



## Применение метода эквивалентных источников для численного моделирования гидродинамического шума упругих тел

**Н. В. Балакирева**

младший научный сотрудник;  
Федеральное государственное бюджетное научное учреждение  
«Федеральный исследовательский центр Институт прикладной  
физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук»  
(ИПФ РАН), г. Нижний Новгород;  
balakireva@ipfran.ru

**С. Г. Зайцева**

младший научный сотрудник;  
Федеральное государственное бюджетное научное учреждение  
«Федеральный исследовательский центр Институт прикладной  
физики им. А.В. Гапонова-Грехова Российской академии наук»  
(ИПФ РАН), г. Нижний Новгород;  
s.zaitseva@ipfran.ru

*В работе представлен новый подход к прогнозированию характеристик излучения гидродинамического кромочного шума, возникающего при движении упругих тел в турбулентном потоке. Решение базируется на декомпозиции расчётной области и замене её набором сегментов. Каждая такая подобласть определяет соответствующий энергетический вклад источников гидродинамического шума в суммарное звуковое поле обтекаемого тела. Статистическая независимость процессов выделенных областей позволяет дать упрощённое представление излучения при обтекании тела в виде процесса распространения звука от конечного числа точечных источников. Целью доклада является кросс-верификация метода на модельной задаче обтекания профиля потоком жидкости. Средняя погрешность метода относительно связанного расчёта «гидродинамика-акустика» составляет не более 3дБ в диапазоне до 1500Гц.*

**Ключевые слова:** гидродинамический шум; метод эквивалентных источников; акустическое излучение; численное моделирование

**Цитирование:** Балакирева, Н. В. Применение метода эквивалентных источников для численного моделирования гидродинамического шума упругих тел / Н. В. Балакирева, С. Г. Зайцева // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 7–18. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-7-18

---

### Введение

Одной из главных задач гидроакустики является снижение уровня подводного шума, основным источником которого является кромочный шум [1], который генерируется за счёт взаимодействия вихревых структур турбулентного пограничного слоя с задними кромками обтекаемых тел.

Наиболее распространённые математические методы, направленные на решение данной задачи, базируются на использовании аналогии Лайтхилла [2]. Её концепция подразумевает разделение задачи на гидродинамическую и акустическую. В гидродинамической части задачи решается система уравнений Навье-Стокса с применением вихреразрешающих моделей турбулентности [3–5], в результате чего определяется тензор напряжений Лайтхилла. В аку-

стической части задачи определяется шумоизлучение в результате решения уравнения Гельмгольца с источниками в виде тензора Лайтхилла и уравнений теории упругости. Данные методы в гидродинамической части задачи требуют достаточно большого объёма вычислений, что в случае реальных технических приложений приводит к практически невыполнимым требованиям к вычислительным ресурсам. В целом, моделирование турбулентных пульсаций скорости продолжает оставаться сложнейшей задачей механики сплошной среды [6, 7].

Для снижения вычислительной сложности при интегрировании уравнений Навье-Стокса для вычисления тензора напряжений Лайтхилла разработан новый подход, который базируется на декомпозиции расчётной области на ряд сегментов. Каждый сегмент обеспечивает энергетический вклад источников гидродинамического шума в звуковое поле. Статистическая независимость процессов выделенных областей позволяет дать упрощённое представление излучения при обтекании тела в виде процесса распространения звука от конечного числа точечных источников. Алгоритм определения эквивалентных источников основан на использовании усреднённой спектральной плотности амплитуды погонной гидродинамической нагрузки.

Целью работы является кросс-верификация метода на модельной задаче обтекания профиля потоком жидкости.

### 1 Математическая постановка задачи

Пусть под действием турбулентной жидкости на участок единичной длины обтекаемой потоком задней кромки тела на частоте  $\omega$  действует нестационарная распределённая сила интенсивностью  $f$ . Аналогичная и противоположная по знаку сила также действует на жидкость со стороны обтекаемого твёрдого тела в виде распределённого по длине смоченной поверхности неоднородности диполя интенсивностью  $b$  с размерностью  $[Н/м/Гц^{1/2}]$ .

Величина звукового давления  $P$ , создаваемая на частоте  $\omega$  набором таких диполей, будет определяться их суммированием с весом, равным векторному коэффициенту передачи "сила - звуковое давление"  $K$ , который характеризует излучение в заданной точке пространства из другой точки, где стоит источник, и учитывает неоднородность пространства и упругость обтекаемого тела [8], в виде:

$$P = \int_L K(x)b(x)dx, \quad (1)$$

где  $L$  - длина задней кромки, м;  $x$  - координата вдоль длины задней кромки, м.

Спектральная плотность мощности звукового давления с учётом (1) будет равна:

$$\begin{aligned} \langle |P|^2 \rangle &= \int_L \int_L K(x)K^*(\xi)B(x)B(\xi)R(x, \xi)dx d\xi, R(x, \xi) = \frac{\langle b(x)b^*(\xi) \rangle}{B(x)B(\xi)}, B(x) = \\ &= \sqrt{\langle |b(x)|^2 \rangle}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\langle \cdot \rangle$  означает усреднение по ансамблю реализаций;  $*$  – комплексное сопряжение;  $L$  - длина задней кромки, м;  $x, \xi$  - координата вдоль длины задней кромки, м;  $b$  – интенсивность диполя,  $Н/м/Гц^{1/2}$ ;  $R(x, \xi)$  – функция коэффициента корреляции.

Считая турбулентность квазиоднородной и её усреднённые статистические характеристики слабозависящими от координаты  $x$  в пределах некоего интервала  $L_i$ , справедливо предположить, что функция коэффициента корреляции  $R$  в окрестности  $L_i$  может быть усреднена и представлена зависящей только от разности координат  $\gamma=x-\xi$   $R_i(\gamma)$ .

Кроме того, ввиду существенной разности масштабов гидродинамических и акустических процессов, справедливо предположить, что значение величины  $\gamma$ , при котором корреляционная функция становится пренебрежимо мала, существенно меньше  $L$ . Это позволяет при замене переменных считать  $\gamma$  меняющейся на бесконечном интервале и из (2) получить:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i \int_{L_i} \int_{-\infty}^{+\infty} K(x)K^*(x-\gamma)B(x)B(x-\gamma)R(\gamma)d\gamma dx. \quad (3)$$

В силу существенного различия масштабов акустических и гидродинамических процессов, а также однородности последних, можно считать, что изменение величины  $\gamma$  до значения, при котором корреляционный коэффициент  $R(\gamma)$  будет пренебрежимо мал, практически не отразится на изменении величины акустического коэффициента передачи  $K(x-\gamma)$  и усреднённой величины интенсивности диполя  $B(x-\gamma)$ , которые дополнительно в окрестности  $L_i$  можно представить в виде средних значений  $K_i$  и  $B_i$  соответственно.

Это позволяет упростить двойное интегрирование в (4) до произведения интегралов:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i |K_i|^2 B_i^2 L_i \int_{-\infty}^{+\infty} R_i(\gamma) d\gamma. \quad (4)$$

Интеграл по переменной  $\gamma$  в выражении (4) имеет смысл радиуса корреляции  $r_i$  [9] дипольных источников на участке  $L_i$ . Вводя понятие погонной спектральной плотности мощности источника, равной:

$$S_i = B_i^2 r_i, \quad (5)$$

выражение (4) можно представить в виде:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i |K_i|^2 S_i L_i. \quad (6)$$

Таким образом, для того чтобы найти погонную спектральную плотность мощности источника кромочного шума, действующего в окрестности  $i$  точки задней кромки, необходимо рассмотреть подзадачу, в которой гидродинамические источники действуют на участок жёсткого профиля шириной  $H$  при условии  $H \gg r_i$ . При этом гидродинамическая часть каждой такой подзадачи, по-видимому, может быть решена в квазидвумерной постановке, в рамках допущения о малой кривизне задней кромки в окрестности  $x_i \pm H/2$ .

Решением ряда таких подзадач можно получить набор данных о восстановленных силах, действующих в характерных точках задней кромки на интересующей частоте. Этот набор данных можно использовать уже в прямом расчёте, чтобы с учётом упругости профиля вычислить величину звукового давления по формуле (6), считая при этом  $L_i$  равной шагу акустической сетки по размаху профиля.

## 2 Решение задачи

Моделируется кромочный шум, генерируемый обтеканием задней кромки профиля потоком воды. Вода рассматривается как вязкая несжимаемая среда. Режим течения турбулентный. Скорость невозмущённого потока  $U_\infty = 4,5$  м/с.

Геометрические параметры профиля определяются его хордой  $b = 200$  мм и размахом  $h = 200$  мм.

По результатам решения определяется эквивалентный точечный источник и спектр мощности акустического давления в контрольной точке.

Течение жидкости описывается системой уравнений Навье-Стокса с замыканием WMLES моделью турбулентности на базе SST модели Ментера [3]. Решение уравнений осуществляется численно с использованием метода конечных объёмов. Расчёты выполняются при

активированной центральной разностной схеме по пространству, с использованием неявной схемы интегрирования по времени второго порядка (для уравнений переноса массы и импульса) и первого порядка (для подсеточных турбулентных характеристик).

Расчётная область представлена на рисунке 1. Размеры расчётной области выбираются исходя из рекомендаций к вихреразрешающему моделированию на базе LES моделей [10]. Размах фрагмента выбран исходя из результатов исследования статистических характеристик течения и составляет  $5\delta = 15$  мм, где  $\delta = 3$  мм – толщина пограничного слоя, определённая из решения RANS уравнений. Заданы следующие граничные условия:

- скорость потока  $U_\infty$  на входной границе 1;
- нулевое среднее избыточное давление на выходной границе 2;
- граница 3 представляет собой стенку с условием прилипания и непротекания;
- на боковых границах 4 выполняется условие непротекания.

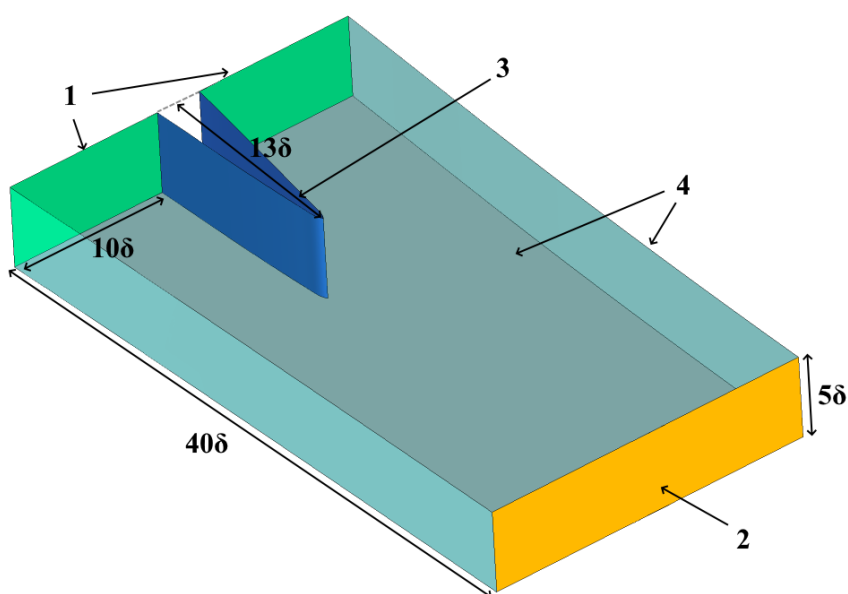


Рисунок 1 – Расчётная область и граничные условия в гидродинамической задаче:  $\delta = 3$  мм – толщина пограничного слоя, 1 – входная граница, 2 – выходная граница, 3 – стенка с условием прилипания и непротекания, 4 – стенка с условием непротекания

Для пространственной дискретизации гидродинамической модели использовались ортогональные сетки. Размеры элементов в районе поверхности профиля определялись на основе рекомендаций к вихреразрешающему моделированию на базе LES моделей исходя из толщины пограничного слоя  $\delta$  [10]. По вертикали размер элемента составлял  $\delta/30$ , в направлении потока –  $\delta/10$ , по размаху –  $\delta/20$ . При этом на длину хорды  $b$  приходилось 430 элементов, а общее количество элементов сеточной модели составило 11 миллионов. Фрагмент сеточной модели вблизи задней кромки профиля представлен на рисунке 2. Шаг по времени  $\Delta t = 50$  мкс подбирается исходя из обеспечения величины числа Куранта в районе единицы.

По результатам моделирования получены нестационарные поля скоростей и давлений. В качестве визуализации вихревой структуры, генерирующейся при обтекании задней кромки профиля потоком жидкости, на рисунке 3, а представлено трёхмерное поле модуля скорости на поверхности постоянной завихренности в фиксированный момент времени. На рисунке 3, б показано поле модуля завихренности в сечении, параллельном основному потоку. Наблюдается срыв вихрей с задней кромки и различная толщина пограничного слоя на разных сторонах профиля.

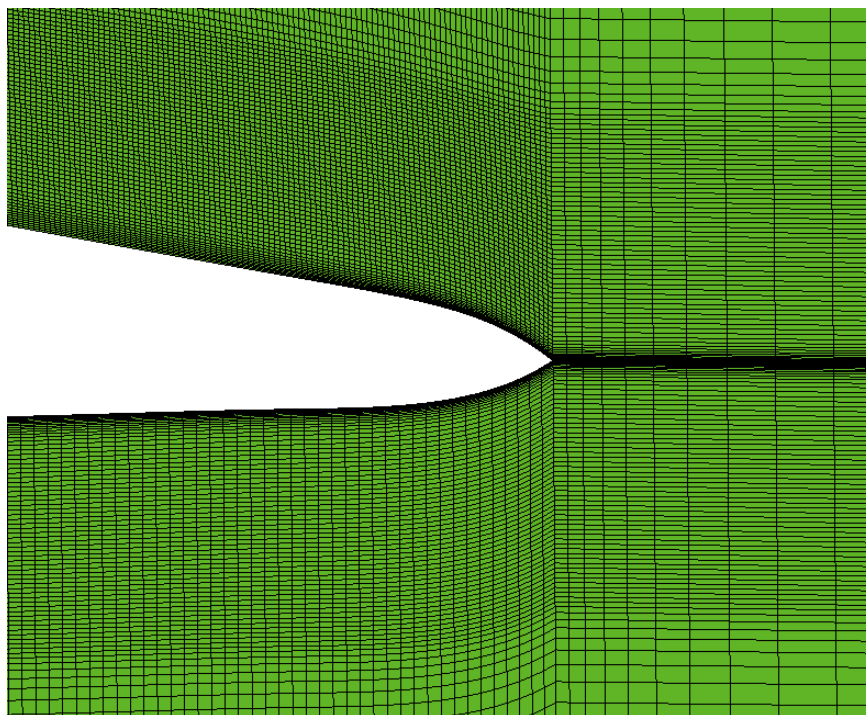


Рисунок 2 – Фрагмент сеточной модели

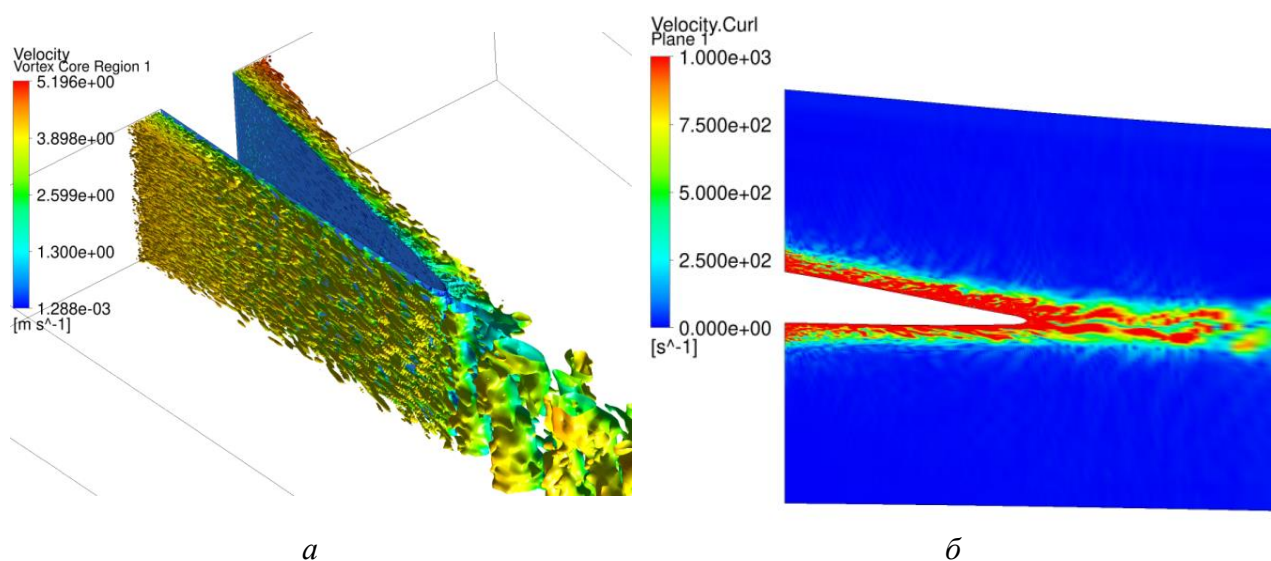


Рисунок 3 – Визуализация течения вблизи задней кромки профиля в фиксированный момент времени:  
*a* – поле модуля скорости на поверхности постоянной завихренности;  
*б* – поле модуля завихренности в сечении параллельном основному потоку

Моделирование акустического поля проводится по результатам численного решения уравнения Гельмгольца с акустическими источниками в правой части совместно с уравнениями теории упругости и граничными условиями (7) методом конечных элементов в ПО "СА-ТЕС-ДК" [11–15].

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta \tilde{P} + k^2 \tilde{P} = \rho \frac{\partial^2 u_n u_m}{\partial x_n \partial x_m}, \\ -\omega^2 \rho_e U_n(x) = \frac{\partial \sigma_{nm}(x)}{\partial x_m}, \\ \lim_{R \rightarrow \infty} R \left( \frac{\partial \tilde{P}}{\partial R} + ik \tilde{P} \right) = 0, \\ \frac{\partial \tilde{P}}{\partial N} = \rho \omega^2 U|_{\Gamma}, \end{array} \right. \quad (7)$$

где  $P$  – искомое давление, Па;  $k = \omega/c$  – волновое число,  $m^{-1}$ ;  $c$  – скорость звука в жидкости, м/с;  $n, m = 1, 2, 3$  – индексы;  $\rho_e$  – плотность обтекаемого тела,  $kg/m^3$ ;  $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)$  – вектор координат, м;  $\sigma_{nm}$  – компоненты тензора напряжений обтекаемого тела, Па;  $\omega$  – циклическая частота, рад/с;  $R$  – расстояние от источника, м;  $N$  – нормаль к поверхности обтекаемого тела;  $U$  – нормальное перемещение точек обтекаемого тела, м;  $\Gamma$  – обтекаемая поверхность; знак « $\sim$ » – Фурье-преобразование во временной области;  $i$  – мнимая единица.

Акустические источники формируются с помощью алгоритмов, реализованных в ПО "САТЕС-ДК", использующих в качестве исходных данных нестационарные поля скоростей, полученные по результатам моделирования течения. С целью устранения из расчётной схемы негативного влияния синтетической турбулентности, генерируемой на входе в расчётную область, проводилась пространственная фильтрация поля скоростей с занулением величин пульсаций на входе и выходе гидродинамической расчётной области. Полученная временная реализация длиной  $T = 1$  с разделяется на 9 окон с перекрытием 50%, количество отсчётов в одном окне  $N = 800$  точек в совокупности с шагом дискретизации по времени  $dt = 0,25$ мс соответствовало частотному шагу  $df = 5$ Гц в спектре мощности, где  $df = F_s/N$  и  $F_s = 1/dt$ .

Акустическая конечно-элементная модель (АКМ) (рисунок 4) представляет собой сферу  $I$  диаметром 4 метра с выделенной внутри неё подобластью 2, пространственно совпадающей с гидродинамической расчётной областью.

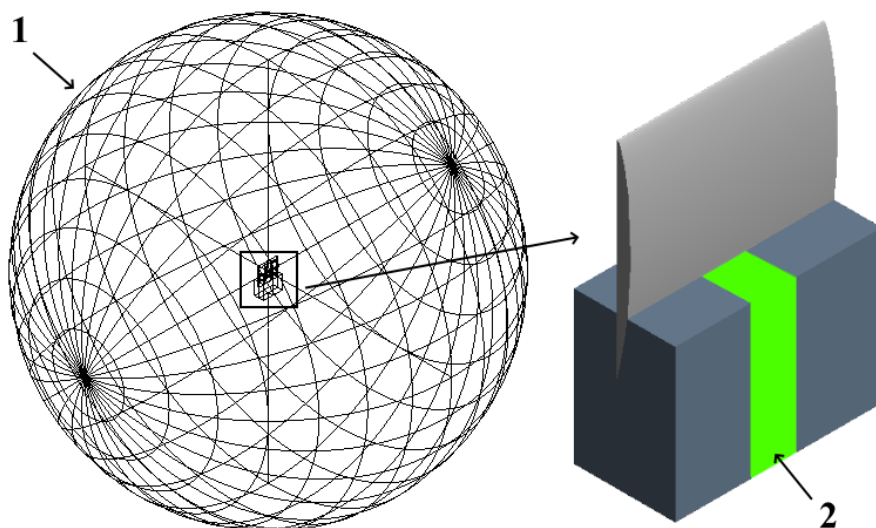


Рисунок 4 – АКМ для интерполяции источников гидродинамического шума

В подобласти 2 производится интерполяция нестационарного поля скоростей с последующим расчётом источников гидродинамического шума. Граничное условие на сферической



границе представляет собой импедансное условие неотражения проходящих по нормали через неё акустических волн. Такое граничное условие описывает распространение волн в бесконечное свободное пространство. На поверхности профиля задано условие отражения волн от поверхности тела.

Размер элемента в области 2 выбирается исходя из соотношения  $l_{ак2}=4l_{гд}$ , где  $l_{ак}$  размер элемента в акустической КЭМ, а  $l_{гд}$  - размер элемента в аэродинамической сеточной модели. В остальной области размер элемента соответствует  $l_{ак1}=\lambda_{min}/3$ , где  $\lambda_{min}=c/f_{max}$  – наименьшая длина волны, соответствующая максимальной моделируемой частоте,  $c$  – скорость распространения звука. Количество квадратных элементов АКМ составляет 1,1 млн. На рисунке 5 показана АКМ в диаметральной плоскости.

Материал профиля имеет характеристики: плотность  $\rho_e = 2800$  кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнга  $E = 7,2e+10$  Па, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,33$ .

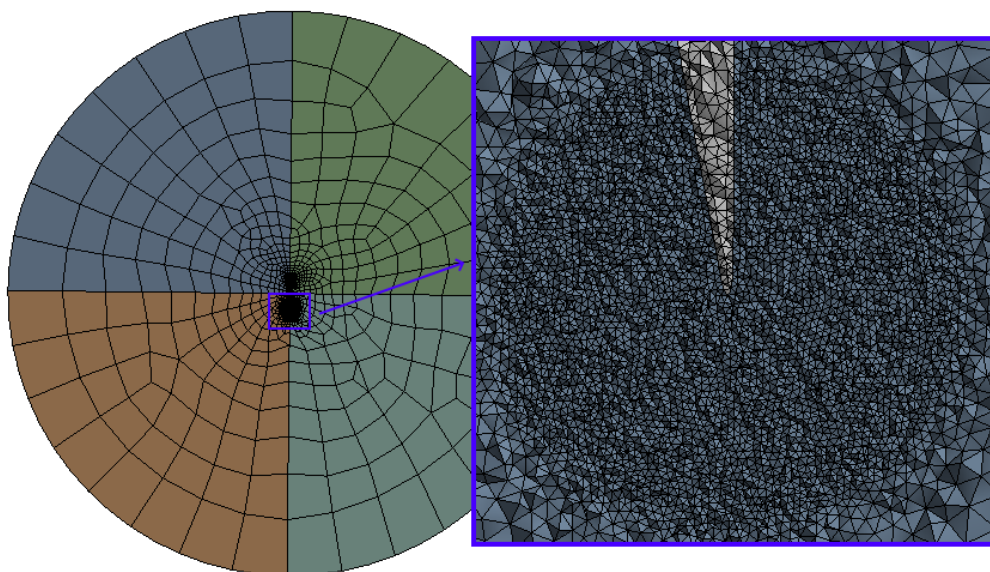


Рисунок 5 – АКМ в диаметральной плоскости

Кросс-верификация разработанного метода проводится на примере задачи о шумоизлучении задней кромки модельного профиля, обтекаемого потоком жидкости: скорость звука  $c = 1500$  м/с, коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 1.006e-6$  м<sup>2</sup>/с.

На рисунке 6 показана погонная спектральная плотность мощности источника, который получен из решения гидродинамической задачи, и её аппроксимация кубической функцией. Он является широкополосным, монотонно убывающим по частоте. Полученный аппроксимированный источник расставляется вдоль задней кромки профиля в узлах АКМ, геометрически совпадающих с выделенным фрагментом (рисунок 7). Звуковое давление в такой постановке задачи вычисляется по формуле (6) как суперпозиция звукового давления от каждого источника и сравнивается со звуковым давлением, полученным с помощью связанного расчёта «гидродинамика-акустика» [11–15] в контрольной точке над задней кромкой (рисунок 8). Средняя погрешность составляет не более 3дБ. Узкополостный подъём на частоте 938 Гц связан с собственной частотой профиля, форма колебаний на этой частоте показана на рисунке 9. Профиль окрашен в цвет перемещения, красный цвет соответствует максимальному уровню перемещений, синий – минимальному. Можно отметить, что середина задней кромки профиля является его наиболее шумоизлучающей частью.

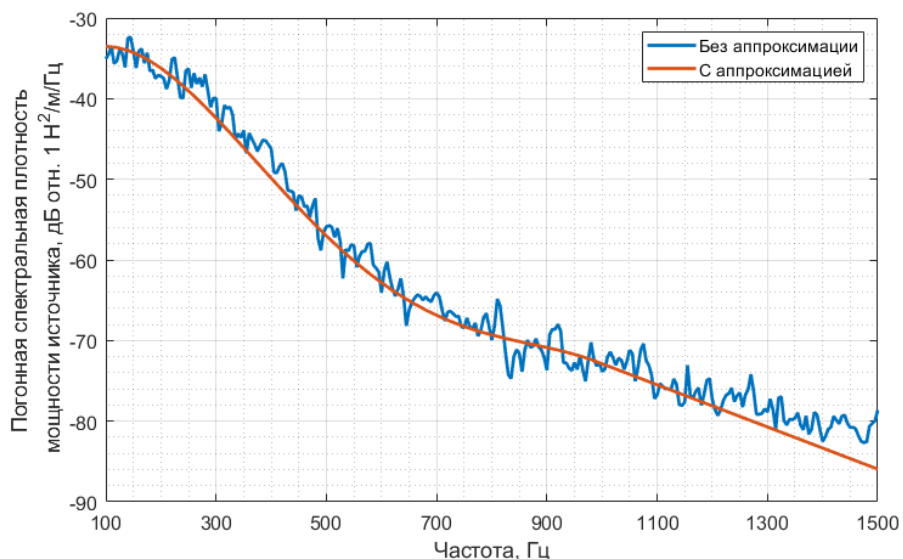


Рисунок 6 – Погонная спектральная плотность мощности источника

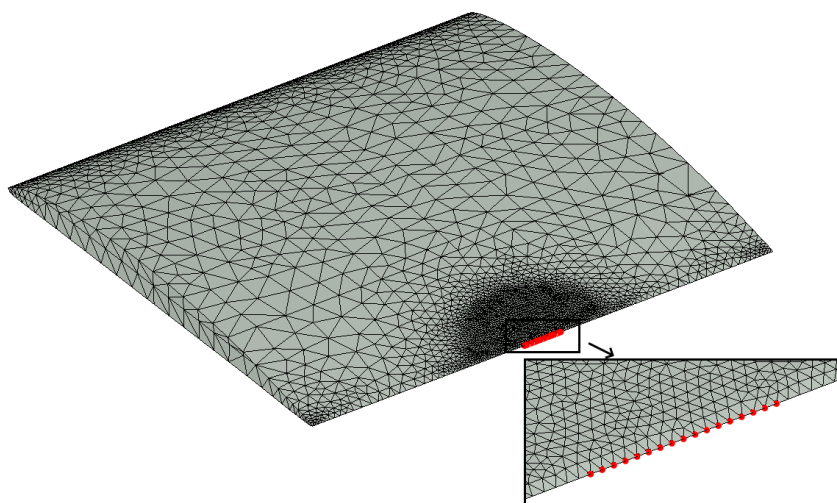


Рисунок 7 – Схема задания узлов на задней кромке (красные точки), в которые расставляются точечные эквивалентные источники

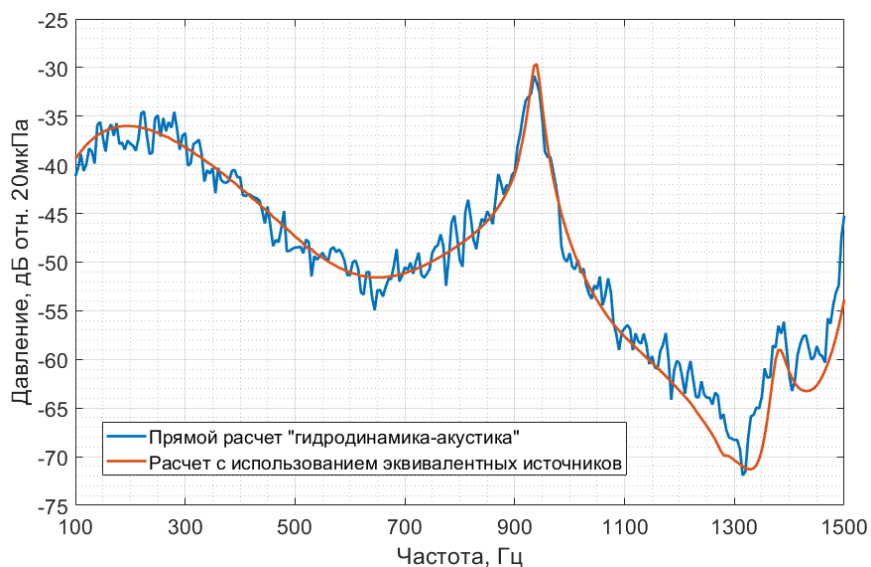


Рисунок 8 – Акустическое давление в контрольной точке



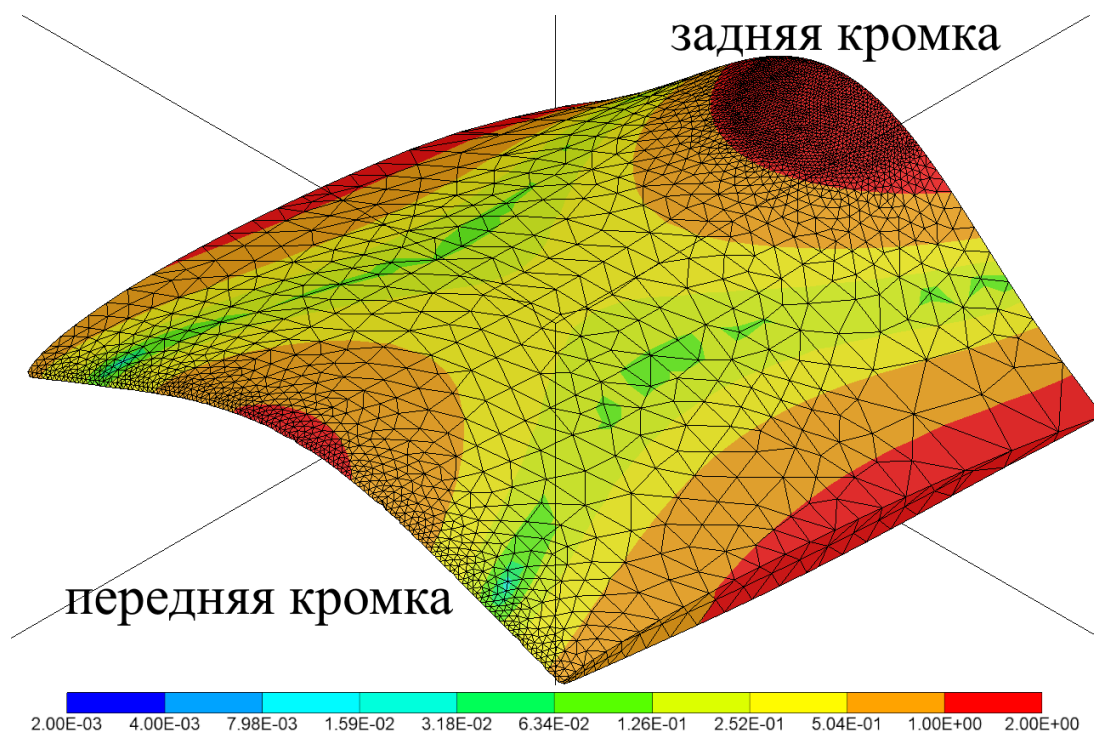


Рисунок 9 – Собственная форма колебаний профиля на частоте 938Гц.  
Профиль окрашен в цвет перемещения, красный цвет соответствует максимальному значению, синий – минимальному

Время решения гидродинамической части задачи составляет 17 часов с использованием 7 вычислительных узлов, на каждом из которых по 2 процессора с 20 ядрами Intel(R) Xeon(R) Gold 6230 CPU @ 2.10GHz. Решение акустической задачи в случае прямого расчёта «гидродинамика-акустика» разделяется на несколько этапов: загрузка временной реализации скоростей (4 часа), их интерполяция на АКМ (3 часа) и решение гармонического анализа (5 минут на одной частоте). Для решения на каждом этапе используется 1 вычислительный узел с такими же характеристиками. Решение акустической задачи в случае использования эквивалентных источников состоит из интерполяции источников на АКМ (порядка 1 минуты) и решение гармонического анализа (1 минута на одной частоте), для решения используется 1 вычислительный узел, на котором один процессор с 20 ядрами Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2680 v2 @ 2.80GHz.

В случае моделирования обтекания задней кромки профиля целиком гидродинамическая сеточная модель состояла бы из 140 млн элементов, а время решения гидродинамической задачи при использовании таких же вычислительных ресурсов составило бы 10 суток. Решение акустической задачи в таком случае осложняется большим объёмом гидродинамических данных, хранящих поле скорости в каждом узле гидродинамической модели на каждом временном шаге, что вероятно не позволило бы решить данную задачу. В случае же использования эквивалентного источника можно получить звуковое давление и от всей задней кромки, расставив эквивалентные источники по всей длине задней кромки.

## Заключение

Предложен новый подход к моделированию кромочного шума. Метод основан на декомпозиции расчётной области на фрагменты и определении эквивалентного точечного источника для выделенного фрагмента.

Преимуществом подхода с использованием эквивалентного источника является уменьшение вычислительных затрат. Способ позволяет увеличить максимально разрешаемую частоту за счёт уменьшения расчётной области, а также осуществить физическую интерпретацию процесса генерации кромочного шума.

Проведена кросс-верификация метода в сравнении с сопряжённой задачей «гидродинамика-акустика» для задачи о шумоизлучении фрагмента задней кромки модельного профиля. Средняя погрешность метода составляет не более 3дБ. Дальнейшее развитие метода может позволить ещё больше сократить временные затраты на получение оценки кромочного шума.

## Список использованных источников

1. Chevalier, F. Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers / F. Chevalier, L. Bordier, C. Leblond [и др.] // OCEANS. – 2019. – С. 1-4.
2. Lighthill, M. On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory / M. Lighthill // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. – 1952. – Т. 211. – С. 564–587.
3. Гарбарук, А. В. Современные подходы к моделированию турбулентности / А. В. Гарбарук. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с.
4. Martin, R. Noise Radiated by An Open Cavity At Low Mach Number / R. Martin, M. Soria, O. Lehmkuhl, A. Gorobets [и др.] // Tenth International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD10) / Barcelona, Spain, July 9-13, 2018.
5. Yokoyama, H. Effect of freestream turbulence on cavity tone and sound source / H. Yokoyama, H. Odawara, A. Iida // Hindawi Publishing Corporation. International journal of aerospace engineering. – 2016.
6. Kajishima, T. Computational fluid dynamics: Incompressible turbulent flows / T. Kajishima, K. Taira. – Cham: Springer, Switzerland, 2017.
7. Sagaut, P. Multiscale and multiresolution approaches in turbulence. LES, DES and hybrid RANS/LES methods: applications and guidelines / P. Sagaut, S. Deck, M. Terracol // London: Imperial College Press, UK, 2013.
8. Фахи, Ф. Д. Некоторые приложения принципа взаимности в экспериментальной виброакустике / Ф. Д. Фахи // Акустический журнал. – 2003. – Т. 49, № 2. – С. 262–277.
9. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – Москва : Наука. – 1987. – 840 с.
10. Menter, F. R. Best Practice: Scale-Resolving simulations in ANSYS CFD / F. R. Menter // Ansys Germany GMBH. – 2012.
11. Суворов, А. С. Численное моделирование излучения звука с использованием акустических контактных элементов / А. С. Суворов, Е. М. Соков, П. В. Артельный // Акустический журнал. – 2014. – Т. 60, №6. – С. 663–672.
12. Суворов, А. С. Метод конечно-элементного моделирования шумоизлучения, генерируемого неоднородностями тел, движущихся в турбулентном потоке жидкости / А. С. Суворов, П. И. Коротин, Е. М. Соков // Акустический журнал. – 2018. – Т. 64, №6. – С. 756–757.
13. Суворов, А. С. Прогноз шумоизлучения от неоднородностей обтекаемой поверхности / А. С. Суворов, П. С. Кальясов, П. И. Коротин [и др.] // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – Т. 389, № 3. – С. 150-156.
14. Кайнова, А. В. Валидация метода конечно-элементного моделирования акустического переизлучения тел, обтекаемых турбулентным потоком жидкости / А. В. Кайнова, П. И. Коротин, Е. М. Соков, А. С. Суворов // Прикладная математика и механика. – 2019. – Т. 83, №3. – С. 384-392.
15. Суворов, А. С. Метод конечно-элементного моделирования гидродинамического шума, возникающего при обтекании упругих тел / А. С. Суворов, Е. М. Соков, А. Л. Вировлянский [и др.] // Акустический журнал. – 2023. – Т. 69, №6. – С. 713–721.

## Application of the equivalent source method for numerical simulation of hydrodynamic noise of elastic bodies

**N. V. Balakireva** Junior Researcher;  
Federal Research Center A. V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied  
Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS);  
Nizhny Novgorod, Russian Federation;  
balakireva@ipfran.ru

**S. G. Zaitseva** Junior Researcher;  
Federal Research Center A. V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied  
Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS);  
Nizhny Novgorod, Russian Federation;  
s.zaitseva@ipfran.ru

*The paper presents a novel approach to predicting the emission characteristics of hydrodynamic edge noise, which occurs when elastic bodies move in turbulent flow. The solution is based on the decomposition of the computational domain and replacing it with a set of segments. Each such subdomain determines the corresponding energy contribution of hydrodynamic noise sources to the total sound field of a streamlined body. The statistical independence of the processes of the selected regions allows us to give a simplified representation of the radiation flowing around the body in the form of a sound propagation process from a finite number of point sources. The purpose of the report is to cross-verify the method on the model problem of profile flow by a liquid flow. The average error of the method relative to the associated calculation "hydrodynamics-acoustics" is no more than 3dB in the range up to 1500 Hz.*

**Keywords:** hydrodynamic noise; method of equivalent sources; acoustic radiation; numerical simulation

**Citation:** Balakireva, N. V. and Zaitseva, S. G. (2024), "Application of the equivalent source method for numerical simulation of hydrodynamic noise of elastic bodies", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 7-18. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-7-18. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Chevalier, F., Bordier, L., Leblond, C. et al. (2019), "Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers", *OCEANS*, pp. 1-4.
2. Lighthill, M. (1952), "On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory", *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, vol. 211, pp. 564–587.
3. Garbaruk, A. V. (2016), *Sovremennye podhody k modelirovaniyu turbulentnosti* [Modern approaches to turbulence modeling], Izd-vo Politekhn. Un-ta, St. Petersburg, Russia. (In Russian)
4. Martin, R., Soria, M., Lehmkuhl, O., Gorobets, A., Cante, J. and Vidal, P. (2018), "Noise Radiated by an Open Cavity at Low Mach Number", *Tenth International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD10)*, Barcelona, Spain, 9-13 July 2018, pp.18.
5. Yokoyama, H., Odawara, H. and Iida, A. (2016), "Effect of freestream turbulence on cavity tone and sound source", *International Journal of Aerospace Engineering*, pp. 16.
6. Kajishima, T. and Taira, K. (2017), *Computational fluid dynamics: Incompressible turbulent flows*, Springer, Cham, Switzerland.
7. Sagaut, P., Deck, S. and Terracol, M. (2013), *Multiscale and multiresolution approaches in turbulence. LES, DES and hybrid RANS/LES methods: applications and guidelines*, Imperial College Press, London, United Kingdom.
8. Fahi, F. D. (2003), "Some applications of the reciprocity principle in experimental vibroacoustics", *Acoustical Physics*, vol. 49, no. 2, pp. 262-277. (In Russian)
9. Loytsyanskiy, L. G. (1987), *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas], Nauka, Moscow, Russia. (In Russian)
10. Menter, F. R. (2012), *Best Practice: Scale-Resolving simulations in ANSYS CFD*, Ansys Germany GMBH, Germany.

11. Suvorov, A. S., Sokov, E. M. and Artel'ny, P. V. (2014), "Numerical simulation of sound emission using acoustic contact elements", *Acoustical Physics*, vol. 60, no. 6, pp. 663–672. (In Russian)
12. Suvorov, A. S., Korotin, P. I. and Sokov, E. M. (2018), "A method of finite element modeling of noise emission generated by inhomogeneities of bodies moving in a turbulent fluid flow", *Acoustical Physics*, vol. 64, no. 6, pp. 756–757. (In Russian)
13. Suvorov, A. S., Kal'yasov, P. S., Korotin, P. I., Sokov, E. M. and Artel'ny, P. V. (2019), "Prediction of noise emission from inhomogeneities of a streamlined surface", *Proceedings of the Krylov State Scientific Center*, vol. 3, no. 389, pp. 150–156. (In Russian)
14. Kainova, A. V., Korotin, P. I., Sokov, E. M. and Suvorov, A. S. (2019), "Validation of the method of finite element modeling of acoustic re-emission of bodies streamlined by a turbulent fluid flow", *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 83, no. 3, pp. 384–392. (In Russian)
15. Suvorov, A. S., Sokov, E. M., Virovlyanskiy, A. L., Ereemeev, V. O. and Balakireva, N. V. (2023), "The method of finite element modeling of hydrodynamic noise arising from the flow of elastic bodies", *Acoustical Physics*, vol. 69, no. 6, pp. 713–721. (In Russian)