

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ АКУСТИКИ

УДК 534.83

РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ОБЪЕКТА СЛОЖНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ВНУТРИ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

© 2018 г. П. А. Попов^{а, *}, А. А. Иголкин^а, Е. В. Шахматов^а

^аСамарский национальный исследовательский университет им. С.П. Королева
443086 Самара, Московское шоссе 34, Россия

*e-mail: banduir@rambler.ru

Поступила в редакцию 21.12.2017 г.

На практике часто встречаются задачи снижения акустических нагрузок на объекты сложной формы, помещенные внутри цилиндрической оболочки. Примером является адаптация космического аппарата к сборочно-защитному блоку ракеты-носителя. В работе представлена математическая модель для определения акустических нагрузок, воздействующих на объект, в зависимости от фактора поглощения акустической энергии поверхностями. В результате были получены спектры среднеквадратических уровней акустического давления в зависимости от площади нанесения звукопоглощающего материала на поверхность оболочки и находящейся под ней объекта.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка, акустическое поле, интенсивность звука, акустическое давление, коэффициент поглощения

DOI: 10.1134/S0320791918050088

ВВЕДЕНИЕ

При определении акустических нагрузок на объекты различной конфигурации, расположенные внутри летательного аппарата (ЛА), возникает необходимость исследования влияния размеров звукопоглощающего материала (ЗПМ) на параметры акустического нагружения. В настоящей работе решается задача научно обоснованного выбора площади ЗПМ для снижения уровня звукового давления до допустимых значений в зависимости от конфигурации объекта.

В результате научно-информационного поиска открытых источников обнаружено, что достаточно много исследований в данном направлении было сделано специалистами ЦАГИ, которые решали задачи снижения шума в отсеках ЛА [1–7]. Результаты данных исследований содержат обширную информацию о характеристиках обечаек и звукоизолирующих материалов, таких как индекс звукоизоляции, коэффициенты звукопоглощения, механических потерь, постоянных затухания и постоянных распространения для отсеков. Однако в этих работах отсутствуют данные о влиянии формы объекта, находящегося под цилиндрической оболочкой на акустическое давление. В работах [8–12] рассматривались вопросы использования звукоизоляционных материалов, наносимых на стрингерные и композитные оболочки судов и летательных аппаратов. Экспери-

менты проводились как в лабораторных условиях на экспериментальных образцах, так и на изделиях при конструкторских испытаниях. Однако в этих работах не рассматривались вопросы частичного нанесения звукоизоляционного материала на поверхность изделия, а ведь данный вопрос может быть актуален при дефиците запаса массы выводимого объекта. В работах [13–15] решались связанные упругоакустические задачи колебания оболочек в газовой или жидкой среде, в то же время в них не учитывались влияние коэффициентов поглощения акустической энергии поверхностями. В результате проведенного научного анализа можно сделать вывод, что в настоящее время не существует математических моделей, комплексно описывающих снижение акустического давления от таких факторов как площадь нанесения звукопоглощающих материалов с заранее известными характеристиками, различная конфигурация полезной нагрузки, коэффициент звукопоглощения.

Предлагаемый в рамках данной статьи метод основан на предложенном в работе [16] подходе определения интенсивности акустической энергии, распространяющейся от плоского или линейного источников в различные направления в открытом пространстве. Данный подход был приспособлен для решения акустической задачи, соответствующей случаю системы “оболочка–внутренний объект”. Учитывались процессы пе-

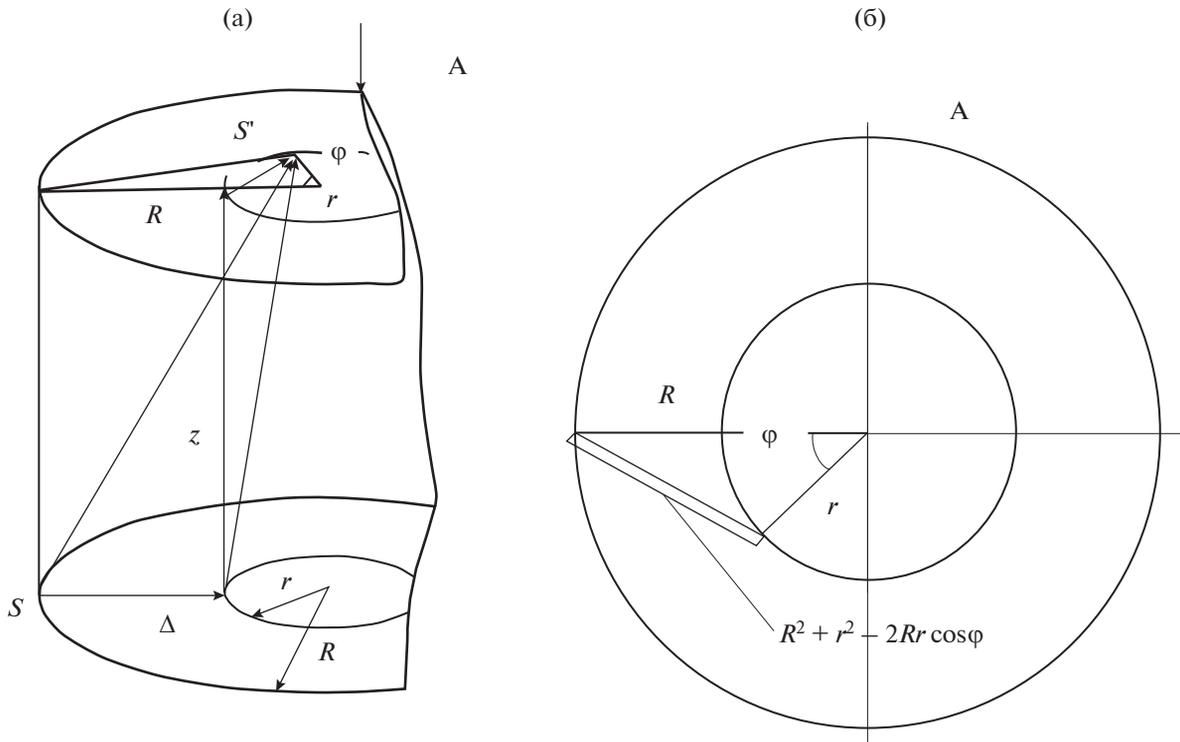


Рис. 1. (а) Система “оболочка–внутренний объект” в виде цилиндрических поверхностей, (б) вид “сверху” системы “оболочка–внутренний объект”: R – радиус оболочки, r – радиус объекта, z и φ – продольная координата и полярный угол, по которым производят интегрирование.

реотражения акустических волн, характерные для замкнутого пространства, форма внутреннего объекта, поглощение акустической энергии, частичное нанесение звукоизоляционного материала и кривизна излучающей оболочки. Предполагалось, что, во-первых, внутренний объект находится в дальнем звуковом поле, то есть произведение волнового числа воздуха k и радиуса оболочки R является достаточно малой величиной, во-вторых, энергия акустических мод и форм колебаний равномерно распределена в пределах частотного диапазона, низшая частота которого определяется формулой Маера [12, 16], в-третьих, отдельные моды имеют одинаковые характеристики по возбуждению, внутренней диссипации и по связи с другими модами [17].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Рассмотрим сначала случай, когда система “оболочка–внутренний объект” представляется в виде двух цилиндрических поверхностей (рис. 1). Внешний цилиндр представляет собой оболочку (например, оболочку ЛА), внутренний – исследуемый объект. Пусть поверхность оболочки излучает во внутреннее пространство акустическое поле мощностью N Вт, тогда модуль вектора реальной части интенсивности звука (ниже просто

интенсивность) в точке на поверхности оболочки определяется по формуле

$$I = \frac{N}{2\pi RH}, \tag{1}$$

где R – радиус оболочки. Акустическая мощность dN , излучаемая элементарной площадкой $ds = R d\varphi dz$ (z, φ – продольная координата и полярный угол, по которым производят в дальнейшем интегрирование), из (1) представится в виде

$$dN = \frac{N}{2\pi RH} ds = \frac{N}{2\pi RH} R d\varphi dz, \tag{2}$$

где H – высота объекта.

Поток акустической энергии, прошедшей через ds (рис. 1б), прошел путь SS' , при этом рассеялся в соответствии с законом [12, 15]

$$I = \frac{N}{\Omega |SS'|^2},$$

где $|SS'|^2 = R^2 + r^2 - 2Rr \cos(\varphi) + z^2$, Ω – телесный угол излучения акустической энергии равный в данном случае 2π , r – радиус объекта. Интенсивность звука на поверхности объекта стала равной

$$I = \int_z \int_{\varphi} \frac{N}{2\pi RH \Omega |SS'|^2} R d\varphi dz. \tag{3}$$

Таблица 1. Функции $\Phi(\cdot)$ для объектов цилиндрической, сферической, конической, кубической и пирамидальной форм

Форма объекта под цилиндрической оболочкой	Функция формы, $\Phi(\cdot)$
Цилиндр	$R^2 + r^2 - 2Rr \cos(\varphi) + z^2$
Сфера	$R^2 + r^2 - 2Rr \cos(\varphi) + r^2 \sin^2(\varphi) \sin^2(\theta)$
Конус	$R^2 + (r - z \operatorname{ctg}(\theta))^2 - 2R(r - z \operatorname{ctg}(\theta)) \cos(\varphi) + z^2$
Параллелепипед	$\left(\frac{a_1}{2} \operatorname{tg}(\varphi) - R \sin(\psi)\right)^2 + \left(R \cos(\psi) - \frac{a_1}{2}\right)^2 + z^2$
Пирамида	$\left(\frac{a_1}{2} - z \operatorname{ctg}(\theta)\right) \operatorname{tg}(\varphi) - R \sin(\psi)^2 + \left(R \cos(\psi) - \frac{a_1}{2} + z \operatorname{ctg}(\theta)\right)^2 + z^2$

Примечания: φ – Угловая переменная интегрирования для сферического КА в продольном по отношению к цилиндру направлении; θ – угол между образующей и основанием конуса или пирамиды; ψ – полярный угол, показывающий смещение вектора акустической волны по оболочке; a_1 – длина стороны параллелепипеда или основание пирамиды, смежная стороне, на которую рассматривается падение акустической энергии

Интегрирование (3) производится по высоте объекта и по сектору, куда может попасть поток акустической энергии, $z = 0 \dots H$, $\varphi = -\arccos(r/R) \dots + \arccos(r/R)$.

После отражения от поверхности объекта часть энергии поглотилась его конструкцией, и интенсивность звука можно представить в виде соотношения

$$I = \int_z \int_\varphi \frac{N(1 - \alpha_1)}{2\pi RH \Omega |SS|^2} R d\varphi dz, \quad (4)$$

где α_1 – коэффициент поглощения поверхностью объекта.

После этого поток акустической энергии вернулся на оболочку:

$$I = \int_z \int_\varphi \frac{N(1 - \alpha_1)}{2\pi RH \Omega |SS|^2} R d\varphi dz$$

и отразился от ее поверхности:

$$I = \int_z \int_\varphi \frac{N(1 - \alpha_1)(1 - \alpha_2)}{2\pi RH \Omega |SS|^2} R d\varphi dz,$$

где α_2 – коэффициент поглощения конструкцией оболочки.

Нас интересуют только те слагаемые вида (3) и (4), которые характеризуют акустическое нагружение объекта, поэтому, продолжая данный процесс бесконечное число раз, для суммарной интенсивности звука I^Σ получим

$$I^\Sigma = \frac{N(2 - \alpha_1)}{(2\pi)^2 RH} \left(\int_z \int_{\varphi_1} \frac{1}{\Phi(z, \varphi)} d\varphi dz \right) \times \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(1 - \alpha_1)^{i-1} (1 - \alpha_2)^{i-1}}{(2i - 1)}, \quad (5)$$

где величину $\Phi(z, \varphi) = |SS|^2$ назовем функцией формы объекта под оболочкой.

В табл. 1 представлены функции $\Phi(\cdot)$ для перечисленных объектов.

Если рассматривать данную задачу с учетом неоднородной поверхности излучающей оболочки с n неоднородностями, то по аналогии с формулой (5) можно получить следующее соотношение:

$$I^\Sigma = \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^{\infty} \int_{z_k} \int_{\varphi_k} \left(\frac{N_k (1 - \alpha_{1k})^{i-1} (1 - \alpha_{2k})^{i-1} (2 - \alpha_{1k})}{(2\pi)^2 RH (2i - 1) \Phi(z, \varphi)} \right) R d\varphi dz, \quad (6)$$

где $N_k = N_1 10^{(R_k - R_1)/10}$, N_1 – мощность акустического потока напротив 1-й (фиксированной) неоднородности, $R_k - R_1$ – разность между соответствующими локальными звукоизоляциями, необходимая площадь ЗПМ достигается исходя из интегрирования по переменным z и φ , α_{1k} , α_{2k} – коэффициенты звукопоглощения поверхностями объекта и оболочки в зоне k -й неоднородности.

ПРИМЕР РАСЧЕТА

В качестве примера расчета рассмотрим формы перечисленных в предыдущем разделе объектов (табл. 1), расположенных под цилиндрической оболочкой диаметром 4.11 м с различным по площади нанесением звукоизоляционного материала ППУ-35 толщиной 50 мм и при условии одинаковой площади отражаемой боковой по-

Таблица 2. Габариты фигур, расположенных под цилиндрической оболочкой

Форма объекта под цилиндрической оболочкой	Геометрические характеристики	Площадь отражающей боковой поверхности, м ²
Цилиндр	$r = 2$ м, $H = 4$ м	50
Сфера	$r = 2$ м	50
Конус	$r = 2$ м, $H = 7.75$ м	50
Куб	$a = 3.54$ м	50
Пирамида	$a = 3.54$ м, $\theta = 1.32$ рад	50

верхности объекта. В табл. 2 приведены габариты фигур, расположенных под цилиндрической оболочкой. Расчеты проводились в частотных диапазонах свыше частоты 300 Гц, определяемой по формуле Маера [12, 16].

Характеристики звукопоглощения и разность между локальными звукоизоляциями $R_2 - R_1$ для частот 315, 500, 1000 и 2000 Гц, для которых проводились расчеты, представлены в табл. 3.

Расчетная формула (6) для случая двух неоднородностей поверхности цилиндра примет вид

$$I_m^\Sigma = \frac{N(2 - \alpha_{11})}{(2\pi)^2 RH} \left[\int_0^{\frac{mH}{100}} \int_{\phi_1} \frac{1}{\Phi(\cdot)} d\phi dz \right] \times \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(1 - \alpha_{11})^{i-1} (1 - \alpha_{21})^{i-1}}{(2i - 1)} + (10^{-(R_2 - R_1)/10}) \times \left[\int_{\frac{mH}{100}}^H \int_{\phi_1} \frac{1}{\Phi(\cdot)} d\phi dz \left(\sum_{i=1}^{\infty} \frac{(1 - \alpha_{11})^{i-1} (1 - \alpha_{22})^{i-1}}{(2i - 1)} \right) \right], \quad (7)$$

где m – процент нанесения звукоизоляции ППУ-35.

Результаты расчетов по формуле (7), при условии $N = 1$ Вт представлены на рис. 2, из которого можно сделать вывод, что за счет многочисленных отражений волн внутри оболочки возникает увеличение интенсивности звука. Увеличение происходит в зависимости от площади интенсивного отражения, т.е. части площади объекта, ограниченной предельными углами и высотой

Таблица 3. Характеристики звукопоглощения и разность между локальными звукоизоляциями $R_2 - R_1$ для частот 315, 500, 1000 и 2000 Гц

Акустическая характеристика	315 Гц	500 Гц	1000 Гц	2000 Гц
α_{22}	0.8	0.72	0.52	0.7
α_{21}	0.03	0.03	0.03	0.07
α_{11}	0.1	0.1	0.1	0.1
$R_2 - R_1$, дБ	1.1	2.6	4.7	4.8

объекта, куда падает акустическая энергия. Чем больше данная площадь, тем больше интенсивность звука. В зависимости от расстояния от оболочки до объекта, выраженного формулой (7), также происходит увеличение интенсивности звука с учетом данных табл. 1.

Влияние факторов, описанных выше, можно объединить в один безразмерный комплекс

$\int_S \int \left(\frac{1}{\Phi(\cdot)} ds \right)$. На рис. 3а представлено изменение

величины $\int_S \int \left(\frac{1}{\Phi(\cdot)} ds \right)$ в зависимости от уменьшения поперечных размеров внутреннего цилиндрического объекта r и увеличения высоты объекта H в долях радиуса оболочки R , а на рис. 3б также и в зависимости от формы объекта. Из рис. 3б видно, что наименьшему влиянию акустических воздействий при прочих равных условиях подвержены пирамидальная и кубическая поверхности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И СРАВНЕНИЕ С РАСЧЕТНЫМИ ДАННЫМИ

В рамках натуральных экспериментов были проведены измерения акустического давления на объектах цилиндрической и кубической формы с нанесением на их поверхности электровакуумной теплоизоляции (ЭВТИ) и без нее, расположенных под оболочкой диаметром 3.3 м с нанесением звукопоглощающего материала ППУ-35 толщиной 20 мм на 86% поверхности оболочки и 140 мм на 14% поверхности (напротив объекта) и без данного материала. Характеристики звукопоглощения ЭВТИ и ППУ-35 были получены в рамках экспериментов, проведенных в ЦАГИ, и представлены на рис. 4. Результаты (рис. 5, 6) сравнивались с расчетами в соответствии с подходом, представленным в первом разделе.

Переход от уровней интенсивности звука (L_I) к уровням акустического давления (L) проводился по формуле, справедливой для среднеквадратических характеристик акустического шума [12]:

$$L = L_I = L_N - 10 \lg(F(\Phi(\cdot), S_{н.о.}, \alpha_{1,k}, \alpha_{2,k})),$$

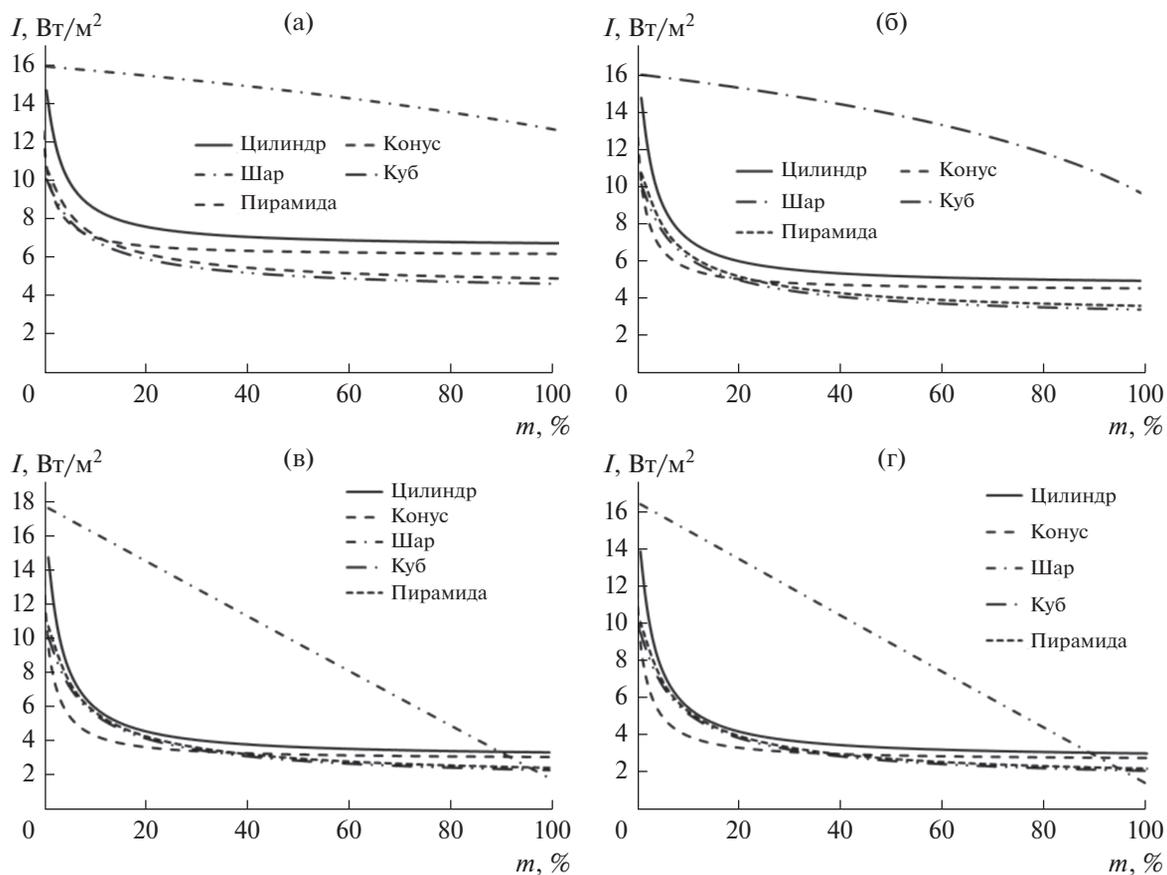


Рис. 2. Результаты расчетов снижения интенсивности звука при различном проценте нанесения звукоизоляционного материала ППУ-35 толщиной 50 мм: (а) 315 Гц, (б) 500 Гц, (в) 1000 Гц, (г) 2000 Гц.

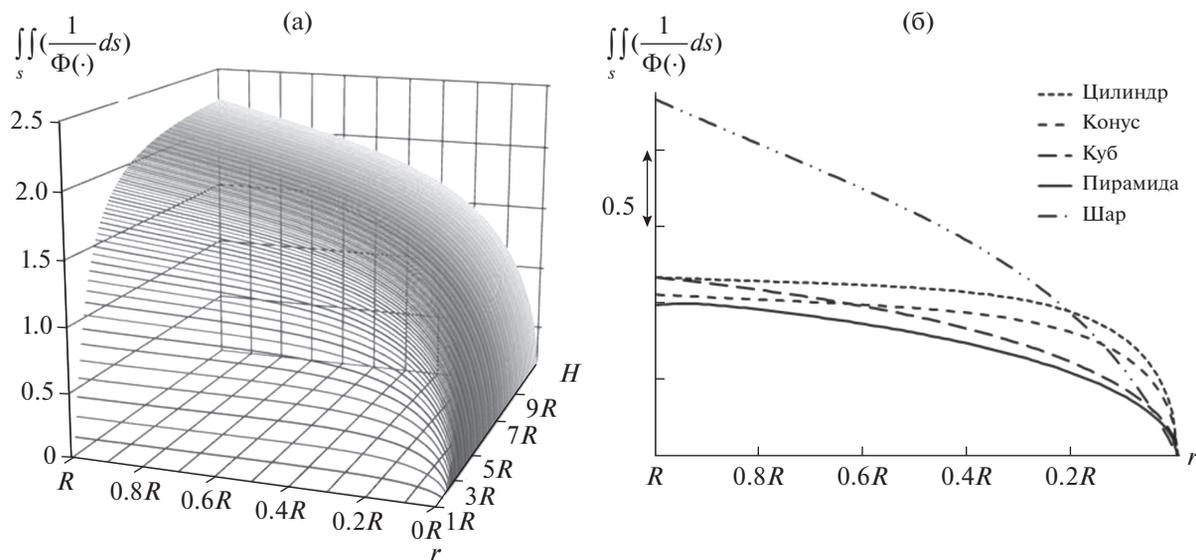


Рис. 3. Изменение величины $\iint_S \left(\frac{1}{\Phi(\cdot)} ds \right)$: (а) в зависимости от уменьшения поперечных размеров внутреннего объекта r и увеличения высоты объекта H в долях радиуса оболочки R , (б) в зависимости от уменьшения поперечных размеров внутреннего объекта r и формы объекта.

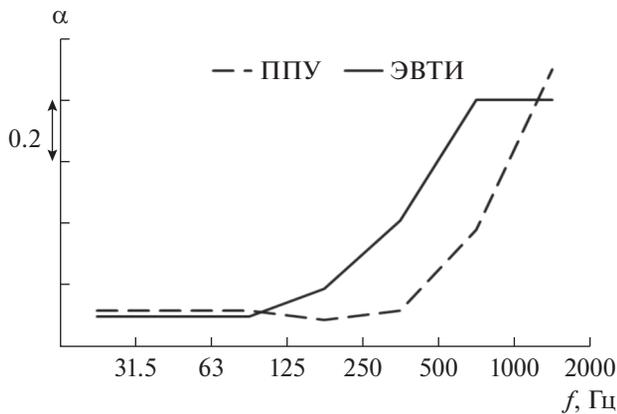


Рис. 4. Нормальные коэффициенты поглощения для материалов ЭВТИ и ППУ.

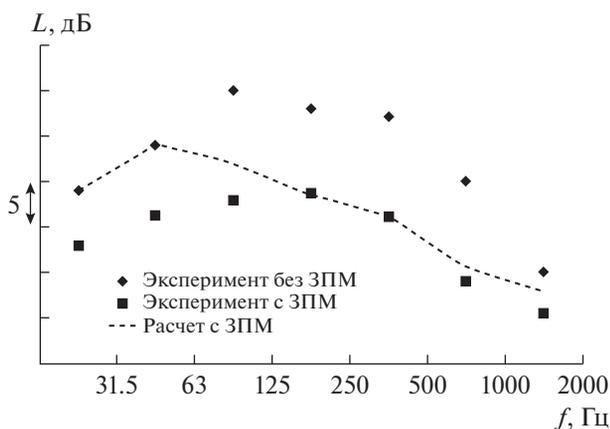


Рис. 5. Расчетные и полученные экспериментально значения уровней акустического давления L для цилиндрического объекта со звукоизоляцией и без нее.

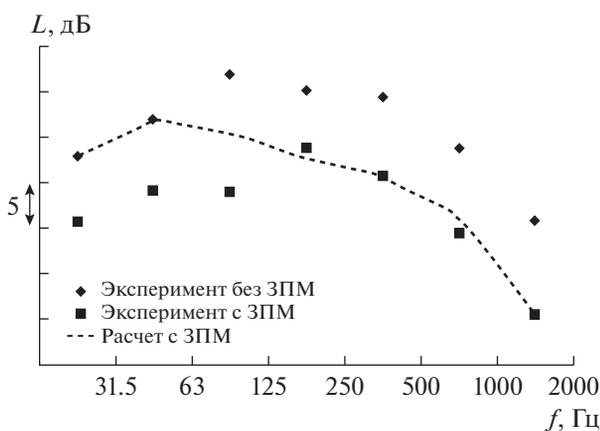


Рис. 6. Расчетные и полученные экспериментально значения уровней акустического давления L для объекта в форме прямоугольного параллелепипеда со звукоизоляцией и без нее.

где L_N — уровень акустической мощности, $F(\Phi(\cdot), S_{\text{и.о.}}, \alpha_{1,k}, \alpha_{2,k})$ — функция, зависящая от функции формы, площади интенсивного отражения и звукопоглощения поверхности объекта и оболочки.

В результате исследований обнаружили близкие значения расчетных и экспериментальных октавных уровней интенсивностей, начиная с центральной частоты 250 Гц. В остальных диапазонах обнаружили отличия до 10 дБ, которые объясняются тем, что предложенный метод может считаться правильным в полосе частот, где наблюдается достаточно высокая плотность акустических мод. Данная полоса характеризуется минимальной частотой F_M для пространства под оболочкой объемом V с учетом вытесненного рассматриваемыми объектами воздуха. F_M вычисляется по формуле Маера [12, 16]:

$$F_M = \frac{1000}{\sqrt[3]{V}}.$$

В рассматриваемых случаях данная частота составила 315 Гц для цилиндрического объекта и 300 Гц для кубического объекта. Именно в полосе частот меньше F_M имеются вышеназванные несоответствия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках проведенной работы были получены следующие результаты:

1. Разработана уточненная математическая модель для оценки влияния формы объекта, факторов поглощения и площади нанесения звукоизоляции на воздействующее на объект акустическое поле.

2. Проведена оценка результатов натуральных экспериментов, которые показали возможную частотную область использования математической модели.

Дальнейшее развитие исследований позволит производить выбор оптимальной площади нанесения звукоизоляционных материалов для снижения акустических нагрузок до необходимых уровней при дозволяемой весовой отдаче. На частотах ниже F_M при выборе параметров ЗПМ предполагается использование модального подхода при решении соответствующей упруго-акустической задачи [13, 15, 17], на высших частотах, для которых длины изгибных волн существенно меньше расстояния между оболочкой и объектом, задача может быть решена энергетическим методом, предложенным в данной статье.

Результаты работы были получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (номер гранта МД-3082.2017.8).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ефимцов Б.М., Лазарев Л.А.* Анализ звукоизолирующей способности панелей с резонансными системами на основе эквивалентных представлений // Акуст. журн. 2005. Т. 51. № 3. С. 360–365.
2. *Ефимцов Б.М., Зверев А.Я.* Акустическое поле в оболочке от двух синхрофазированных источников // Акуст. журн. 1992. Т. 38. № 4. С. 693–701.
3. *Кудисова Л.Я., Тартаковский Б.Д.* О прохождении звука через подкрепленную пластину // Акуст. журн. 1974. Т. 20. № 1. С. 55–61.
4. *Беляев И.В., Голубев А.Ю., Зверев А.Я., Макашов С.Ю., Пальчиковский В.В., Соболев А.Ф., Черных В.В.* Экспериментальное исследование звукопоглощения акустических клиньев для заглушенных камер // Акуст. журн. 2015. Т. 61. № 5. С. 636–644.
5. *Зверев А.Я.* Механизмы снижения шума в салоне самолета // Акуст. журн. 2016. Т. 62. № 4. С. 474–479.
6. *Зверев А.Я., Ефимцов Б.М.* Сравнительная оценка акустического излучения тонкостенных конструкций, возбуждаемых турбулентным пограничным слоем, для различных представлений взаимного спектра // Акуст. журн. 2012. Т. 58. № 4. С. 459–464.
7. *Ефимцов Б.М., Лазарев Л.А.* Комплекс аналитических моделей для прогноза шума в салоне самолета // Акуст. журн. 2012. Т. 58. № 4. С. 443–449.
8. *Balena F.J., Prydz R.A., Revell J.D.* Single and double-wall cylinder noise reduction // *J. Aircraft*. 1983. V. 20. № 5. P. 434–439.
9. *Barton C.K., Mixon J.C.* Noise transmission and control data for a light twin-engine aircraft // *J. Aircraft*. 1981. V. 18. № 7. P. 570–575.
10. *Grosveld F.W., Mixon J.C.* Noise transmission through an acoustically treated and honeycomb-stiffened aircraft sidewall // *J. Aircraft*. 1985. V. 22. № 5. P. 434–440.
11. *Chang M.T., Vaicaitis R.* Noise transmission into semicylindrical enclosures through discretely stiffened curved panels // *J. Sound Vibr.* 1982. V. 85. № 1. P. 71–84.
12. *Боголепов И.И.* Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986. 367 с.
13. *Шендеров Е.Л.* Волновые задачи гидроакустики. Л.: Судостроение, 1972. 352 с.
14. *Григолюк Э.И., Горшков А.Г.* Взаимодействие упругих конструкций с жидкостью. Л.: Судостроение, 1976. 200 с.
15. *Иванов Н.И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Университетская книга, Логос, 2008. 424 с.
16. *Мунин А.Г.* Авиационная акустика. В 2-х ч. Ч. 2. Шум в салонах пассажирских самолетов. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.
17. *Ильгамов М.А.* Колебания упругих оболочек, содержащих жидкость и газ. М.: Наука, 1969. 182 с.