

УДК: 534; 532.59

Развитие метода акустико-вихревой декомпозиции для моделирования шума автомобильных шин

А. А. Аксёнов^{1,a}, В. С. Каширин¹, С. Ф. Тимушев^{2,b}, Е. В. Шапоренко¹

¹ООО «ТЕСИС»,

Россия, 127083, г. Москва, ул. Юннатов, д. 18, оф. 705

²Московский авиационный институт (НИУ),

Россия, 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, 4

E-mail: ^a andrey@tesis.com.ru, ^b irico.harmony@gmail

Получено 02.05.2023, после доработки — 21.07.2023.

Принято к публикации 15.08.2023.

Дорожный шум является одной из ключевых проблем в обеспечении поддержания высоких стандартов охраны окружающей среды. В диапазоне скоростей от 50 до 120 км/ч шины являются основным источником шума, создаваемого движущимся автомобилем. Хорошо известно, что шум и вибрация шин генерируются либо взаимодействием протектора шины и дорожного покрытия, либо некоторыми внутренними динамическими эффектами. В данной статье рассматривается применение нового метода моделирования генерации и распространения звука при движении автомобильной шины, основанного на применении так называемой акустико-вихревой декомпозиции. Используемые в настоящее время подходы к моделированию шума автомобильных шин основаны главным образом на применении уравнения Лайтхила и аэроакустической аналогии. Аэроакустическая аналогия не является математически строгой формулировкой для вывода источника (правой части) акустического волнового уравнения при решении задачи — разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) мод колебаний. При разработке метода акустико-вихревой декомпозиции проводится математически строгое преобразование уравнений движения сжимаемой среды для получения неоднородного волнового уравнения относительно пульсаций статической энтальпии с источником членом, который зависит от поля скоростей вихревой моды. При этом колебания давления в ближнем поле представляют собой сумму акустических колебаний и псевдозвука. Таким образом, метод акустико-вихревой декомпозиции позволяет адекватно моделировать и акустическое поле, и динамические нагрузки, генерирующие вибрацию шины, обеспечивая полное решение проблемы моделирования шума шин, который является результатом ее турбулентного обтекания с генерацией вихревого звука, а также динамического нагружения и излучения шума вследствие вибрации шины. Метод впервые реализован и тестируется в программном пакете FlowVision. Приводятся сравнение результатов FlowVision с расчетами, полученными с помощью пакета LMS Virtual.Lab Acoustics, и объясняется некоторое различие в спектрах акустического поля.

Ключевые слова: акустико-вихревая декомпозиция, звуковое давление, гидродинамический источник звука, шина

UDC: 534; 532.59

Development of acoustic-vortex decomposition method for car tyre noise modelling

A. A. Aksenov^{1,a}, V. S. Kashirin¹, S. F. Timushev^{2,b}, E. V. Shaporenko¹

¹TESIS LLC,

off. 705, 18 Unnatov st., Moscow, 127083, Russia

²Rocket Engines Department of the Moscow Aviation Institute (National Research University),
4 Volokolamskoye Highway, Moscow, 125993, Russia

E-mail: ^a andrey@tesis.com.ru, ^b irico.harmony@gmail

Received 02.05.2023, after completion – 21.07.2023.

Accepted for publication 15.08.2023.

Road noise is one of the key issues in maintaining high environmental standards. At speeds between 50 and 120 km/h, tires are the main source of noise generated by a moving vehicle. It is well known that either the interaction between the tire tread and the road surface or some internal dynamic effects are responsible for tire noise and vibration. This paper discusses the application of a new method for modelling the generation and propagation of sound during tire motion, based on the application of the so-called acoustic-vortex decomposition. Currently, the application of the Lighthill equation and the aeroacoustics analogy are the main approaches used to model tire noise. The aeroacoustics analogy, in solving the problem of separating acoustic and vortex (pseudo-sound) modes of vibration, is not a mathematically rigorous formulation for deriving the source (right-hand side) of the acoustic wave equation. In the development of the acoustic-vortex decomposition method, a mathematically rigorous transformation of the equations of motion of a compressible medium is performed to obtain an inhomogeneous wave equation with respect to static enthalpy pulsations with a source term that depends on the velocity field of the vortex mode. In this case, the near-field pressure fluctuations are the sum of acoustic fluctuations and pseudo-sound. Thus, the acoustic-vortex decomposition method allows to adequately modeling the acoustic field and the dynamic loads that generate tire vibration, providing a complete solution to the problem of modelling tire noise, which is the result of its turbulent flow with the generation of vortex sound, as well as the dynamic loads and noise emission due to tire vibration. The method is first implemented and test-ed in the FlowVision software package. The results obtained with FlowVision are compared with those obtained with the LMS Virtual.Lab Acoustics package and a number of differences in the acoustic field are highlighted.

Keywords: acoustic-vortex decomposition, sound pressure, hydrodynamic sound source, tire

Citation: *Computer Research and Modeling*, 2023, vol. 15, no. 4, pp. 979–993 (Russian).

Введение

Дорожный шум стал серьезной проблемой в области охраны окружающей среды. Так, по данным измерений в Санкт-Петербурге [Буторина, Иванов, Минина, 2009], наиболее значимым источником шума в городской застройке является авиационный транспорт (32,3 % территории), далее следуют автомобильный транспорт (21,7 % территории), промышленные источники (14 %), железнодорожный транспорт (6,7 %).

В диапазоне скоростей от 50 до 120 км/ч шины являются основным источником шума, создаваемого движущимся автомобилем. Шум может быть неприятным не только для водителя автомобиля, но и для окружающих. В первую очередь для людей, которые живут около дорог или постоянно находятся на дороге. Десятки проезжающих машин создают внешний шум, издаваемый шинами каждого из них, и эти люди постоянно находятся в шумной обстановке.

Хорошо известно, что шум и вибрация шин генерируются либо взаимодействием протектора шины и дорожного покрытия, либо некоторыми внутренними динамическими эффектами. Существует много теоретических представлений о механизме возникновения шума и вибраций, которые являются предметом продолжающихся исследований, что видно по публикациям [Tretiakov, 2000; Zhao et al., 2017; Wang et al., 2023]. Характер возбуждения шума зависит от различных параметров, включая текстуру и свойства поверхности дороги, а также геометрию и характеристики пятна контакта шины.

По своей природе шум шины можно разделить на две основные группы: 1) аэроакустический шум; 2) шум, вызванный вибрацией. В первой группе колебания акустического давления вызываются гидродинамическими источниками, непосредственно связанными с обтеканием шины потоком воздуха, в то время как во второй группе колебания акустического давления генерируются структурной вибрацией при взаимодействии шины с окружающим воздухом.

Теоретический и экспериментальный анализ выявляет основные проблемы моделирования шума шин, исходя из источников шума и механизмов его усиления [Gautam, Azizi, Chandy, 2019; Варюхин и др., 2005].

1. Под действием нагрузок шина деформируется, и эти динамические деформации вызывают акустические колебания в окружающем воздухе. Для шины легкового автомобиля спектр частот этих акустических колебаний составляет 200–500 Гц, поскольку именно в этом диапазоне находятся основные собственные частоты шины.
2. Шашечки протектора шины в зоне контакта с дорогой деформируются и далее совершают свободные колебания, вызывая акустические колебания в окружающем пространстве в диапазоне частот 500–1500 Гц.
3. При сжатии шашечек протектора и вытеснении воздуха из полостей в передней части шины, в задней части при их выпрямлении создается разрежение — происходит подсасывание воздуха, под действием такого компрессорного эффекта излучается высокочастотный звук в диапазоне 1–3 кГц.
4. С протектора шины происходит интенсивный срыв вихрей, который является источником турбулентного шума.
5. Шина и дорога работают как рупор, усиливая звук, генерируемый в зоне контакта шины с поверхностью в диапазоне от 300 Гц до 1,2 кГц.
6. Потерявшая контакт с дорогой чашечка протектора образует так резонатор Гельмгольца, который на определенных частотах значительно усиливает акустическое излучение.

7. Акустические колебания внутри воздушной полости шины могут усиливаться на ее собственных частотах.

Ранее ПК Flowvision уже использовался для расчета гидродинамики обтекания автомобильной шины [Chen et al., 2014] в сочетании с применением пакетов Abaqus [SIMULIA Abaqus] для расчета динамической деформации шины и пакета LMS Virtual.Lab Acoustics [LMS Virtual.Lab] для расчета дальнего акустического поля.

Данная статья посвящена развитию программного комплекса FlowVision (ПК FV) [Аксёнов, 2017; FlowVision 3.13.02] на область вычислительной аэроакустики (CAA) для численного моделирования генерации и распространения звуковых волн в нестационарном течении сжимаемой среды. Таким образом, в новом акустическом программном модуле ПК FV могут быть независимо решены задачи 4–7 из ранее перечисленного списка. Кроме того, с привлечением программных пакетов для определения динамических деформаций шины и при использовании технологии «жидкость – поверхность» (FSI) могут быть решены и остальные проблемы 1–3 из указанного списка.

1. Метод акустико-вихревой декомпозиции

Используемые в настоящее время подходы к моделированию шума автомобильных шин основаны главным образом на применении уравнения Лайтхила [Lighthill, 1952] и так называемой аэроакустической аналогии, введенной в последующих работах Керла [Curle, 1955], Флоукс-Уильямса и Хоукинса [Ffowcs-Williams, Hawkings, 1969], при применении теоремы Кирхгофа [Farassat, Myers, 1988]. В связи с развитием возможностей использования методов вычислительной гидродинамики и акустики подходы, основанные на численном моделировании нестационарного течения с использованием современных методов вычислительной гидродинамики, например LES, с последующим определением акустического излучения, получают все более широкое развитие [Zhou et al., 2020; Banz et al., 2016; Uddin et al., 2020; Liu et al., 2019].

Необходимо отметить, что аэроакустическая аналогия не является математически строгой формулировкой для вывода источника (правой части) акустического волнового уравнения при решении задачи декомпозиции – разделения акустической и вихревой од колебаний.

При разработке метода акустико-вихревой декомпозиции учитывается, что колебания параметров нестационарного течения генерируют акустические колебания, распространяющиеся со скоростью звука в рабочей среде. В то же время колебания параметров основного течения распространяются со скоростью потока воздуха. Последнюю форму нестационарного движения называют псевдозвук [Блохинцев, 1986] или вихревой модой [Goldstein, 1976]. Метод базируется на теоретическом подходе Блохинцева, Ландау, Кроу [Crow, 1970] и Артамонова [Артамонов, 1982]. Предлагаемый подход декомпозиции поля скоростей и пульсаций давлений на вихревую (псевдозвук) и акустическую моду основан на линеаризации уравнений движения сжимаемой среды с учетом низкого числа Маха и изэнтропического течения (подробное преобразование уравнений приведено в [Аксёнов и др., 2023]). Данный метод последовательно развивается и используется в ПК FV для решения ряда задач аэроакустики, в [Timouchev et al., 2006; Аксёнов, Гаврилюк, Тимушев, 2016; Аксёнов, Гаврилюк, Тимушев, 2017; Timushev et al., 2019] представлены примеры численного решения распространения звука на основе данного метода.

Представим скорость основного стационарного течения в виде векторной суммы:

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \mathbf{V}' = \mathbf{U} + \nabla\varphi. \quad (1)$$

Здесь \mathbf{V} – мгновенная скорость среды, $\mathbf{V}' = \nabla\varphi$ – скорость акустического течения, φ – акустический потенциал, $|\nabla\varphi| \ll |\mathbf{U}|$,

$$\nabla\mathbf{U} = 0, \nabla \times \nabla\varphi = 0 \quad \Rightarrow \quad \nabla \times \mathbf{V} = \nabla \times \mathbf{U}.$$

Уравнения Навье – Стокса:

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \frac{V^2}{2} - \mathbf{V} \times (\nabla \times \mathbf{V}) = \frac{\nabla P}{\rho} + \nu \Delta \mathbf{V}, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

при условии изоэнтропического течения $s = \text{const} \Rightarrow dh = \frac{dp}{\rho}$, $dP = a^2 d\rho$. Тогда (2) может быть записано как

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \frac{V^2}{2} - \mathbf{V} \times (\nabla \times \mathbf{V}) = -\nabla h + \nu \Delta \mathbf{V}, \\ \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla h \right) + \nabla \mathbf{V} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Подставим (1) в (3):

$$\begin{cases} \frac{d\mathbf{U}}{dt} = -\nabla H + \nu \Delta \mathbf{U} + \nabla \varphi \cdot \nabla \times \mathbf{U}, \\ \frac{1}{a^2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \Delta \varphi = \frac{1}{a} \frac{dH}{dt}. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь

$$H = h + \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{2}(\nabla \varphi)^2.$$

Продифференцируем второе уравнение по времени и, подставив $\frac{d\varphi}{dt} = H - h$, получим

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 h}{dt^2} - \Delta h = -\Delta H.$$

При условии $M \ll 1$

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} - \Delta h = GS. \quad (5)$$

Здесь, при условии $|\mathbf{V}'| \ll |\mathbf{U}|$,

$$-\Delta H = S = \nabla(\mathbf{U} \nabla \mathbf{U}) = \nabla \left(\frac{1}{2} \nabla U^2 - \mathbf{U} \times \nabla \mathbf{U} \right) = \nabla(\mathbf{V} \nabla \mathbf{V}). \quad (6)$$

Здесь $GS = -\Delta H$ – гидродинамический источник звука. Представим мгновенную энтальпию и функцию источника как сумму осредненного значения и пульсационной составляющей: $h = \langle h \rangle + h'$, $GS = \langle SG \rangle + GS'$. Тогда (5) приводится к волновому уравнению относительно пульсаций энтальпии с источником членом, представляющим собой нестационарную часть (6):

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 h'}{\partial t^2} - \Delta h' = GS'. \quad (7)$$

Уравнение (7) дополняется граничными условиями: акустически «твердая» граница $\frac{\partial h'}{\partial n} = 0$; акустически «мягкая» граница $h' = \text{значение}$; акустический импеданс $h' = \rho_w V'_{wn} Z_w$, $Z_w = \rho_w a_w$; сопряженная граница – равенство акустических импедансов, $Z_1 = Z_2$.

2. Постановка задачи

Для проверки применимости метода акустико-вихревой декомпозиции к моделированию генерации шума автомобильными шинами рассматривается качение шины по дороге. В лабораторных условиях дорогу имитирует вращающийся барабан, на который помещена шина, приводящаяся в движение барабаном. Производимый шиной шум фиксируется микрофонами (в результатах расчетов точки фиксации давления также называются микрофонами).

Расчетная модель задачи представлена на рис. 1. Также на этом рисунке показано расположение микрофонов, в которых измерялось акустическое давление в процессе расчетов. Микрофоны в «ближнем поле» (X^+ и X^-) расположены на расстоянии 8 см от поверхности дороги. Микрофоны в «дальнем поле» (1–6) расположены на окружности с радиусом $R = 2$ м в плоскости, отстоящей от земли на расстоянии 30 см.

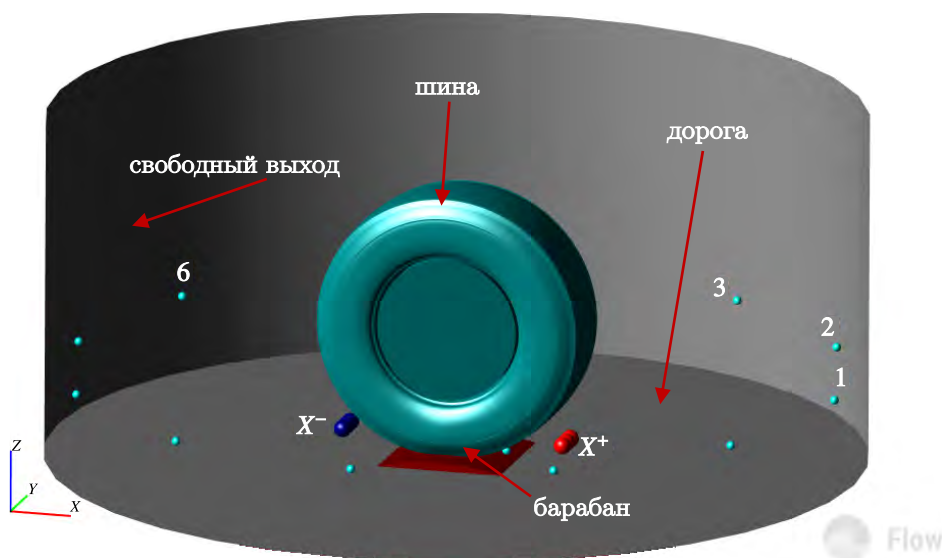


Рис. 1. Расчетная область с микрофонами X^+ , X^- , 1–6

3. Математическая модель

Исследование проводится в рамках модели Навье–Стокса с учетом теплообмена. Исследование генерации и распространения звука выполняется в рамках приведенного выше метода акустико-вихревой декомпозиции.

Модель включает в себя уравнения Навье–Стокса

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot \mu \left(2\widehat{\mathbf{S}} + \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{V})\widehat{\mathbf{I}} \right); \quad (9)$$

уравнение энергии

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} H) = \frac{\partial P}{\partial t} - \nabla \mathbf{J}_q + \nabla \cdot \mu \left(2\widehat{\mathbf{S}} + \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{V})\widehat{\mathbf{I}} \right); \quad (10)$$

неоднородное волновое уравнение

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 h'}{\partial t^2} - \Delta h' = GS'. \quad (11)$$

Здесь ρ — плотность, \mathbf{V} — скорость, t — время, $\widehat{\mathbf{I}}$ — единичный тензор, $\widehat{\mathbf{S}}$ — тензор скоростей деформаций, $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)$ — компоненты тензора скоростей деформаций, μ — молекулярная динамическая вязкость, $H = h + \frac{V^2}{2}$ — полная энтальпия,

$$\mathbf{J}_q = -\frac{\lambda}{C_p} \left(\nabla H + \begin{Bmatrix} \mathbf{V} \cdot \nabla V_x \\ \mathbf{V} \cdot \nabla V_y \\ \mathbf{V} \cdot \nabla V_z \end{Bmatrix} \right)$$

— тепловой поток, λ — коэффициент теплопроводности, C_p — удельная изобарная теплоемкость, a — скорость звука, h' — акустические пульсации энтальпии.

Разностная схема для уравнений (8)–(11) имеет второй порядок точности. Для уравнений (8)–(10) используется неявная разностная схема, для волнового уравнения (11) — явная. Более подробно описано в [FlowVision 3.13.02].

Уравнения (8)–(11) дополняются следующими граничными условиями [FlowVision 3.13.02]:

свободный выход: неотражающее;

шина, дорога: по гидродинамике — стенка без проскальзывания, по температуре — нулевой градиент, для волнового уравнения — полное отражение;

барабан: по гидродинамике — вращение 20 рад/с, стенка без проскальзывания; по температуре — нулевой градиент, для волнового уравнения — полное отражение.

Для учета деформации шины в процессе расчета использовался Moving Body Controller.

Moving Body Controller (MBC) — сторонний функционал, позволяющий ПК FV взаимодействовать в рамках расчета проекта со сторонней программой (например, Abaqus [SIMULIA Abaqus], APM Winmachine [Шелюфаст, Розинский, Венедиктов, 2019], Fidesys [FIDESYS]). MBC дает свободу выбора в построении физической модели движения объекта с учетом деформаций. Для обеспечения этого взаимодействия «Подвижное тело» задается в качестве поверхности обмена. Геометрия данного подвижного тела может быть полностью заменена на геометрию, полученную из сторонних программ, — таким образом реализуется деформация тела в процессе расчета.

Изначально геометрия была представлена набором 700–800 состояний шины на один оборот колеса, которые были получены с использованием программы Abaqus [SIMULIA Abaqus]. MBC линейно интерполирует координаты самой шины между ближайшими сохраненными геометриями. Это позволяет соблюсти критерий CFL по поверхностному шагу, т. е. шина не может пересечь более чем одну ячейку пространственной сетки за шаг по времени. Помимо соблюдения критерия CFL, интерполяция геометрических моделей позволяет регулировать частоту обмена между FlowVision-MBC, что приводит к улавливанию высоких частот при деформации шины.

Движение шины по дороге моделировалось вращением барабана, имитирующего дорогу. MBC производил замещение геометрии шины согласно с текущим моментом времени.

Начальная расчетная сетка выбирается с учетом требований акустического расчета и обеспечивает размер 16 мм. В расчетной области вблизи колеса расчетная сетка варьировалась от 4 мм в объеме до 0,25 мм на протекторе шины (рис. 2).

4. Методика проведения расчетов

Для сравнения различных подходов проводится три расчета акустического поля, генерируемого движением шины.

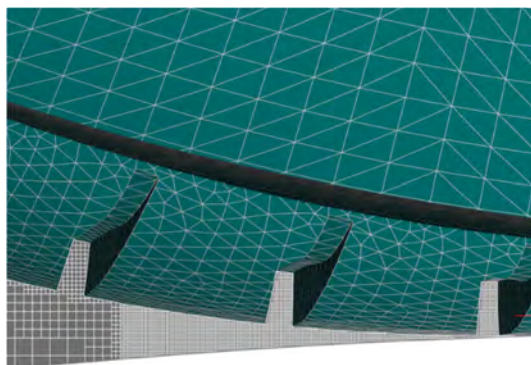


Рис. 2. Расчетная сетка гидродинамического расчета

1. Сопряженный расчет гидродинамики и акустики, в котором рассчитываемый на каждом шаге интегрирования гидродинамический источник учитывается в волновом уравнении (FV-FV).
2. Отдельный акустический расчет с внешним источниковым членом, который накапливается в гидродинамическом расчете (FV-FV_AC).
3. Расчет методом F-WH. Данный расчет проводится в пакетах FlowVision и LMS [LMS Virtual.Lab] (FV-LMS).

4.1. Сопряженный расчет (FV-FV)

На первом этапе считается гидродинамический расчет. На этом этапе расчета решение достигает сходимости к квазистационарному режиму источниковой функции (6). На следующем этапе гидродинамического расчета проводится осреднение по времени в каждой ячейке расчетной области значений гидродинамического источника GS (6) до сходимости результатов к постоянному значению.

На рис. 5 представлено распределение гидродинамического источника в плоскости симметрии колеса. На данном рисунке видно, что гидродинамический источник имеет наибольшую амплитуду в ограниченной зоне контакта колеса с дорогой. Временная зависимость гидродинамического источника в датчиках «Источник звука X^+ » и «Источник звука X^- », расположенных в этой зоне, приведена на рис. 3.

И на последнем, акустическом, этапе к уравнениям движения подключается волновое уравнение; источниковый член волнового уравнения (гидродинамический источник звука) рассчитывается и используется во всех ячейках расчетной области (см. рис. 1) на каждом временном шаге.

Решение получается во временной области. Полученное решение обрабатывается с помощью БПФ.

4.2. Отдельный акустический расчет (FV-FV_AC)

На первом этапе считается гидродинамический расчет. На этом этапе расчета решение достигает сходимости к квазистационарному режиму источниковой функции (6). На следующем этапе гидродинамического расчета проводится накопление гидродинамического источника в выделенном объеме (см. рис. 5). Для этого на каждом временном шаге гидродинамического расчета записывается распределение источника в пространстве. В конце этапа данные об источнике подвергаются следующей обработке: в каждом узле вспомогательной сетки образуется временной

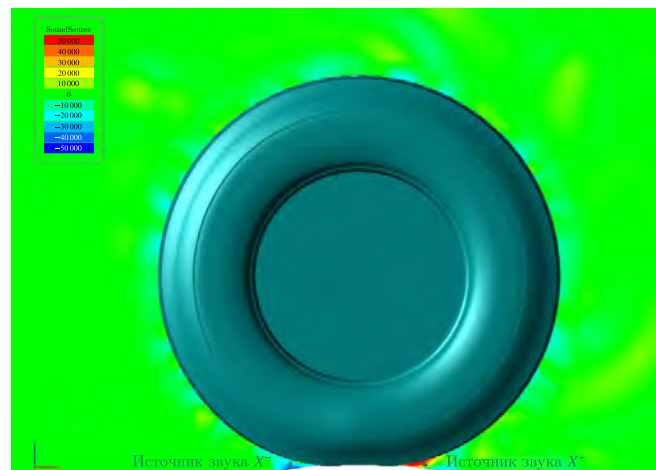


Рис. 3. Гидродинамический источник звука GS ($\text{Дж}/(\text{К} \cdot \text{м}^2)$), мгновенное значение и датчики источника звука

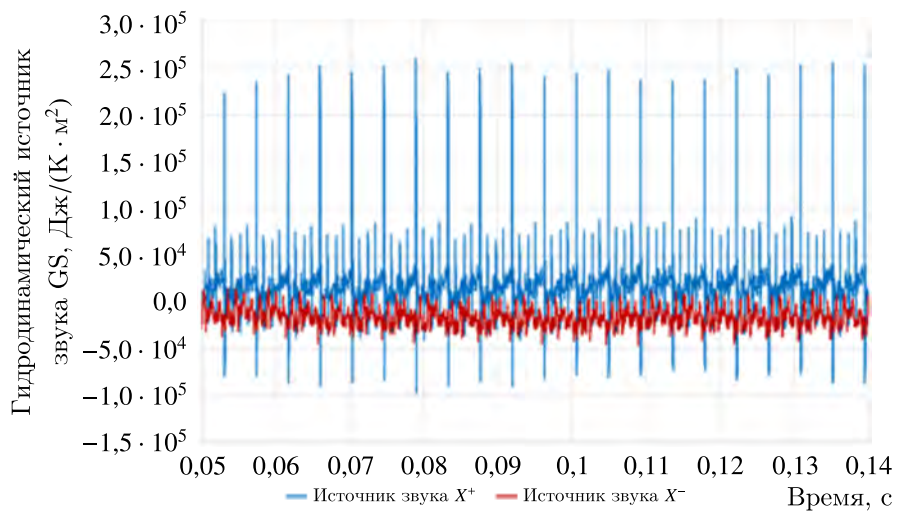


Рис. 4. Квазистационарный гидродинамический источник звука GS ($\text{Дж}/(\text{К} \cdot \text{м}^2)$) в датчиках «Источник звука X^+ » и «Источник звука X^- »

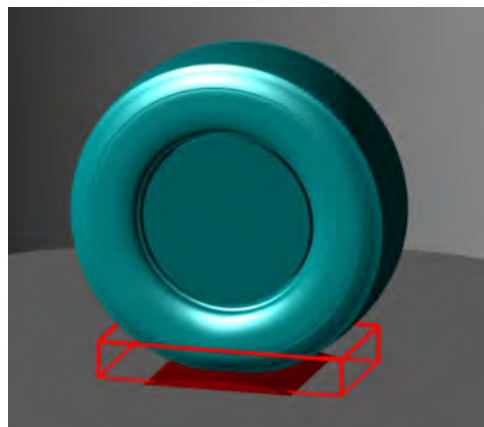


Рис. 5. Бокс для накопления акустического источника

ряд для источника, к которому применяется быстрое преобразование Фурье (БПФ). Коэффициенты ряда Фурье для каждого узла записываются в файл.

На этапе акустического расчета данные о накопленном источнике считываются из файла и на каждом шаге по времени с помощью обратного преобразования Фурье определяется значение источника, при этом выделяется только его нестационарная часть. Этот подход интересен тем, что есть возможность ограничить спектр частот в ряде Фурье и даже использовать только одну выделенную частоту. Можно считать с меньшим шагом по времени, по сравнению с гидродинамическим расчетом. Значения источника на промежуточных шагах получаются автоматически.

Данный способ расчета акустического поля позволяет помещать полученный источник звука в другую область пространства и даже использовать несколько таких источников (например, четыре колеса автомобиля или несколько винтов квадрокоптера).

Решение также лежит во временной области. Полученное решение обрабатывается с помощью БПФ.

4.3. Расчет методом *F-WH (FV-LMS)*

На первом этапе считается гидродинамический расчет. На этом этапе расчета решение достигает сходимости к квазистационарному режиму. На втором этапе накапливается давление на выделенной поверхности вблизи колеса, показанной на рис. 6. Далее накопленные значения давления передаются в пакет LMS, где и рассчитываются звуковые колебания в дальнем поле. В этом случае значение звукового давления в ближнем поле рассчитывается уравнениями Навье – Стокса.

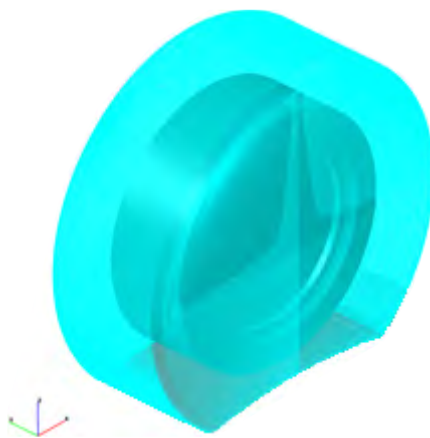


Рис. 6. Поверхность накопления давления для расчета в пакете LMS

5. Результаты расчетов и их анализ

На рис. 7 представлено мгновенное распределение шума в плоскости расположения датчиков для акустического расчета.

Распределение амплитуды звукового поля по частотам в микрофонах приведено на рис. 8. Из приведенных на рис. 8 результатов можно сделать следующие выводы.

1. Амплитуды, полученные в пакете LMS методом *F-WH* и при сопряженном расчете в ближнем поле (датчики X^+ и X^-), качественно согласуются в зоне частот до 1000 Гц и даже в отдельных случаях количественно близки для тональных компонент спектра. В дальнем поле (датчики 1–6) наблюдается качественное согласование по тональным компонентам.

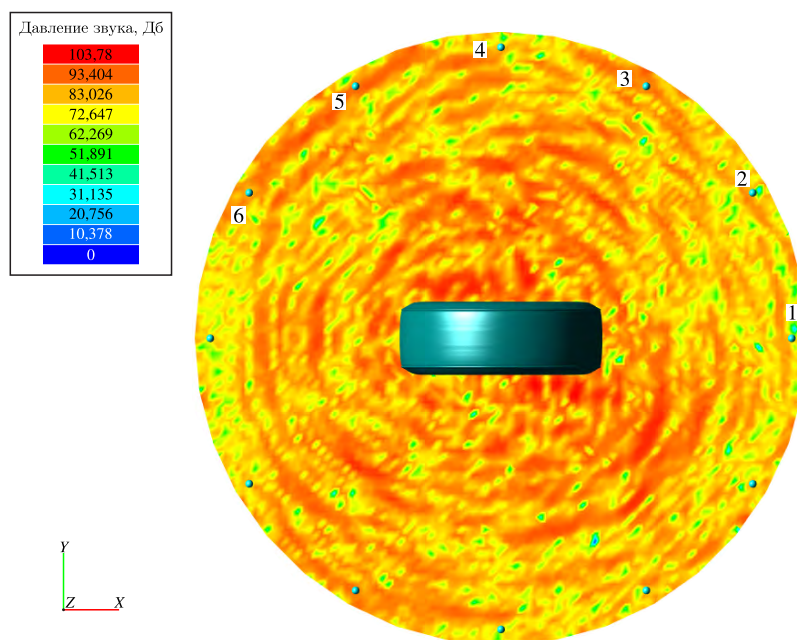


Рис. 7. Мгновенное распределение шума в плоскости микрофонов для отдельного акустического расчета

2. Амплитуды звукового давления в расчете LMS ниже, чем в расчете ПК FV.
3. Отдельный акустический расчет в ПК FV по амплитудам близок к сопряженному расчету, но не показывает энергонесущих тональных компонент спектра.

Рассогласование результатов двух подходов моделирования в ПК FV происходит вследствие того, что в процессе накопления источника звука в ограниченной области происходит искажение действительного источника по амплитуде и фазе. Видно, что в отдельном акустическом расчете есть провалы в широкополосной компоненте спектра, а также не воспроизводятся тональные компоненты, как в сопряженном расчете.

Приведенные результаты расчетов по акустическому давлению, полученные в сопряженном расчете гидродинамики и акустики в ПК FV, показывают качественное согласие с результатами, полученными в пакете LMS. В расчетах согласуются энергонесущие частоты, тогда как по амплитуде LMS показывает более низкие значения. Это связано с тем, что для расчета в пакете LMS использовались данные звукового давления на выделенной поверхности (поверхности Кирхгофа), отстоящей от шины на значительном расстоянии. Распространение звукового давления до этой поверхности рассчитывается методами CFD, при этом акустическая составляющая давления достаточно быстро затухает из-за схемной вязкости численного метода.

Заключение

Продемонстрирована возможность численного моделирования генерации и распространения шума автомобильной шины в пакете FlowVision с использованием метода акустико-вихревой декомпозиции.

Для верификации расчета использованы результаты моделирования акустического поля с использованием метода F-WH в пакете LMS с накоплением источника на поверхности Кирхгофа.

Эти результаты сопоставлены с результатами расчетов в пакете FlowVision, выполненных двумя способами.

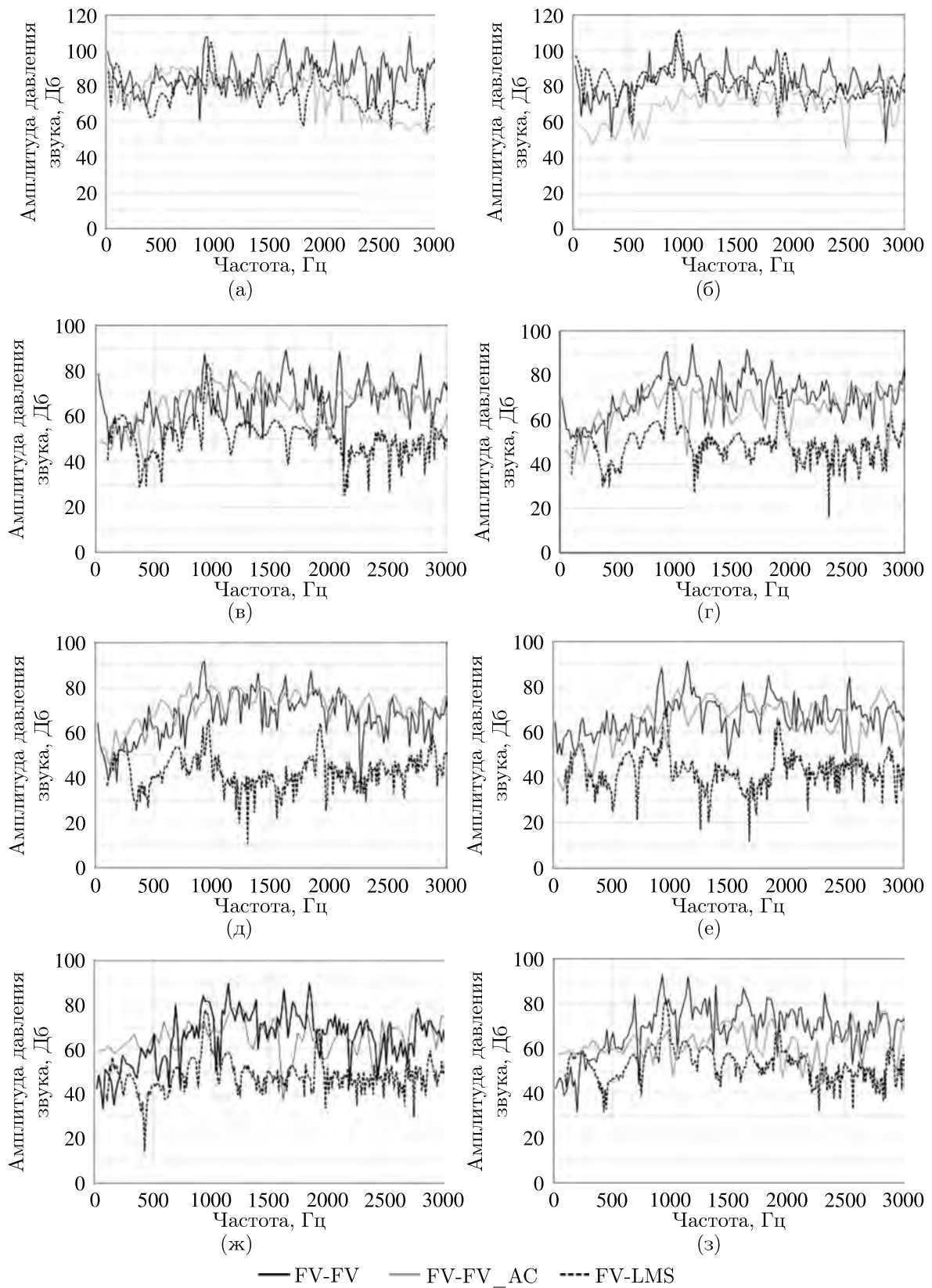


Рис. 8. Распределение по частотам амплитуды давления в микрофонах: а) X^+ ; б) X^- ; в) 1; г) 2; д) 3; е) 4; ж) 5; з) 6

Сопряженный расчет качественно согласуется с расчетом F-WH, в особенности в области доминирующих дискретных частот до 1000 Гц, но в целом расчет F-WH показывает более низкие амплитуды. Это связано с особенностями расчета звукового давления F-WH, куда передаются данные по колебаниям акустического давления на поверхности Киргофа из гидродинамического расчета, в котором быстро затухает амплитуда колебаний давления из-за схемной вязкости численного метода.

Раздельный акустический расчет близок к сопряженному по средним колебаниям амплитуды звукового давления, но не воспроизводит амплитуду на высокоэнергетических дискретных компонентах спектра. Основная причина рассогласования состоит в том, что в сопряженном расчете источник учитывается во всей расчетной области, а в раздельном акустическом расчете — только в выделенной области вблизи пятна контакта шины с поверхностью дороги.

Список литературы (References)

- Аксёнов А. А.* FlowVision: Индустриальная вычислительная гидродинамика // Компьютерные исследования и моделирование. — 2017. — Т. 9, № 1. — С. 5–20.
- Aksenov A. A.* FlowVision: Industrial'naja vychislitel'naja gidrodinamika [FlowVision: Industrial computational fluid dynamics] // Computer Research and Modeling. — 2017. — Vol. 9, No. 1. — P. 5–20 (in Russian).
- Аксёнов А. А., Гаврилюк В. Н., Тимушев С. Ф.* Об одной постановке краевой задачи аэроакустики с импедансными граничными условиями // Noise theory and practice. — 2017. — Vol. 4, No. 3. — С. 21–28.
- Aksenov A. A., Gavriljuk V. N., Timushev S. F.* Ob odnoj postanovke kraevoy zadachi aeroakustiki s impedansnymi granichnymi usloviyami [On a formulation of the boundary-value problem of aeroacoustics with impedance boundary conditions] // Noise theory and practice. — 2017. — Vol. 4, No.3. — P. 21–28 (in Russian).
- Аксёнов А. А., Гаврилюк В. Н., Тимушев С. Ф.* Численное моделирование тонального шума вентиляторов компьютерных устройств и систем кондиционирования // Акустический журнал. — 2016. — Т. 62, № 4. — С. 442–450.
- Aksenov A. A., Gavriljuk V. N., Timushev S. F.* Numerical simulation of tonal fan noise of computers and air conditioning systems // Acoustical Physics. — 2016. — Vol. 62, No. 4. — P. 447–455. (Original Russian paper: *Aksenov A. A., Gavriljuk V. N., Timushev S. F.* Chislennoe modelirovanie tonal'nogo shuma ventilyatorov komp'yuternykh ustroystv i sistem konditsionirovaniya // Akusticheskii zhurnal. — 2016. — Vol. 62, No. 4. — P. 442–450.)
- Аксёнов А. А., Тимушев С. Ф., Клименко Д. В., Федосеев С. Ю.* Применение акустико-вихревого метода для моделирования шума пропеллера мультикоптера // Математическое моделирование. — 2023. — Т. 35, № 6. — С. 14–36. — <https://doi.org/10.20948/mm-2023-06-02>
- Aksenov A. A., Timushev S. F., Klimenko D. V., Fedoseev S. Y.* Primenenie akustiko-vikhrevogo metoda dlya modelirovaniya shuma propellera mul'tikoptera [Application of acoustic-vortex method for modeling of multicopter propeller noise] // Mathematical Modeling. — 2023. — Vol. 35, No. 6. — P. 14–36. — <https://doi.org/10.20948/mm-2023-06-02> (in Russian).
- Артамонов К. И.* Термогидроакустическая устойчивость. — М.: Машиностроение, 1982. — 261 с.
- Artamonov K. I.* Termogidroakusticheskaya ustojchivost' [Thermohydro-acoustic stability]. — Moscow: Mashinostroyeniye, 1982 (in Russian).
- Блохинцев Д. И.* Акустика неоднородной движущейся среды. — М.: Наука, 1986.
- Blohincev D. I.* Akustika neodnorodnoy dvizhushcheysya sredy [Acoustics of inhomogeneous moving medium]. — Moscow: Nauka, 1986 (in Russian).
- Буторина М. В., Иванов Н. И., Минина Н. Н.* Проблема снижения шума, воздействующего на население // II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». — Санкт-Петербург, 17–19 марта 2009 г.
- Butorina M. V., Ivanov N. I., Minina N. N.* Problema snizheniya shuma, vozdeystvuyushhego na naselenie [The problem of noise reduction affecting the population] // II All-Russian scientific-practical conference with international participation "Protection of population from increased noise impact". — St. Petersburg, March 17–19, 2009 (in Russian).
- Варюхин А. Н., Ильин К. А., Коншин В. Н., Рыжов С. А.* Анализ акустического шума автомобильной шины при помощи программных комплексов LMS Virtual.Lab Acoustic, ABAQUS и FlowVision // САПР и графика. — 2005. — № 12. — С. 2–4.
- Varyukhin A. N., Ilyin K. A., Konshin V. N., Ryzhov S. A.* Analiz akusticheskogo shuma avtomobil'noy shiny pri pomoshhi programnykh kompleksov LMS Virtual.Lab Acoustic, ABAQUS i FlowVision [Analysis of acoustic noise of a car tire using LMS Virtual.Lab Acoustic, ABAQUS and FlowVision software systems] // CAD and graphics. — 2005. — No. 12. — P. 2–4 (in Russian).

- Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.* Теоретическая физика. Гидродинамика. — М.: Физматлит, 1988, 2001. — 732 с.
Landau L. D., Lifshitz E. M. Teoreticheskaya fizika. Hidrodinamika [Theoretical Physics. Hydrodynamics]. — Moscow: Fizmatlit, 1988, 2001 (in Russian).
- Шелофаст В., Розинский С., Венедиктов М.* Профессиональные решения для инженерного анализа конструкций // САПР и графика. — 2019. — № 6. — С. 48–55.
Shelofast V., Rozinskij S., Venediktov M. Professional'nye resheniya dlya inzhenernogo analiza konstrukcij [Professional solutions for structural engineering analysis] // CAD and graphics. — 2019. — No. 6. — P. 48–55 (in Russian).
- Banz L., Gimperlein H., Nezhi Z., Stephan E.* Time domain BEM for sound radiation of tires // Journal Computational Mechanics. — 2016. — Vol. 58, No. 1. — P. 45–57.
- Chen C.-J., Kuan Y.-D., Chen C.-F., Sung M.-F.* Using CFD technique to investigate the effect of tire roiling-noise with different pattern design // Materials Engineering and Automatic Control III. Selected, peer reviewed papers from the 3th international conference on Materials Engineering and Automatic Control (ICMEAC 2014). — Tianjin, China: Trans Tech Publications, 2014. — Vol. 575. — P. 469–472. — <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.575.469>
- Crow S. C.* Aerodynamic sound emission as a singular perturbation problem // Studies in Applied Mathematics. — 1970. — Vol. XLIX, No. 1.
- Curle N.* The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound // Proc. Royal Soc. A. — London, 1955. — Vol. 231. — P. 505–514.
- Farassat F., Myers M. K.* Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces // Journal of Sound and Vibration. — 1988. — Vol. 123, No. 3. — P. 451–461.
- Ffowcs-Williams J. E., Hawkings D. L.* Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion // Philosophical Transactions of the Royal Society. Series A: Mathematical and Physical Sciences. — London, 1969. — Vol. 264, No. 1151. — P. 321–342. — DOI: 10.1098/rsta.1969.0031
- FIDESYS. Система прочностного контроля. Руководство пользователя. Версия 5.0. — [Электронный ресурс]. — <https://cae-fidesys.com/download/docs/5.2/Fidesys-5.2-manual-rus.pdf>
FIDESYS. Strength control system. User guide. Version 5.0. — [Electronic resource]. — <https://cae-fidesys.com/download/docs/5.2/Fidesys-5.2-manual-rus.pdf>
- FlowVision 3.13.02: Руководство пользователя. — ООО ТЕСИС, 2023. — [Электронный ресурс]. — https://flowvision.ru/webhelp/fvru_31302/ (дата обращения: 31.03.2023).
FlowVision 3.13.01: User's Guide. — TESIS LLC, 2022. — [Electronic resource]. — https://flowvision.ru/webhelp/fvru_31301/ (accessed: 31.03.2023, in Russian).
- Gautam P., Azizi Y., Chandu A.* An experimental and computational investigation of air-borne noise generation mechanisms in tires // Journal of Vibration and Control. — 2019. — Vol. 25, No. 3. — P. 529–537.
- Goldstein M. E.* Aeroacoustics. — McGraw-Hill International Book Company, 1976.
- Lighthill M. J.* On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory // Proceedings of the Royal Society A. — London, 1952. — Vol. 211. — P. 564–587.
- Liu J., Zhuang C., Liu S., Zhou H. M.* Numerical simulation of heavy truck's aerodynamic noise // 2nd International Conference on Numerical Modelling in Engineering. Beijing, China: 19–22 August 2019. — Vol. 657. — DOI: 10.1088/1757-899X/657/1/012070
- LMS Virtual.Lab Revision 13.1 User's manual.
- SIMULIA Abaqus — конечно-элементный комплекс для инженерного анализа. — [Электронный ресурс]. — <https://www.caecis.com/simulia/abaqus/> (дата обращения: 01.0.2023).
SIMULIA Abaqus — finite element complex for engineering analysis. — [Electronic resource]. — <https://www.caecis.com/simulia/abaqus/> (accessed: 01.07.2023, in Russian).
- Sung M. F., Kuan Y. D., Shyu R. J., Lee S. M.* Investigation of behavior on the contact surface of the tire and ground by CFD simulation // International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Sciences. — 2012. — Vol. 6, No. 5.

- 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*. — 2006. — Vol. 54, No. 1. — P. 15–20.
- Timushev S., Aksenov A., Gavriljuk V., Dyadkin A., Rybak S.* Centrifugal fan pressure pulsations and noise prediction with a novel CFD-CAA procedure // *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, InterNoise 2019*. — Madrid, Spain: June 16–19, 2019. — DOI: 10.5281/zenodo.1329324
- Tretiakov O. B.* Tyre components influence on noise // *5th International symposium. Transport noise and vibration*. — St. Petersburg, Russia: 6–8 June, 2000.
- Uddin G., Niazi S., Arafat S., Kamran M., Farooq M., Hayat N., Malik S., Zeid A., Kamarthi S., Saqib S., Chaudhry I.* Neural networks assisted computational aero-acoustic analysis of an isolated tire // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D // Journal of Automobile Engineering*. — 2020. — Vol. 234, No. 10–11. — P. 2561–2577.
- Wang G., Wang L., Zhu K., Jian Y., Bo L.* Multi-coupled biomimetics for tire noise reduction // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D // Journal of Automobile Engineering, OnlineFirst*. — 2023. — No. 1.
- Zhao C., Wei Y., Tong R., Feng Q.* Study on prediction method for tire/road noise based on FSI method // *46th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Internoise 2017)*.
- Zhou H., Jiang Z., Yang J., Zhai H., Wang G.* Numerical investigation of aerodynamic noise reduction of nonpneumatic tire using nonsmooth riblet surface // *Journal Applied Bionics and Biomechanics*. — 2020. — Vol. 2020, Article ID 4345723. — 13 p. — <https://doi.org/10.1155/2020/4345723>