстве с учетом вектора числа Маха M_j [18]. Здесь $k = \omega/a$, где ω – частота a – скорость звука, s – акустический источник.

Граничное условие на стенке может быть записано в форме соотношения Майера [19]:

$$iku_n = \left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j} - \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_j n_l\right) \frac{p}{\rho c Z} \quad (17)$$

где $u_n = n_j u_j$ – Фурье образ возмущения скорости по нормали к стенке n_j , Z – удельный комплексный импеданс стенки или звукопоглощающей конструкции (ЗПК), в общем, зависящий от локального числа Маха и параметров погранслоя.

На абсолютно отражающей стенке граничное условие (17) станет $u_n = 0$. На внешних границах вычислительной области устанавливаются неотражающие граничные условия как в звуковом излучении Зоммерфельда в неограниченное

пространство, модифицированном здесь, чтобы учесть неоднородность параметров звуковой волны, согласно концепции [20]:

$$ik\rho c u_n = \left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j} - \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_j n_l \right) p + \frac{i}{2k} \Delta_n p \quad (18)$$

где Δ_n – двумерный оператор Лапласа в плоскости, ортогональной к вектору нормали n_j .

Для замыкания граничных условий (24, 25) используется преобразование Фурье для закона сохранения момента в проекции на нормаль, что может быть записано, как:

$$\left(ikn_j + \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_l \right) u_j + \left(M_l \frac{\partial u_j}{\partial x_l} + \frac{1}{\rho c} \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) n_j = 0 \quad (19)$$

1.3. Акустический источник

Функция источника в (22) может быть получена для случая малых скоростей среднего потока, с учетом (10), в прямоугольной системе координат, как нестационарная часть S из выражения (26). В случае высоких чисел Маха среднего потока необходимо учитывать поправку согласно (9).

$$S = 2 \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial z} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial y} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{\partial U_y}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right) \quad (20)$$

Источник может быть определен граничным условием путем итераций энергетического уравнения, записанного в интегральной форме (21) с известным источником звуковой мощности, определенным акустико-вихревым методом.

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_S \int_{-\infty}^{+\infty} p(\omega - \xi) u_n(\xi) d\xi \cdot dS = W_l \delta(\omega - \omega_l) \quad (21)$$

где W_l - источник звуковой мощности ЧСЛ гармоники l .

2. Метод решения волнового уравнения в комплексных переменных

Метод решения реализован на прямоугольной сетке с автоматической адаптацией к произвольным криволинейным границам. Используется параллельный итерационный алгоритм решения систем линейных уравнений (СЛАУ), возникающих при дискретизации описанных ранее уравнений (22 - 25) на заданной расчетной сетке. Исходная система линейных уравнений записана в терминах комплексных переменных. Для обеспечения возможности использования решателя на основе вещественных чисел предварительно проводилось преобразование комплексных данных в эквивалентные вещественные уравнения для удвоенной вещественной размерности. При этом каждая пара неизвестных рассматривалась как единый блок неизвестных, что эквивалентно рассмотрению СЛАУ для мелко блочной вещественной СЛАУ с разреженной матрицей, составленной из плотных блоков 2×2 .

Параллельный решатель FlowVision [21], TParFBSS [22, 23] применяется для решения СЛАУ. Итерационный алгоритм решения СЛАУ в решателе TParFBSS состоит из нескольких этапов.

На первом этапе для матрицы СЛАУ в терминах мелких блоков строится упорядочивание типа вложенных сечений для обеспечения возможности использования параллелизма в дальнейших вычислениях.

На втором этапе вычислений параллельно по уровням дерева строится неполное блочное треугольное разложение матрицы высокого порядка точности. На третьем этапе для окончательного вычисления решения СЛАУ проводится некоторое число итераций предобусловленного алгоритма типа подпространства Крылова. Распараллеливание всех вычислений по решению СЛАУ осуществляется по общей памяти на основе технологии Intel TBW.

3. Примеры верификации

Излучение диполя в открытое пространство

Рассчитывается акустическое излучение диполя в открытое пространство с неотражающими внешними граничными условиями. Ось диполя, помещенного в начале координат (0, 0, 0), направлена вдоль координаты x :

$$s = A \cdot \delta'(x)\delta(y)\delta(z) \quad (22)$$

Рассматривается область пространства $-0.2 < x < 0.2$, $y < 0.2$, $z < 0.2$ (ограниченная плоскостями симметрии $y=0$ и $z=0$). Дипольный момент задается равным $A=0.343$. Источниковая функция f задается в двух ячейках сетки, расположенных слева и справа по оси x от начала координат, путем объемного интегрирования в них (28). Плечо диполя в этом случае равно шагу сетки вдоль оси x и составляет 0.0070. Длина рассматриваемых акустических волн равна 0.2, число Гельмгольца относительно ширины рассматриваемой области равно: $kr = 6.28$ (дальнее поле).

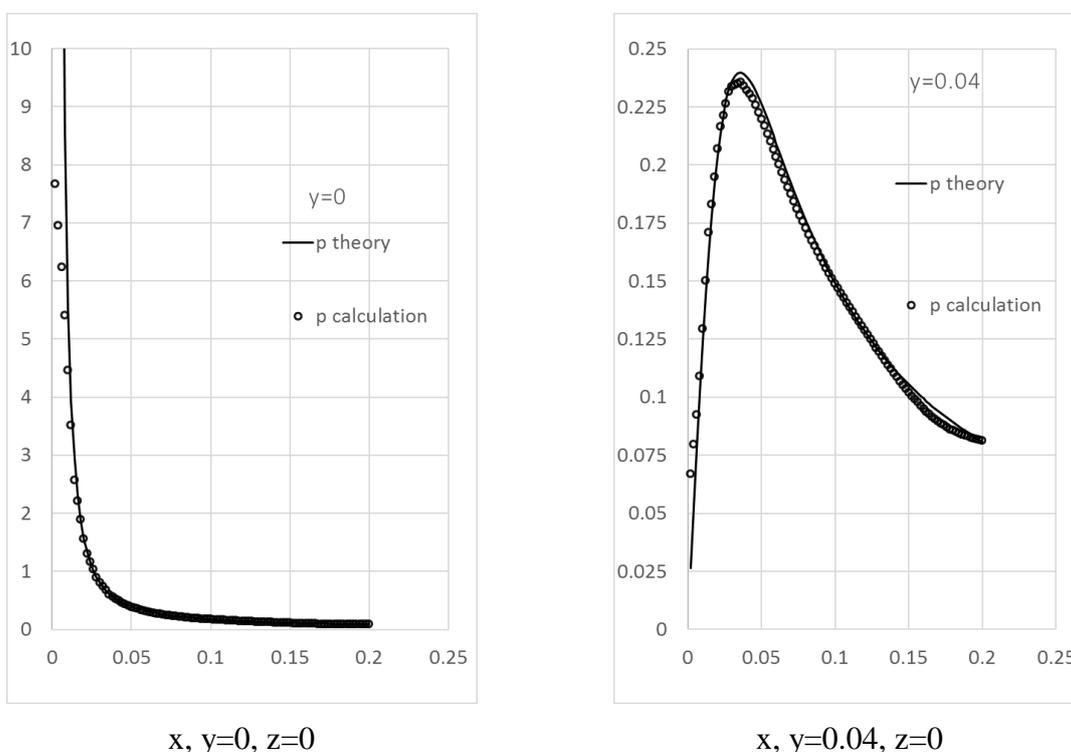


Рис. 1. Теоретическое [23] и расчетное давление вдоль линий (x, y=0, z=0) (слева), (x, y=0.04, z=0) (справа)

По результатам вычислительного эксперимента заметных искажений линий постоянного давления, которые могли бы быть связаны с прямоугольностью сетки или с отражением акустических волн от прямоугольных внешних границ, не зафиксировано.

Теоретическое решение имеет вид [24]

$$p = \frac{A}{r^2} \sqrt{1 + k^2 r^2} \cos \vartheta \quad (23)$$

где ϑ – полярный угол, образованный осью диполя и радиус-вектором точки наблюдения.

На рис.1 приведено сравнение расчетных и теоретических величин давления. Отличие расчетного давления от теоретического в диапазоне шага сетки (и плеча диполя) обусловлено погрешностью дискретизации источниковой функции (28).

Осевой вентилятор ВН-2 в трубе

Сравнение вычислений с экспериментом проведено для тонального шума на первой ЧСЛ гармонике с частотой 225,5 Гц. Тональный шум генерируется вентилятором ВН-2 (Рис. 2) с радиусом ротора 60 мм. В вычислительном эксперименте вентилятор расположен в трубе [16], которая помещена в сферу с неотражающей границей.

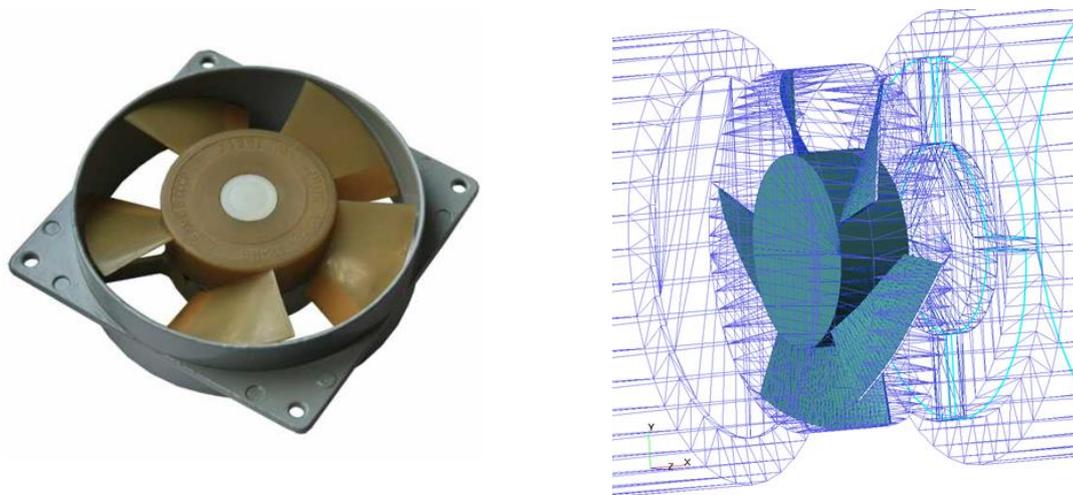


Рис. 2. Вентилятор ВН-2. Расчетная сетка в плоскости симметрии и трубе, а также на неотражающей поверхности

Рисунок 4 – Сетка и амплитуда пульсаций давления в плоскости симметрии (а) и в поперечной плоскости (b).

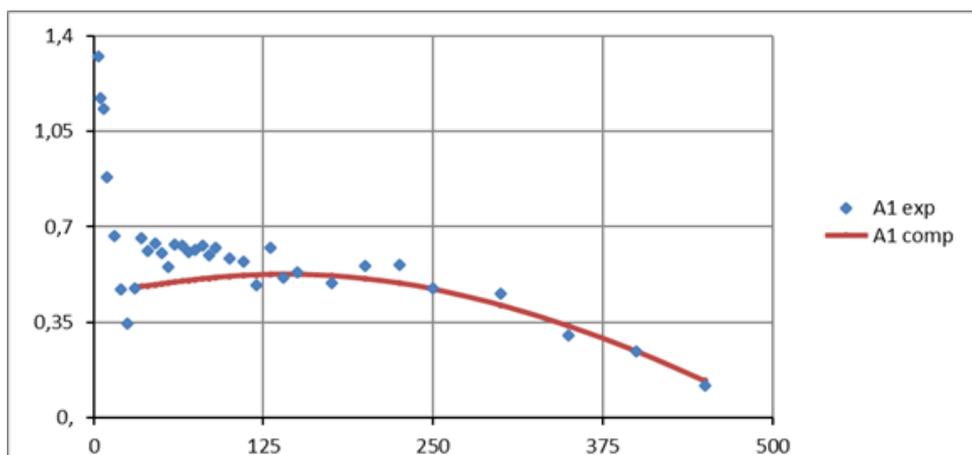


Рис. 3. Расчетное и экспериментальное распределение амплитуды пульсаций давления A1 (Па) вдоль длины трубы (mm) на внутренней стенке на радиусе $r = 73$ mm выше по течению от ротора

Расчетные и экспериментальные распределения амплитуды первой гармоники ЧСЛ вдоль длины трубы на внутренней стенке показаны на рис. 3.

Амплитуда пульсаций давления вверх и вниз по течению от ротора радиусом 60 мм резко падает в псевдозвуковой зоне, на расстоянии менее 1,5 радиуса. Вне этой зоны (где практически нет псевдозвуковых колебаний) соответствие между экспериментальными и расчетными данными очень хорошее. Эта задача на сетке 250,000 ячеек решена в течение ~ 1 минуты на процессоре i7-3930K CPU 3.20 GHz.

Акустика модели вентилятора авиадвигателя

Рассматривается течение в модели входного участка авиационного двигателя, создаваемое набегающим внешним потоком с числом Маха 0,3, и создаваемый вентилятором с 16 лопастями тональный шум на частоте 2100 Гц. Модельный источник возмущения задан аналитически в форме периодической по углу с периодом $360/160$ градусов и амплитудой функции 1000 Па: $J_+ = 1000 \cdot [1 + \cos(16\phi)]$. Акустический расчет выполняется при наличии на внутренней стороне воздухозаборника ЗПК с удельным комплексным акустическим импедансом $Z = 4 - 0.5i$ и в отсутствие ЗПК. Целью расчета является сравнение излучаемой акустической мощности для двух случаев.

Расчетная область, сетка и контуры модели представлены на рис. 4. Достаточно большая плотность сетки в окрестности модели обеспечивает выполнение ограничения на сеточное число Гельмгольца $H < 1$. Данная сетка используется как для стационарного, так и для акустического расчета.

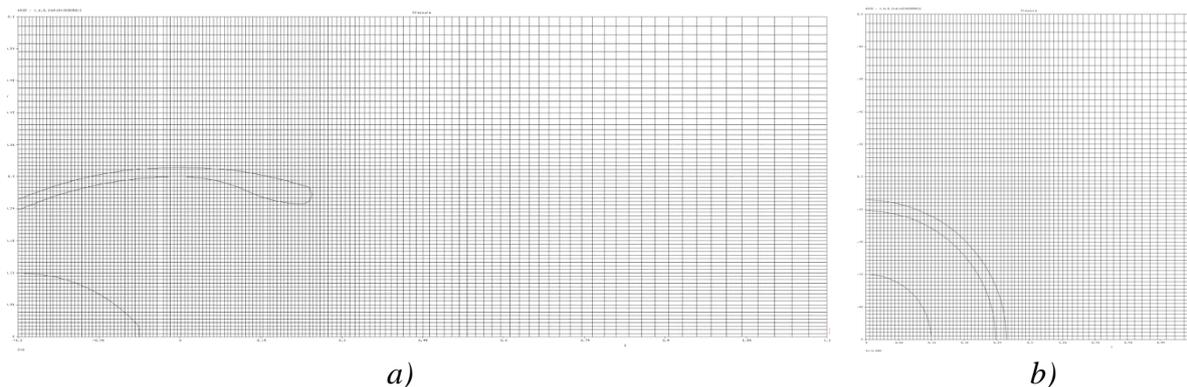


Рис. 4. Сетка (140 x 72 x 72) содержит 709207 cells. Сетка в плоскости симметрии (слева) и в плоскости вблизи вентилятора (справа)

Поле числа Маха, включенного в уравнение (22) и граничные условия (23-25), получены предварительным расчетом стационарного осесимметричного турбулентного потока. Поле числа Маха в плоскости симметрии показано на рис. 5.

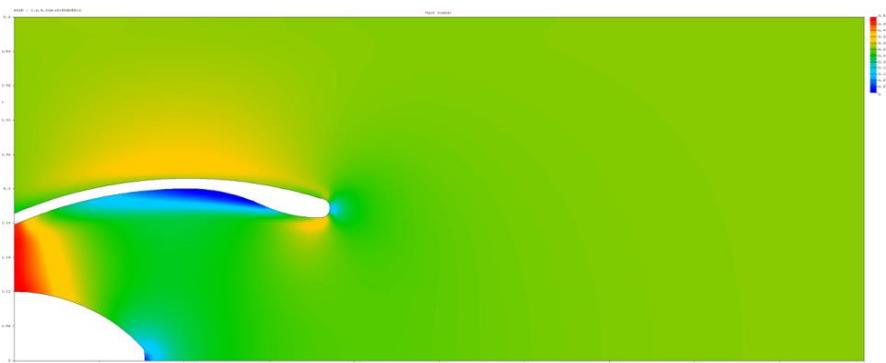
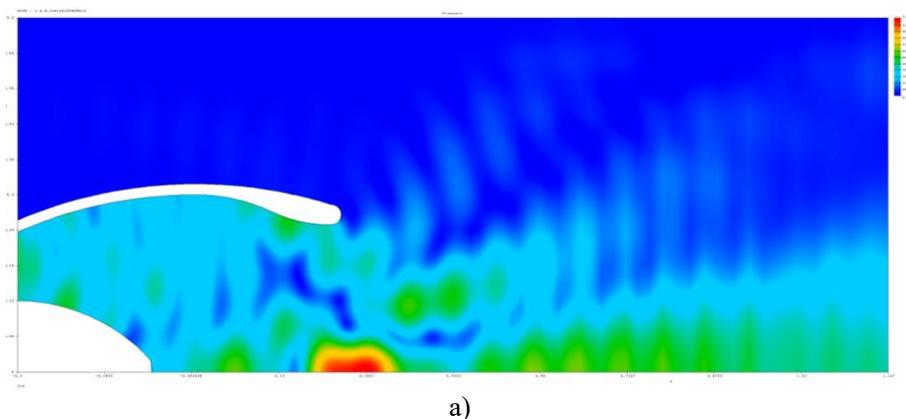
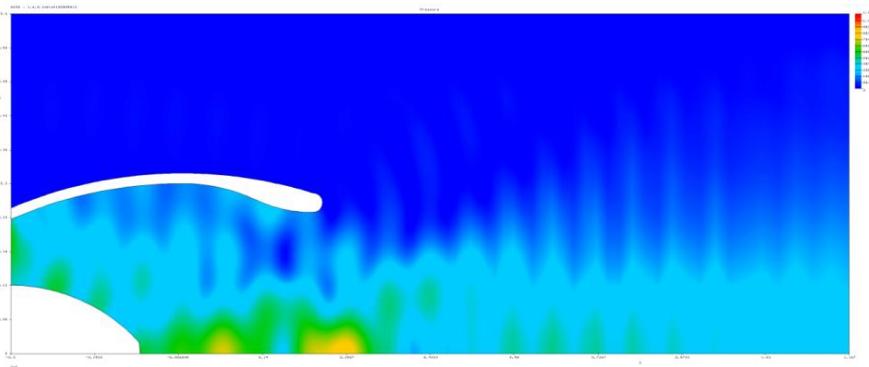


Рис. 5. Число Маха в плоскости симметрии (диапазон 0 – 0.5)

Результаты акустического расчета для обоих случаев при наличии и в отсутствие ЗПК показаны на рис. 6. Можно видеть существенное снижение акустического излучения в случае применения ЗПК.



a)



б)

Рис. 6. Амплитуда пульсаций давления в плоскости симметрии (диапазон 0 – 1200 Па): а) - без ЗПК, б) – с применением ЗПК

Таблица 1 показывает полную излучаемую акустическую мощность и эффект применения ЗПК. Снижение излучаемого шума в единицах звуковой мощности составляет более 6 дБ.

Таблица 1

Результат применения ЗПК

Параметр	Без ЗПК	ЗПК $Z=4-0.5i$
Полная излучаемая энергия	24.1 Вт	5.73 Вт
Снижение шума	-	6.25 дБ

Заключение

Приведенные примеры верификации и применения предложенного метода моделирования звукового поля с учетом граничных условий в форме комплексного акустического импеданса показывают хорошие перспективы его применения для оптимизации лопаточных машин, в том числе с целью снижения тонального шума вентиляторов двухконтурных авиационных двигателей.

Список литературы

1. Yu. D. Khaletskii and A. S. Pochkin Fan noise reduction of an aircraft engine by inclining the outlet guide vanes. *Acoustical Phys.* 61(1), 2015, 101-108.
2. Yan Jiang, Mats Åbom, Leping Feng, Sergey Timouchev, Christophe Maliczak Investigation of sound generation from an axial fan for engine cooling. *Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007*, 19-21 September, 2007, Lyon, France.
3. Jean Thimany Attacking Noise Early. *Mechanical Engineering*, No.8 (136), 2014, 44-49.
4. ISO 3740-1980 Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Guidelines for the use of basic standards and for the preparation of noise test codes.

5. ISO 11690-1 (1996), 'Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery – Part 1: Noise-control strategies'.
6. A. Guédel *Acoustique des ventilateurs*. CETIAT. PYC LIVRES, 1999.
7. M.J. Lighthill 1952 Proceedings of the Royal Society, London A 211, 564-587. On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory.
8. N. Curle The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proc. Royal Soc. A 231, p.505-514, 1955.
9. J.E. Flows-Williams and D.L. Hawkings Philosophical Transactions of the Royal Society A264, 321-342. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion, 1969.
10. W.R. Sears Some aspects of non-stationary airfoil theory and its practical application. Journal of the aeronautical sciences, vol. 8 (3), 1941.
11. H. Atassi, G. Hamad Sound generated in a cascade by three-dimensional disturbances convected in a subsonic flow. Report NASA AIAA-81-2046, 1981.
12. J.M. Tyler, T.G. Sofrin Axial flow compressor noise studies. SAE Trans., Vol.70, 1962, pp. 309-332.
13. S. Caro, S. Moreau Comparaison d'une technique 2D de type Sears avec un calcul instationnaire direct pour le calcul du bruit de raies d'un ventilateur. Bruit des ventilateurs à basse vitesse. Actes du colloque tenu à l'Ecole Centrale de Lyon les 8 et 9 novembre 2001.
14. S. Caro, R. Sandboge, J. Iyer, Y. Nishio Presentation of a CAA formulation based on Lighthill's analogy for fan noise. Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007, , Lyon, France, 19-21 September, 2007
15. F. Farassat and M.K. Myers 1988 Journal of Sound and Vibration 123, 451-461. Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces.
16. A.A. Aksenov, V.N. Gavriluk and S.F. Timushev. Numerical Simulation of Tonal Fan Noise of Computers and Air Conditioning Systems. ISSN 1063_7710, Acoustical Physics, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 447–455. © Pleiades Publishing, Ltd., 2016. Original Russian Text © A.A. Aksenov, V.N. Gavriluk, S.F. Timushev, 2016, published in Akusticheskii Zhurnal, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 442–450.
17. Timouchev S., Tourret J., Pavic G., Aksenov A. Numerical 2-D and 3-D methods for computation of internal unsteady pressure field and near-field noise of fans (Conference Paper) Noise Control Engineering Journal Volume 54, Issue 1, January 2006, Pages 15-20.
18. Синер А.А. Методика выбора звукопоглощающих конструкций для турбомашин на основе математического моделирования. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2010.
19. M.K. Mayers. On the acoustic boundary condition in the presence of flow. - Journal of Sound and Vibration 71(3), September 1980, 429-434.
20. E. Redon, A.-S. Bonnet-Ben Dhia, J.-F. Mercier and S. Poernomo Sari. Non-reflecting boundary conditions for acoustic propagation in ducts with acoustic treatment and mean flow. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 86, 2011, 1360–1378.
21. Аксенов А.А. Дядькин А.А., Кутин В.А., Москалёв И.В., Сушко Г.Б., Харченко С.А. Решение больших задач вычислительной гидродинамики на СКИФ МГУ с помощью FlowVision. // Материалы Всероссийской научной конференции "Научный сервис в сети ИНТЕРНЕТ: решение больших задач", Новороссийск 09/2008 сс.22-27.
22. Sushko G.B., Kharchenko S.A. Multi-threaded parallel implementation of the iterative algorithm for solving systems of linear equations with dynamic load balancing (in

Russian). Proceedings of the international conference "Parallel computational technologies" (РАСТ'2008), Saint-Petersburg, 28 january – 1 february 2008. Cheljabinsk, JuUrGU publ., 2008, p.452-457.

23. Sushko G.B., Kharchenko S.A. Experimental study on SKIF MGU "Chebyshev" of combined MPI+threads implementation of the iterative algorithm for solving SLAE's, appearing in FlowVision when modelling computational hydrodynamics problems (in Russian). Proceedings of the international conference "Parallel computational technologies" (РАСТ'2009), Nigniy Novgorod, 30 march – 3 april 2009. Cheljabinsk, JuUrGU publ., 2009, p.316-324.

24. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. М.: МГУ, 1960.