

МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЯЧЕЕК ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2023 г. П. В. Писарев^{a, *}, А. А. Паньков^a, А. Н. Аношкин^a, К. А. Ахунзянова^a

^aПермский национальный исследовательский политехнический университет,
Комсомольский проспект 29, Пермь, 614990 Россия

*e-mail: pisarev85@live.ru

Поступила в редакцию 11.11.2021 г.

После доработки 24.04.2023 г.

Принята к публикации 22.06.2023 г.

Разработаны физические и математические численные модели для прогнозирования эффективных акустических свойств звукопоглощающих сотовых конструкций при уровнях звукового давления 100 и 130 дБ при нормальном падении звуковой волны. Исследованы коэффициенты звукопоглощения и закономерности акустических взаимодействий ячеек, установленных на торце цилиндрического канала при нормальном падении на них звуковых волн, с использованием численного математического и физического моделирования. Дана оценка эффективности звукопоглощения одиночных и групп резонаторов различных форм и размеров, выявлены уникальные сочетания ячеек в группах с учетом их акустических взаимодействий. Представительные образцы фрагментов звукопоглощающих конструкций изготовлены методом 3D-печати, лабораторные испытания образцов проведены с использованием интерферометра с нормальным падением звуковой волны на ячейки при уровне звукового давления 130 дБ.

Ключевые слова: аэроакустика, звукопоглощающие конструкции, ячейка Гельмгольца, структурная оптимизация, математическое моделирование, эксперимент, интерферометр, импеданс, коэффициент звукопоглощения

DOI: 10.31857/S0320791921100142, EDN: CJCUFV

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время экология авиационного транспорта стала второй по актуальности проблемой, выделяемой Международной организацией гражданской авиации (ИКАО), уступая первое место лишь безопасности полетов. Одной из доминирующих составляющих вредного воздействия авиационного транспорта на окружающую среду является создаваемый им, например, при полете над местностью акустический шум. Эффективным способом снижения шума авиационных двигательных установок является использование в них звукопоглощающих конструкций (ЗПК). Резонаторные ЗПК представляют собой сотовые конструкции из полимерных композиционных материалов, ячейки (соты) которых – резонаторы Гельмгольца. Акустические характеристики ЗПК зависят от многих геометрических и конструктивных факторов, в частности, формы и величины рабочего объема ячеек, жесткости и демпфирующих свойств материала корпусов ячеек и их взаимодействия между собой в ЗПК [1–6]. Принцип действия звукопоглощающих сотовых

панелей основан на эффекте поглощения и рассеяния излучения отдельными резонансными ячейками [7–14].

Существенным недостатком ЗПК резонансного типа является относительно неширокая частотная полоса звукопоглощения – частот настройки ЗПК, т.к. конструкции этого типа эффективно снижают шум лишь в узком диапазоне частот в окрестности резонансных частот ячеек и, как следствие, внутри одного или нескольких резонансных диапазонов частот настройки ЗПК в целом. Вне диапазонов частот настройки ЗПК, в частности, на промежуточных частотах и/или при значительном удалении от частот настройки эффективность шумогашения ЗПК резко уменьшается. Для расширения частотного диапазона настройки ЗПК и “выравнивания” ее частотной характеристики звукопоглощения (затухания) используются различные методы [15–17]. В работе [15] рассмотрены акустические характеристики комбинированных резонансных ЗПК, позволяющих обеспечить снижение шума в расширенном диапазоне частот. Здесь некоторое увеличение

широкополосности ЗПК достигается использованием в конструкции повторяющихся в двух взаимно перпендикулярных направлениях блоков из нескольких разночастотных резонаторов; решены прямая и обратная задача определения импеданса по геометрическим параметрам. В работах [16, 17] рассмотрены звукопоглощающие конструкции резонансного типа, у которых вместо перфорированных листов используются микропористые структуры на основе гладких металлических сеток саржевого плетения. Показано, что двухслойные сеточные конструкции обладают преимуществом по сравнению с двухслойными облицовками с перфорированными листами по ширине полосы коэффициента звукопоглощения.

Представляет интерес разработка новых способов управления импедансом ячеек и ЗПК в целом, в частности, посредством пьезоактуаторного управления формой и объемом камер резонаторов, конструктивным оформлением горла и перфораций [18–20], схемой размещения резонаторов с учетом их нелокального взаимодействия и наличия газового потока. Актуальны разработка новых математических моделей и проведение расчетно-экспериментальных исследований акустических характеристик одиночных резонаторов Гельмгольца и представительных фрагментов ЗПК с учетом процессов взаимодействий между акустической волной, стенками канала, резонаторами различной формы и размеров, наличием пограничного слоя и диссипации энергии в горле резонатора.

Хорошо известно, что при уровне звукового давления 120 дБ осуществляется переход в нелинейный режим, вызванный отрывом потока при вытекании из горла резонатора, при котором происходят существенные изменения акустического импеданса отверстия [21–26]. Это, в свою очередь, может приводить к заметному изменению акустических характеристик самого резонатора Гельмгольца [21, 27–33]. Исследованию нелинейных свойств отверстий посвящено большое количество работ, которые носят в основном экспериментальный характер [34].

В настоящей работе исследуется нелинейное взаимодействие резонаторов различного объема, а именно взаимодействие соседних резонаторов между собой с учетом нелинейности движения среды в горле каждого резонатора. Цель – расчетно-экспериментальная разработка новой ЗПК для акустического канала с улучшенными характеристиками звукопоглощения на основе предложенных новых резонаторных акустических ячеек с различными по форме и величине рабочими объемами и выявление наиболее эффективных сочетаний (блоков) из этих ячеек с учетом их акустических взаимодействий. Исследование коэффициентов звукопоглощения и закономерностей

акустических взаимодействий ячеек, установленных на торце цилиндрического канала при нормальном падении на них звуковых волн, осуществлено на основе численного математического и физического моделирования.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АКУСТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЗОНАТОРОВ

Для проведения вычислительных экспериментов были построены различные геометрические модели, которые можно разделить на три группы: *A1–3*, *B1–4*, *V1–2*. Все модели состоят из цилиндрического канала круглого сечения (свободный объем интерферометра) и присоединенного свободного объема ячейки или пары ячеек (резонатора) различной формы. Общий вид геометрических моделей представлен на рис. 1. Геометрические модели группы *A* содержат один резонатор: *A1* – базовый призматический резонатор; *A2* – конусообразный резонатор, *A3* – перевернутый конусообразный резонатор. Геометрические модели группы *B* содержат пару резонаторов: *B1* – пара призматических резонаторов, *B2–B4* – пара конусообразных резонаторов. Модель *B2* содержит два близкорасположенных конусообразных резонатора, модель *B3* – два близкорасположенных перевернутых конусообразных резонатора, модель *B4* – сочетание конусообразного и перевернутого конусообразного резонатора. Геометрические модели группы *V* состоят из базового призматического резонатора, а также вспомогательного резонатора, который меньше базового по объему на: *V1* – 70%; *V2* – 30%. Все геометрические модели содержат свободный объем интерферометра (расчетная область) длиной 150 мм. Для всех резонаторов задавался одинаковый свободный внутренний объем ячейки (объем ячейки) и одинаковые характеристики перфорации. Резонаторы размещались в канале круглого сечения (свободный объем интерферометра) диаметром 30 мм. На рис. 2 представлен общий вид базовой геометрической модели, где *1* – канал конечной длины круглого сечения. По центру на одном из торцов расположен резонатор *2*, соединенный с каналом “узким” горлом *3* цилиндрической формы (диаметр горла равен 2 мм). В рамках вычислительных экспериментов осуществлялся расчет акустической эффективности представленных резонаторов в диапазоне рабочих частот 500–3000 Гц при уровне звукового давления 130 дБ (нелинейное падение звуковой волны).

Для решения поставленной задачи сформулирована математическая модель, описывающая нелинейные процессы взаимодействия звуковых волн между собой и со стенками канала с резонаторами призматической формы, работающими на нелинейных режимах. Для расчетной области θ

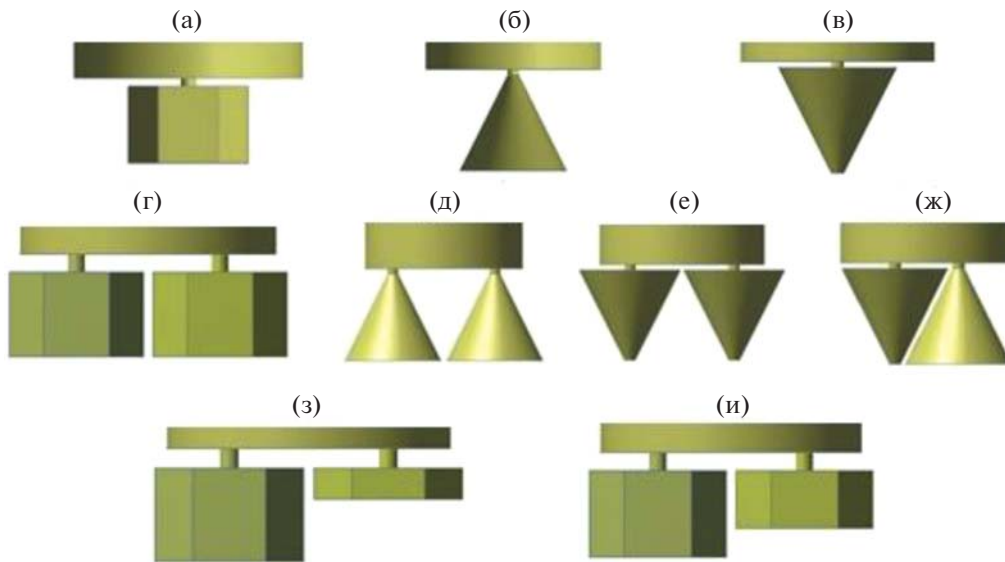


Рис. 1. Общий вид геометрических моделей: (а) – А1, (б) – А2, (в) – А3, (г) – В1, (д) – В2, (е) – В3, (ж) – В4, (з) – В1, (и) – В2.



Рис. 2. Геометрическая модель.

(рис. 2) математическая постановка включает систему нелинейных уравнений Навье–Стокса для вязкого теплопроводного газа

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v}) &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \nabla(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) &= -\nabla p + \nabla \tau, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\mathbf{v}(\rho E + p)) &= \nabla(\chi \nabla T + \tau \mathbf{v}), \end{aligned} \quad (1)$$

выражения для тензора вязких напряжений

$$\tau = \eta \left[(\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{v} \mathbf{I} \right] \quad (2)$$

и полной энергии

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}, \quad (3)$$

где ρ – плотность; \mathbf{v} – вектор скорости; p – давление; T – температура; h – энтальпия; η – молекулярная вязкость; χ – теплопроводность; \mathbf{I} – единичный вектор. Для замыкания системы уравне-

ний (1)–(3) используется уравнение состояния идеального газа.

При дискретизации расчетной области использована сетка с ячейками, близкими по форме к треугольной призме, для лучшей сходимости решения и снижения погрешностей получаемых результатов. Сетка адаптировалась в области горла резонатора так, чтобы по высоте горла было 20 ячеек. При удалении от горла происходило увеличение линейных размеров элемента до достижения среднего линейного размера 2 мм. Дополнительно использовалось сгущение на стенке отверстий резонаторов из 20 слоев с коэффициентом роста 1.2. Размер конечного элемента пристеночной резонансной ячейки – 0.0002 мм. В результате была получена расчетная сетка из 496 861 элементов. При измельчении сетки избегались резкие отличия геометрических размеров соседних ячеек, поэтому линейные размеры соседних ячеек отличаются не более чем в 2 раза. В качестве граничных условий на входе цилиндрического канала задавался сигнал, имитирующий белый шум в диапазоне частот 500–3000 Гц.

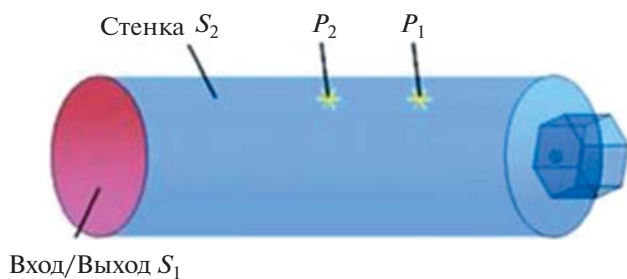


Рис. 3. Схема размещения контрольных точек.

Для вычисления комплексного сопротивления (импеданса) методом передаточной функции в двух контрольных точках (микрофонах) расчетной области осуществлялось измерение (запись) звуковых давлений P_1 , P_2 [8]. Контрольные точки размещались на расстоянии 38 и 58 мм от поверхности ЗПК, что соответствует положению микрофонов в интерферометре при проведении лабораторного эксперимента (рис. 3). При вычислении импеданса осуществлялся расчет акустического давления в точках, соответствующих центральной оси микрофонов натурального интерферометра с нормальным падением звуковой волны. По записанным сигналам давления вычислялись акустические характеристики ЗПК. Численное моделирование проводилось с временным шагом $1/65536$ с в течение 0.5 с. Полученные амплитудно-частотные характеристики обрабатывались методом передаточной функции, аналогично эксперименту [35].

По результатам вычислительных экспериментов были получены зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (рис. 4, 5). Анализ

зависимостей показал, что коэффициент звукопоглощения конусообразного резонатора равен 0.88 при резонансной частоте 1258 Гц, перевернутого конусообразного резонатора — 0.79 при резонансной частоте 1520 Гц. Для сотового резонатора коэффициент звукопоглощения составил 0.74 при резонансной частоте 1470 Гц. Анализ амплитудно-частотных характеристик исследуемых ячеек ЗПК выявил, что при уровнях звукового давления 130 дБ сотовый резонатор является более широкополосным, чем конусообразный. Диапазон рабочих частот для конусообразного резонатора составил 1200–1350 Гц, для сотового резонатора — 1376–1621 Гц при значении коэффициента звукопоглощения 0.6 при уровне акустического давления 130 дБ.

Сравнительный анализ полученных зависимостей выявил, что единичный конусообразный резонатор акустически эффективнее единичного перевернутого конусообразного резонатора. Коэффициент звукопоглощения единичного конусообразного резонатора выше, чем у единичного перевернутого конусообразного резонатора на 9%. Вместе с тем широкополосность единичного перевернутого конусообразного резонатора больше, чем у единичного конусообразного резонатора. Диапазон рабочих частот для единичного конусообразного резонатора составил 1150–1450 Гц, для единичного перевернутого конусообразного резонатора — 1310–1850 Гц при значении коэффициента звукопоглощения 0.4.

Выявлено, что для конусообразных и перевернутых конусообразных резонаторов не наблюдается эффект взаимовлияния при уровне звукового давления 130 дБ. Коэффициент звукопоглощения модели А2 составил 0.88 при резонансной частоте 1258 Гц, тогда как коэффициент звукопоглощения модели В2 составил 0.98 при резонансной ча-

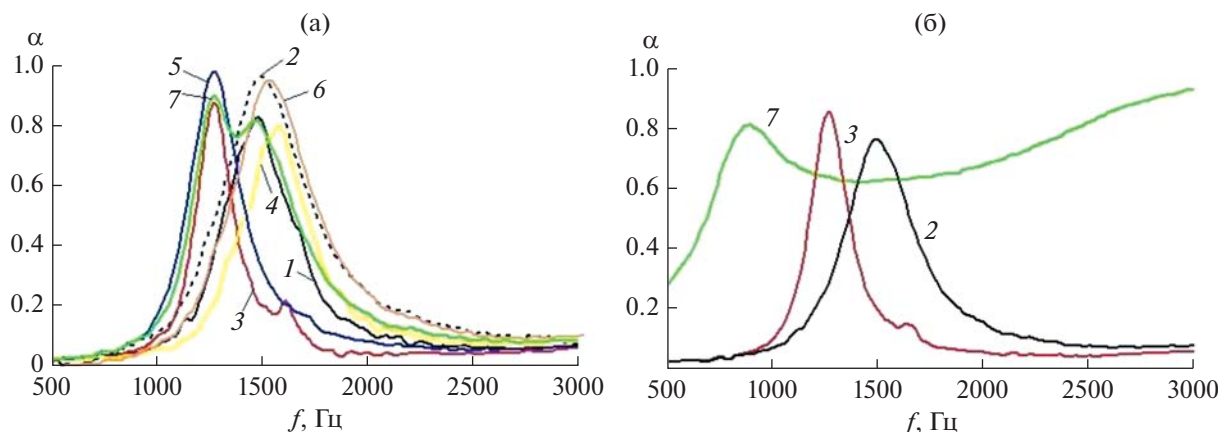


Рис. 4. Графики зависимости акустической эффективности от частоты для резонаторов моделей А1–А3 и В1–В4: (а) — при нелинейном падении волны (130 дБ), (б) — при линейном падении волны (100 дБ), где 1 — пара сотовых резонаторов, 2 — единичный сотовый резонатор, 3 — единичный конусообразный резонатор, 4 — единичный перевернутый конусообразный резонатор, 5 — пара конусообразных резонаторов, 6 — пара перевернутых конусообразных резонаторов, 7 — пара конусообразного и перевернутого конусообразного резонатора.

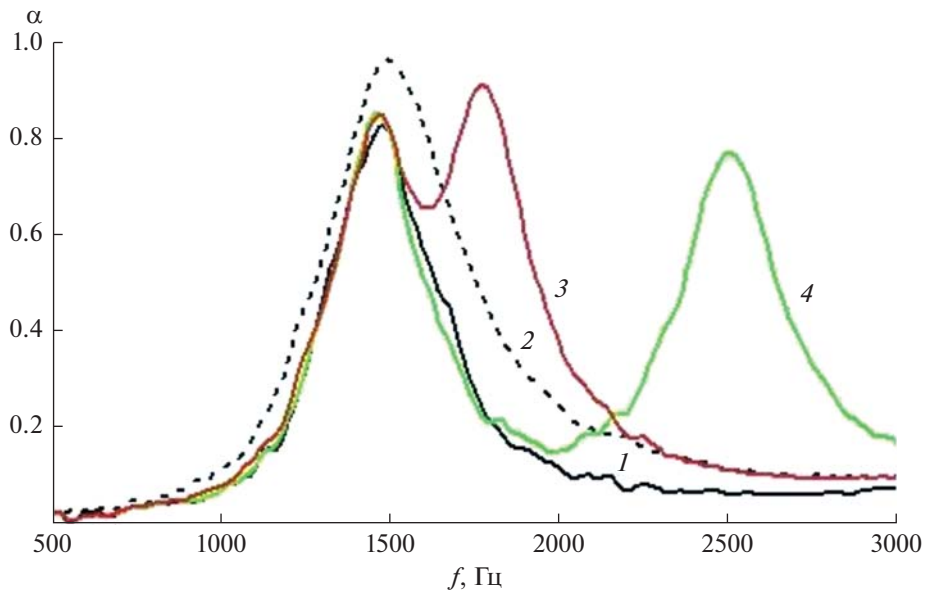


Рис. 5. Графики зависимости акустической эффективности от частоты для резонаторов моделей *A1*, *B1* и *B1–B2*, где *1* – единственный сотовый резонатор, *2* – пара сотовых резонаторов, *3* – единственный сотовый резонатор + 2/3 от объема базового резонатора, *4* – единственный сотовый резонатор + 1/3 от объема базового резонатора.

стоте 1290 Гц. Коэффициент звукопоглощения модели *A3* – 0.79 при резонансной частоте 1500 Гц, тогда как коэффициент звукопоглощения модели *B3* составил 0.97 при резонансной частоте 1520 Гц. Сравнительный анализ единичных и парных конусообразных резонаторов выявил, что эффективность пары конусообразных резонаторов повышается на 12%, а пары перевернутых конусообразных резонаторов повышается на 18%. Коэффициент звукопоглощения модели *B4* имеет значение 0.92 при резонансной частоте 1258 Гц и 0.85 при резонансной частоте 1500 Гц. Анализ результатов, полученных с использованием моделей группы *B*, выявил, что акустическая эффективность пары конусообразного и перевернутого конусообразного резонаторов ниже, чем пары резонаторов с одинаковой формой. Однако обнаружено, что сочетание конусообразного и перевернутого конусообразного резонаторов приводит к увеличению широкополосности группы резонаторов при уровне звукового давления 130 дБ. Диапазон рабочих частот сочетания конусообразного и перевернутого конусообразного резонаторов составил 1110–1710 Гц, для пары конусообразных резонаторов – 1100–1450 Гц, для пары перевернутых конусообразных резонаторов – 1210–1810 Гц при значении коэффициента звукопоглощения 0.4.

Анализ зависимостей показал, что модели группы *B* акустически эффективнее моделей *A1* и *B1*. Так, коэффициент звукопоглощения модели *B1* 0.81 при резонансной частоте 1470 Гц и 0.76 при резонансной частоте 2510 Гц, модели *B2* – 0.8 при резонансной частоте 1470 Гц и 0.9 при резо-

нансной частоте 1650 Гц. Анализ амплитудно-частотных характеристик исследуемых ячеек ЗПК выявил, что при уровнях звукового давления 130 дБ модели группы *B* являются более широкополосными, чем единичная сотовая и пара сотовых резонаторов. Таким образом, при совместной работе группы резонаторов эффективность звукопоглощения зависит не только от объема ячеек, но и от их формы и взаимного сочетания этих параметров и пространственного расположения. При совместной работе группы резонаторов различного объема повышается как эффективность базового резонатора, так и широкополосность звукопоглощения группы.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ОБРАЗЦОВ ЗПК

Для верификации разработанной математической численной модели были проведены лабораторные испытания представительных образцов ЗПК на интерферометре с нормальным падением звуковой волны на нелинейных режимах работы ЗПК (130 дБ). Проведение акустических испытаний в интерферометре с нормальным падением звуковых волн широко распространено в связи с относительной простотой реализации эксперимента. Экспериментальная установка представляет собой трубу круглого сечения, на одном конце которой располагается образец ЗПК, на другом – динамик, который облучает образец акустическими волнами (рис. 6). Также на некотором расстоянии от образца ЗПК в канале интерферометра



Характеристики интерферометра:

- звуковое давление до 160 дБ
- частотный диапазон 500–6400 Гц
- размер испытываемого образца 30 мм

Рис. 6. Укомплектованный и готовый к работе интерферометр.

заподлицо со стенкой установлены микрофоны, которые записывают акустическое давление падающих и отраженных волн во времени (рис. 7). Далее записанное давление обрабатывается по алгоритму быстрого преобразования Фурье, в результате которого вычисляется импеданс образца ЗПК.

Импеданс связывает между собой давление и нормальную скорость на границе, акустические свойства которой он характеризует. В большинстве работ влияние высоких уровней звукового давления падающей волны описывается через скорость движения частиц среды в отверстии [25, 36–39]. Основой большинства полуэмпирических моделей служат работы Крэндалла и Меллинга. В работе Крэндалла [39] приводится выражение для импеданса круглого отверстия, а в работе Меллинга [25] исследуется влияние высоких уровней звукового давления, которое приводит к нелинейному поведению ЗПК. Безразмерный удельный акустический импеданс выражается в виде соотношения

$$Z = X + iY = \frac{p}{\rho c u_n}, \quad (4)$$

где p – акустическое давление; ρ – плотность воздуха; c – скорость звука в воздухе; u_n – колебатель-

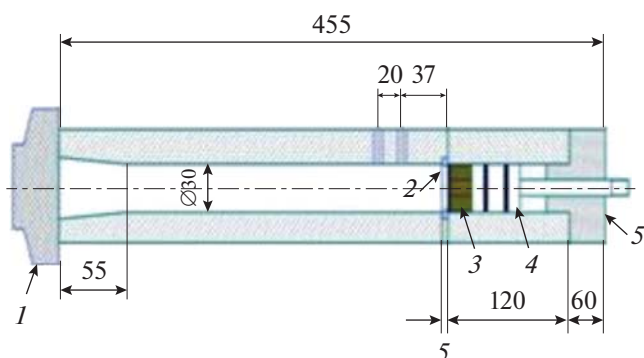


Рис. 7. Внутренний канал интерферометра, где 1 – динамик, 2 – шайба, фиксирующая образец, 3 – образец ЗПК, 4 – шток, 5 – направляющая втулка.

ная скорость. Несмотря на кажущуюся простоту выражения (4), определение импеданса звукопоглощающей конструкции на практике является сложной задачей. На сегодняшний день предпочтение отдают экспериментальному определению импеданса того или иного образца ЗПК. Обычно для измерения импеданса используют два микрофона, так как в этом случае используемый “метод передаточной функции” имеет наиболее простую численную реализацию при наличии в канале лишь поршневой моды, что ведет к зависимости рассматриваемого частотного диапазона от размеров канала импедансной трубы.

Верификация проводилась на образцах моделей $A1$ – $A3$. Для проведения лабораторных экспериментов были изготовлены образцы ЗПК методом 3D-печати [40], которые представляют собой цилиндрические образцы диаметром 30 мм (рис. 8). По результатам экспериментальных исследований были получены зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (рис. 9). Из графиков зависимости следует, что коэффициент звукопоглощения конусообразного резонатора равен 0.77 при резонансной частоте 1264 Гц и перевернутого конусообразного резонатора – 0.72 при резонансной частоте 1505 Гц при уровне звукового давления 130 дБ. Для сотового резонатора коэффициент звукопоглощения составил 0.74 при резонансной частоте 1520 Гц. Таким образом, сравнительный анализ результатов численных расчетов с результатами лабораторных испытаний выявил, что при уровне звукового давления 130 дБ расхождение по коэффициенту звукопоглощения составляет не более 10%, по частоте 3%. Сравнительный анализ результатов численных расчетов с результатами лабораторных испытаний выявил, что для модели $A1$ расхождение по коэффициенту звукопоглощения не превышает 7%, для модели $A2$ – 10%, для модели $A3$ – 8%. Погрешность результатов обусловлена отличием геометрических размеров образцов, напечатанных с помощью аддитивных технологий, что может быть связано с “усадкой” материала.

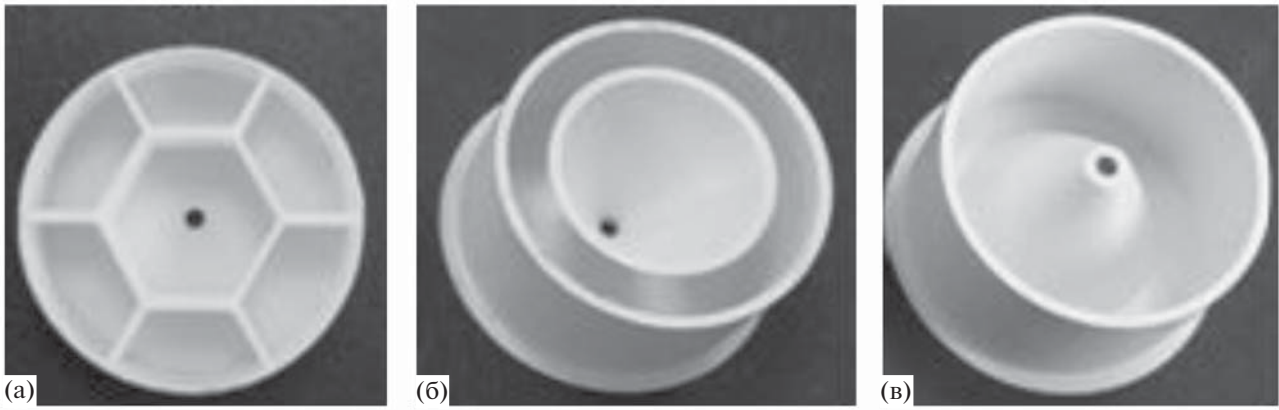


Рис. 8. Образцы ЗПК после печати, где (а) – модель А1, (б) – модель А2, (в) – модель А3.

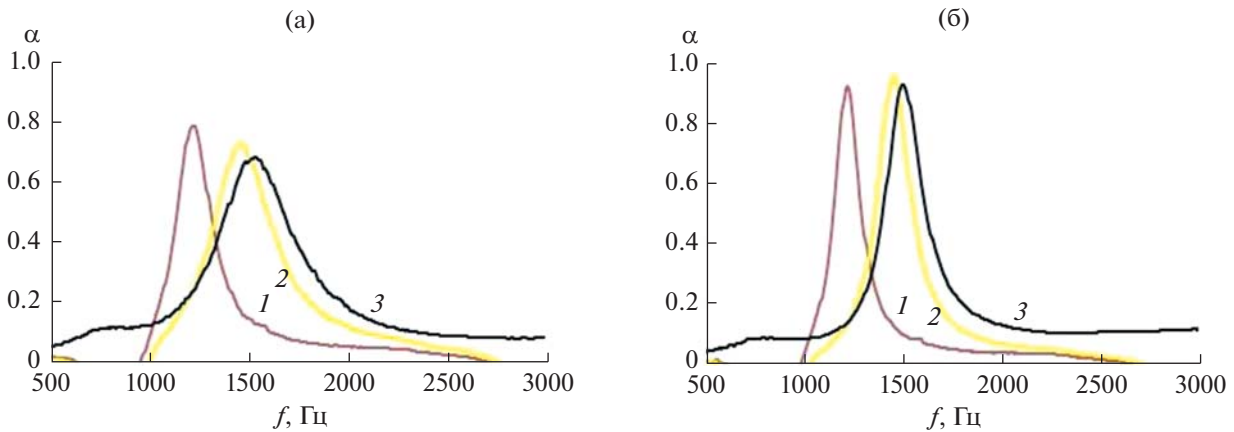


Рис. 9. График зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты: (а) – при нелинейном режиме (130 дБ), (б) – при линейном режиме (100 дБ), где 1 – единичный конусообразный резонатор, 2 – единичный перевернутый конусообразный резонатор, 3 – единичный сотовый резонатор.

РАЗРАБОТКА НОВОЙ АКУСТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЗПК

На основе результатов вычислительных экспериментов были выявлены акустически эффективные схемы взаимного расположения резонаторов различной формы по рабочей поверхности представительного фрагмента ЗПК (рис. 10) с целью уменьшения негативного акустического взаимовлияния резонаторов при работе на совместной резонансной частоте. Предложено использовать схему, изображенную на рис. 10а, которая позволяет максимально “развести” резонансные частоты соседних резонаторов, что значительно снижает их негативное взаимовлияние. Для проведения ряда вычислительных экспериментов по моделированию распространения звуковой волны в канале интерферометра были разработаны две геометрические модели резонансных ячеек ЗПК призматической формы (рис. 11). По результатам вычислительных экспериментов были по-

лучены зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (рис. 12). Анализ зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты резонансных ячеек разного объема показал, что наблюдается несколько пиков. Пик с наибольшим коэффициентом звукопоглощения со значением 0.93 наблюдается при резонансной частоте 1625 Гц. Диапазон рабочих частот резонансной ячейки ЗПК составил 1250–3000 Гц при значении коэффициента звукопоглощения 0.6. Анализ зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты резонансных ячеек одинакового объема показал, что коэффициент звукопоглощения составляет 0.91 при резонансной частоте 1470 Гц. Диапазон рабочих частот резонансной ячейки ЗПК составил 1148–2074 Гц при значении коэффициента звукопоглощения 0.6. При сравнении результатов резонансных ячеек выявлено, что коэффициент звукопоглощения резонансных ячеек разного объема выше на 2%. Кроме того, резо-

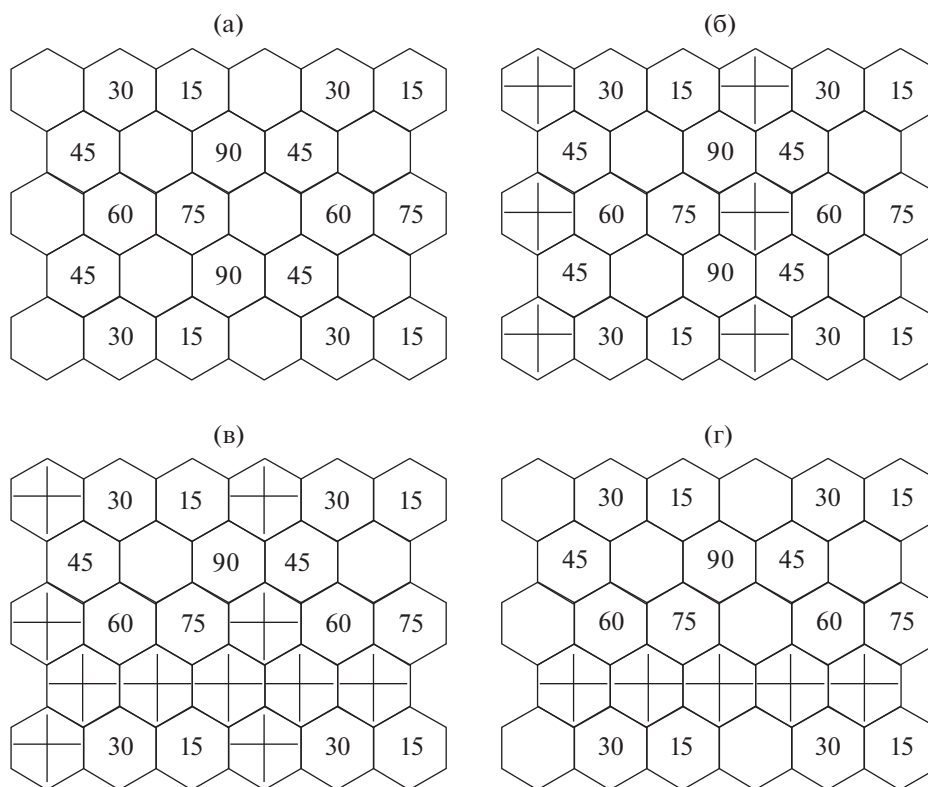




Рис. 10. Схемы размещения призматических резонаторов в ЗПК, где  – базовый призматический резонатор,



– закрытый призматический резонатор,  – призматический резонатор, объемом 15, 30, 45, 60, 75, 90% от базового.

нансные ячейки первой группы имеют большой диапазон рабочих частот.

Для верификации математических моделей по расчету акустической эффективности предложенной ЗПК, проводилось сравнение результа-

тов вычислительных экспериментов с результатами лабораторных испытаний. На рис. 13 представлены образцы после печати. По результатам экспериментальных исследований были получены зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (рис. 14). Анализ зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты резонансных ячеек разного объема показал, что наблюдается несколько пиков. Пик с наибольшим коэффициентом звукопоглощения со значением 0.95 соответствует резонансной частоте 1496 Гц. Диапазон рабочих частот резонансных ячеек ЗПК составил 1204–2536 Гц. Анализ зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты резонансных ячеек одинакового объема выявил, что коэффициент звукопоглощения равен 0.88 при резонансной частоте 1428 Гц. Диапазон рабочих частот резонансных ячеек ЗПК составил 1168–1720 Гц. Сравнительный анализ результатов численных расчетов с результатами лабораторных исследований выявил, что расхождение по коэффициенту звукопоглощения составляет не более 2–3.5%, по частоте 4–8%.

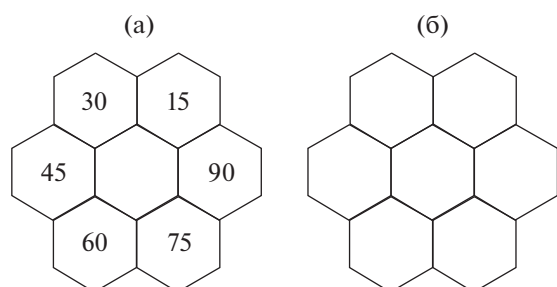


Рис. 11. Общий вид геометрических моделей резонансных ячеек ЗПК призматической формы: (а) – резонансные ячейки разного объема (15/30/45/60/75/90% от базового резонатора), (б) – резонансные ячейки одинакового объема (равномерная ЗПК).

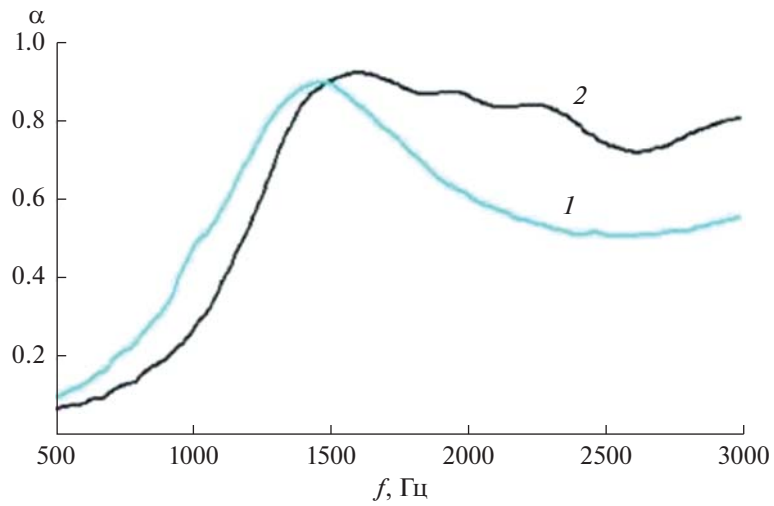


Рис. 12. График зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты, где 1 – равномерная ЗПК, 2 – разновысотная ЗПК.

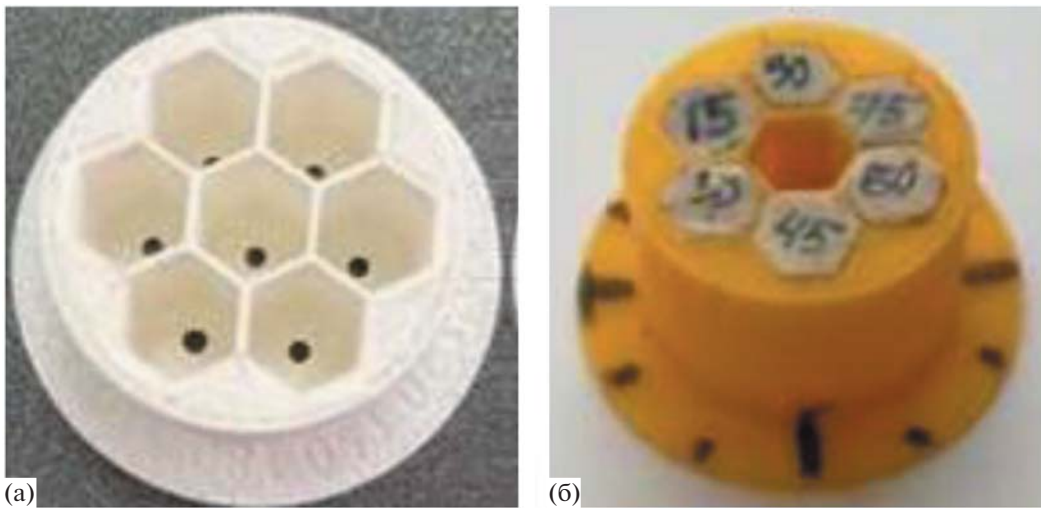


Рис. 13. Образцы ЗПК после печати: (а) – равномерная сотовая ЗПК, (б) – разновысотная ЗПК.

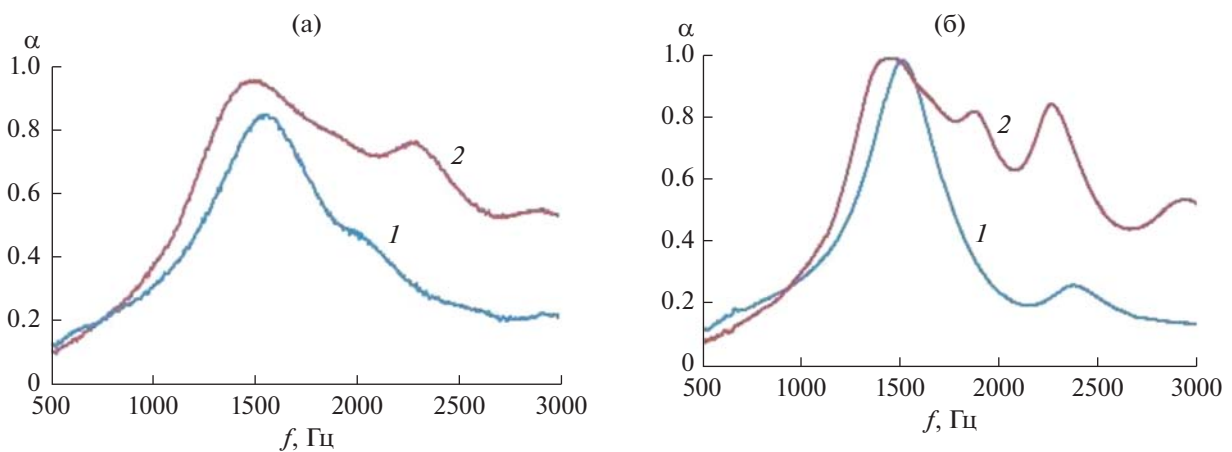


Рис. 14. График зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты резонансных ячеек ЗПК: (а) – при нелинейном режиме (130 дБ), (б) – при линейном режиме (100 дБ), где 1 – равномерная ЗПК, 2 – разновысотная ЗПК.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе численно и экспериментально показано влияние формы резонаторов на их акустическую эффективность. На основе математического моделирования процессов распространения звуковой волны в каналах установлено влияние взаимного расположения группы резонаторов различного объема на их общую акустическую эффективность в составе ЗПК (увеличение коэффициента звукопоглощения и расширение диапазона поглощаемых частот). На основе экспериментальных исследований установлена акустическая эффективность комбинированных резонаторов с различным объемом при использовании в составе ЗПК.

По результатам исследований, выполненных в рамках настоящей работы, была разработана широкополосная звукопоглощающая конструкция с заполнителем, содержащая резонаторы различного объема – разновысотная. Проведено сравнение с однослойной равномерной ЗПК. Выявлено, что разработанная конструкция значительно эффективнее однослойной равномерной ЗПК.

Уникальные сочетания резонаторов различной формы позволяют с одной стороны уменьшить взаимовлияние резонаторов на их совместной частоте, а с другой стороны увеличить широкополосность группы резонаторов при уровне звукового давления 100 и 130 дБ.

В настоящий момент проводятся исследования разработанной разновысотной конструкции в канале с потоком для возможности дальнейшего внедрения в авиационную технику.

Исследование выполнено в Пермском национальном исследовательском политехническом университете при поддержке государственного задания (проект No. FSNM-2023-0006).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захаров А.Г., Аношкин А.Н., Паньков А.А., Писарев П.В. Акустические резонансные характеристики двух- и трехслойных сотовых звукопоглощающих панелей // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2016. № 46. С. 144–159. <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.46.08>
2. Соболев А.Ф., Ушаков В.Г., Филиппова Р.Д. Звукопоглощающие конструкции гомогенного типа для каналов авиационных двигателей // Акуст. журн. 2009. Т. 55. № 6. С. 749–759.
3. Дубень А.П., Козубская Т.К., Королёв С.И., Маслов В.П., Миронов А.К., Миронова Д.А., Шахпаронов В.М. Исследование акустического течения в горле резонатора // Акуст. журн. 2012. Т. 58. № 1. С. 80–92.
4. Mahmud Md.A., Hossain Md.Z., Islam S., Morshed M.M.M. A Comparative Study Between Different Helmholtz Resonator Systems // Acoustique Canadienne. 2016. V. 44. № 4. P. 12–17.
5. Xu M.B., Selamet A., Kim H. Dual Helmholtz resonator // Appl. Acoust. 2010. V. 71. P. 822–829.
6. Selamet A., Lee I. Helmholtz resonator with extended neck // J. Acoust. Soc. Am. 2003. V. 113. № 4. P. 1975–1985.
7. Аношкин А.Н., Захаров А.Г., Городкова Н.А., Чурсин В.А. Расчетно-экспериментальные исследования резонансных многослойных звукопоглощающих конструкций // Вестник ПНИПУ. Механика. 2015. № 1. С. 5–20. <https://doi.org/10.15593/perm.mech/2015.1.01>
8. Pisarev P.V., Anoshkin A.N., Pan'kov A.A. Acoustic resonance in the cylindrical two-chamber cell with the elastic permeable membrane // ISJ Theor. and App. Sci. 2016. V. 44. № 12. P. 55–61.
9. Бакланов В.С., Постнов С.С., Постнова Е.А. Расчет резонансных звукопоглощающих конструкций для современных авиационных двигателей // Матем. моделирование. 2007. Т. 19. № 8. С. 22–30.
10. Ingard U. On the Theory and Design of Acoustic Resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1953. V. 55. № 6. P. 1037–1061. <https://doi.org/10.1121/1.1907235>
11. Alster M. Improved calculation of resonant frequencies of Helmholtz resonators // J. Sound Vib. 1972. V. 24. № 1. P. 63–85. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(72\)90123-X](https://doi.org/10.1016/0022-460X(72)90123-X)
12. Pisarev P.V., Anoshkin A.N., Pan'kov A.A. Effect of neck geometry of resonance cells on noise reduction efficiency in sound-absorbing structures / Ed. by Fomin V. Perm: AIP Conf. Proceedings. 2016. V. 1770. 030119. <https://doi.org/10.1063/1.4964061>
13. Selamet A., Radavich P.M., Dickey N.S. and Novak J.M. Circular concentric Helmholtz resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1997. V. 101. № 1. P. 41–51.
14. Selamet A., Dicky N.S., Novak J.M. Theoretical, computational and experimental investigation of Helmholtz resonators with fixed volume: lumped versus distributed analysis // J. Sound Vib. 1995. V. 187. № 2. P. 358–367.
15. Соболев А.Ф. Повышение эффективности снижения шума в канале с потоком при наличии звукопоглощающих облицовок // Акуст. журн. 1999. Т. 45. № 3. С. 404–414.
16. Соболев А.Ф., Соловьева Н.М., Филиппова Р.Д. Расширение частотной полосы звукопоглощения облицовок силовых установок самолетов // Акуст. журн. 1995. Т. 41. № 1. С. 146–152.
17. Соболев А.Ф. Звукопоглощающие конструкции с расширенной полосой затухания для каналов авиационных двигателей // Акуст. журн. 2000. Т. 46. № 4. С. 536–544.
18. Патент №179829. Российская Федерация, МПК E04B 1/84. Звукопоглощающая сотовая панель / А.Н. Аношкин, А.А. Паньков, П.В. Писарев, Г.С. Шипунов; патентообладатель А.Н. Аношкин, А.А. Паньков, П.В. Писарев, Г.С. Шипунов. 8л. №2017115461; заявл. 09.02.2016; опубл. 25.05.2018; Бюл. № 15.
19. Патент № 2686915 Российская Федерация, МПК B32B 3/12. Звукопоглощающая сотовая панель / А.А. Паньков, А.Н., Аношкин, П.В. Писарев; патентообладатель А.А. Паньков, А.Н. Аношкин,

- П.В. Писарев. 8л. № 2017146121; заявл. 26.12.2017; опубл. 06.05.2019; Бюл. № 13.
20. Патент №2732532 Российская федерация, МПК F02C 7/24, G10K 11/172. Резонансная ячейка для гашения акустических волн / А.А. Паньков, А.Н. Аношкин, П.В. Писарев; патентообладатель ФГБОУ ВО ПНИПУ. 7л. № 2019112286; заявл. 23.04.2019; опубл. 21.09.2020 Бюл. № 27.
 21. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акуст. журн. 2017. Т. 63. № 4. С. 356–363.
 22. Комкин А.И., Быков А.И., Миронов М.А. Инерционная присоединенная длина отверстия при высоких уровнях звукового давления // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 3. С. 296–301.
 23. Комкин А.И., Быков А.И., Миронов М.А. Акустическое сопротивление отверстия при высоких уровнях звукового давления // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 5. С. 562–565.
 24. Vukov A.I., Komkin A.I., Mironov M.A. Nonlinear acoustic impedance of orifices // Proc. of the 25-th Int. Congress on Sound and Vibration. Hiroshima, Japan, 8–12 July 2018. P. 1–7.
 25. Melling T.H. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels // J. Sound Vib. 1973. V. 29. № 1. P. 1–65.
 26. Scarpato A. Linear and nonlinear analysis of the acoustic response of perforated plates traversed by a bias flow // Ph.D. dissertation, Ecole Centrale Paris, 2014. 178 p.
 27. Руденко О.В., Хирных К.Л. Модель резонатора Гельмгольца для поглощения интенсивного звука // Акуст. журн. 1990. Т. 36. № 3. С. 527–534.
 28. Салливан Дж.У. Моделирование шума выхлопной системы двигателя // Аэродинамический шум в технике: Пер. с англ. М.: Мир, 1983. С. 233–256.
 29. Терехин А.С. Влияние уровня звукового давления на акустическую эффективность глушителей шума // Труды МВТУ. Вып. 273. М.: Изд-во МВТУ, 1978. С. 68–80.
 30. Эпштейн В.Л., Руденко А.Н., Жемуранов А.П. Нелинейное акустическое сопротивление отверстия // Авиационная акустика. Труды ЦАГИ. Вып. 1806. М.: Изд-во ЦАГИ, 1976. С. 74–70.
 31. Bennetta G., Stephens D.B. Resonant mode characterisation of a cylindrical Helmholtz cavity excited by a shear layer // J. Acoust. Soc. Am. 2017. V. 141. № 1. P. 7–18.
 32. Meissner M. Absorption Properties of Helmholtz Resonator at High Amplitude Incident Sound // Acta Acustica united with Acustica. 2000. V. 86. № 11. P. 985–991.
 33. Wu J., Rudnick I. Measurements of the nonlinear tuning curves of Helmholtz resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1986. V. 80. № 5. P. 1419–1422.
 34. Быков А.И. Исследование акустических характеристик резонаторов Гельмгольца в системах снижения шума: дис. канд. техн. наук. М., 2021. 156 с.
 35. Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю., Черепанов И.Е., Храпцов И.В. Сравнительные исследования определения акустических характеристик образцов ЗПК в интерферометрах с разным диаметром поперечного сечения канала // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2017. Т. 1. С. 188–193.
 36. Elnady T., Bodén H. On the modeling of the acoustic impedance of perforates with flow // AIAA Paper. 2003. № 2003–3304.
 37. Yu J., Ruiz M., Kwan H.W. Validation of Goodrich perforate liner impedance model using NASA Langley test data // AIAA Paper. 2008. № 2008–2930.
 38. Муних А.Г., Кузнецов В.М., Леонтьев В.Е. Аэродинамические источники шума. М.: Машиностроение, 1981. 248 с.
 39. Crandall I. Theory of vibrating systems and sound. New York: D. Van Nostrand & Co. Inc., 1927. 272 с.
 40. Pisarev P.V., Anoshkin A.N. and Merzlyakova N.A. Manufacturing sound-absorbing structures by 3d-printing / Ed by Vorozhtsov A. Tomsk: MATEC Web Conf. 2018. V. 243.
<https://doi.org/10.1051/mateconf/201824300026>