

УДК 534.83+629.78

КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ АКУСТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ВНУТРИ ИЗДЕЛИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

© 2014 П. А. Попов, А. А. Синдюков

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Изложены возможные мероприятия по снижению акустического давления внутри головного обтекателя (ГО) и в отсеке ракеты-носителя (РН); дана формула расчёта суммарного снижения акустического нагружения от различных мероприятий.

Ракета-носитель, головной обтекатель, межбаковый отсек, космический аппарат, акустическое давление, звукоизоляция, стационарное давление, коэффициент механических потерь.

Интенсивное развитие народного хозяйства современной России требует от ракетостроительной промышленности создания новой техники. Ракетно-космический кластер в настоящее время решает такие задачи, как обеспечение мобильной связи, дистанционное зондирование земной поверхности в целях обороноспособности страны, разведывания залежей полезных ископаемых, наблюдение за сельскохозяйственными угодьями, кроме этого проводятся научные исследования в космическом пространстве.

Одной из важнейших задач при проектировании ракетно-космической техники (РКТ) в ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-«Прогресс» является выявление источников акустических нагрузок, их оценка, а затем организация возможных конструктивных решений по их снижению. На стадии разработки рабочей документации

нормативные требования по акустическим и вибрационным воздействиям предоставляются подразделениям-разработчикам аппаратуры для формирования разделов технических заданий, технических условий и используются при конструкторских испытаниях аппаратуры. Обязательным требованием при проверке приборов на работоспособность при испытаниях является подтверждение их устойчивого функционирования при воздействии виброакустического нагружения.

Как показали измерения акустического давления, проводимые при лётно-конструкторских испытаниях (ЛКИ), под ГО РН и в межбаковом отсеке (МБО) (рис.1) максимумы акустического давления приходятся на частотные поддиапазоны 1/3-октавного спектра с центральными частотами 315 и 625 Гц для ГО и 200 и 500 Гц для МБО.

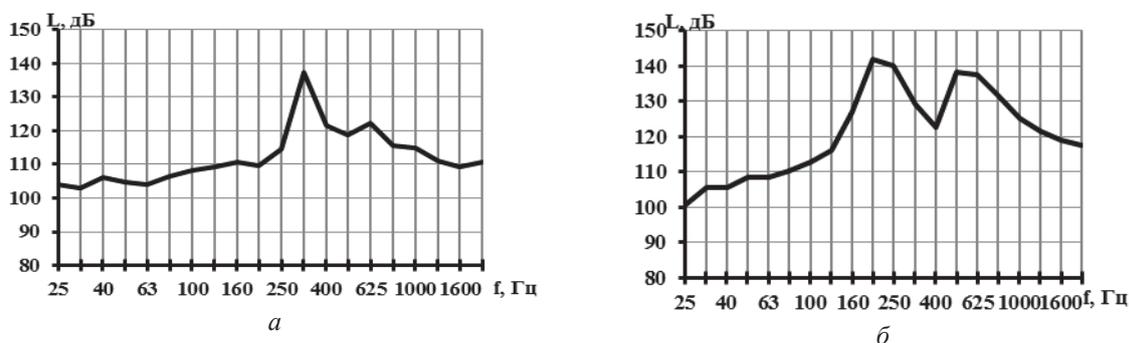


Рис.1. Результаты измерений акустического давления под ГО (а) и в МБО (б) при полёте РН

Характер нагружения представляет собой широкополосный процесс с двумя тональными составляющими на указанных ранее частотах для каждого случая. Снижение акустического нагружения на данных частотах позволит существенно улучшить акустическую среду под ГО и в МБО.

Для решения поставленной задачи предлагается использовать схему, состоящую из нескольких конструктивных мероприятий.

1. Влияние стационарного давления.

Физическая сущность звукоизоляции сводится к рассогласованию импедансов различных сред, тогда, уменьшая плотность воздуха внутри изделия, можно увеличить коэффициент звукоизоляции. В работе [1], посвящённой исследованию звукоизоляционной способности фюзеляжа самолёта ATR-42 (Франция), были проведены экспериментальные работы по измерению фактической звукоизоляции для фюзеляжа самолёта при атмосферном и избыточном давлении (рис. 2). Наблюдалось снижение звукоизоляции при увеличении давления, это снижение несколько росло с увеличением частоты.

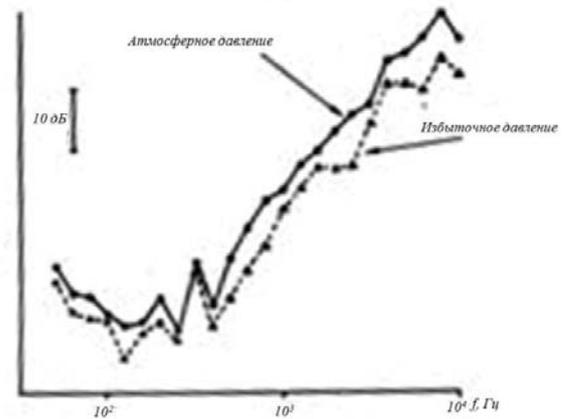
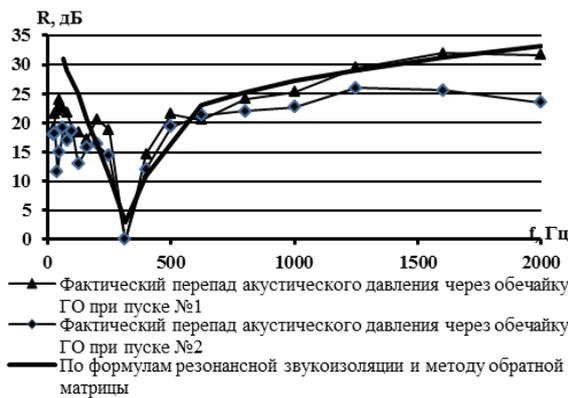


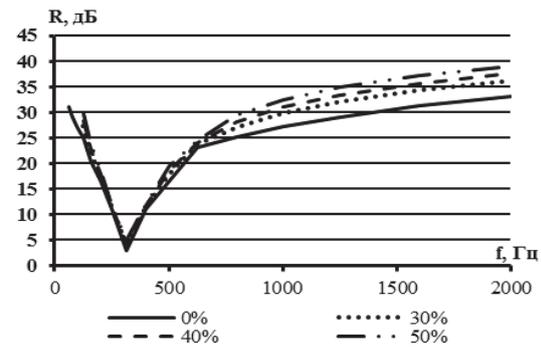
Рис. 2. Фактическая звукоизоляция фюзеляжа самолёта при атмосферном и избыточном давлении

Похожий результат был получен при расчёте звукоизоляции штатного ГО по формулам, описанным в [2], для различных плотностей среды под ГО. Результаты расчётов представлены на рис. 3.

Спектральные уровни снижения акустического давления (дБ) при различном разрежении среды (%) под ГО представлены в табл. 1.



а



б

Рис. 3. Сравнение фактической звукоизоляции ГО РН (а) и расчётных данных при различном разрежении давления под ГО (б)

Таблица. 1. Снижения акустического давления (дБ) при различном разрежении среды (%) под ГО (1/3-октавные значения)

$f_p, Гц$	10%	20%	30%	40%	50%
25	0,91	1,92	3,07	4,41	5,98
31,5	0,90	1,91	3,06	4,39	5,96
40	0,89	1,89	3,03	4,36	5,93
50	0,88	1,87	3,0	4,31	5,87
63	0,86	1,83	2,94	4,24	5,79
80	0,83	1,77	2,86	4,13	5,66
100	0,78	1,69	2,74	3,98	5,48
125	0,61	1,33	2,21	3,27	4,60
160	0,42	0,95	1,60	2,43	3,52
200	0,21	0,47	0,82	1,29	1,93
250	0,08	0,18	0,31	0,48	0,71
315	0,20	0,45	0,78	1,24	1,88
400	0,12	0,28	0,47	0,72	1,06
500	0,33	0,75	1,28	1,98	2,91
625	0,18	0,40	0,68	1,03	1,51
800	0,53	1,17	1,95	2,92	4,16
1000	0,76	1,64	2,67	3,88	5,36
1250	0,84	1,80	2,90	4,19	5,73
1600	0,89	1,89	3,04	4,36	5,93
2000	0,90	1,91	3,06	4,39	5,96

2. Использование демпфирующих материалов с высоким коэффициентом потерь.

Звукоизоляция конструкции на частотах выше низшей резонансной частоты её собственных колебаний определяется в основном вкладом двух совокупностей упругих мод, частота которых находится в рассматриваемой полосе, и нерезонансных упругих мод, собственные частоты которых ниже частот рассматриваемой полосы.

Соответственно при исследовании механизма передачи звуковой энергии через конструкцию можно использовать две различные компоненты звукоизоляции, а именно нерезонансную и резонансную звукоизоляцию. В зависимости от того, какой механизм передачи энергии преобладает для конкретной конструкции (то есть вклад каких мод доминирует), следует выбирать различные средства повышения звукоизоляции.

Как правило, наличие рёбер жёсткости в конструкции приводит к такому увеличению вклада резонансных мод по сравнению с нерезонансными, что переда-

ваемая через конструкцию звуковая энергия определяется только ими и соответственно реальная звукоизоляция по величине оказывается ниже "нерезонансной" звукоизоляции, определяемой инерционными свойствами конструкции. Для того чтобы уменьшить роль резонансной компоненты звукоизоляции, необходимо повысить диссипативные свойства конструкции, что обычно достигается путём размещения на поверхности обшивки слоёв вибропоглощающего покрытия (ВПП), имеющего достаточно высокий коэффициент механических потерь (КМП). При этом дополнительные массовые затраты, связанные с размещением ВПП, оказываются достаточно эффективными, поскольку увеличение звукоизоляции за счёт роста её резонансной компоненты происходит в большей степени, чем нерезонансной за счёт увеличения массы.

Если резонансные колебания конструкции за счёт диссипации ослаблены настолько, что передача звуковой энергии определяется её нерезонансными упругими модами, то величина звукоизоляции конструкции близка к величине «нерезо-

нансной» звукоизоляции. В этом случае применение дополнительных слоёв ВПП нецелесообразно, поскольку оно приводит к увеличению звукоизоляции только за счёт увеличения массы, а не общей диссипации конструкции.

В настоящее время в качестве основного звукоизоляционного материала для ГО используется материал ППУ-35, имеющий КМП $\approx 0,2$. Как отмечалось ранее, падение звукоизоляционной способности ГО (МБО) объясняется возникновением тональных шумов, особенно в 1/3-октавных полосах частот с центральными частотами 315 и 625 Гц (200 и 500 Гц), и поэтому одним из эффективных методов снижения акустического шума является повышение коэффициента потерь при помощи вибропоглощающих материалов. Основное их назначение – снизить колебания оболочек и, соответственно, излучаемый ими шум. Несмотря на то что очень много разных материалов, у них одна основа – вязкий упругий слой, который поглощает колебания. Далее приводятся результаты вычислений величины КМП в случае слоистой среды (два слоя) при применении жёстких (п.2.1) и мягких (п.2.2) вибропоглощающих материалов.

2.1 Применение жёстких вибропоглощающих материалов.

Оценка коэффициента потерь пластины с жёстким вибропоглощающим покрытием дана в монографиях [2,3]:

$$\eta_{12} = \frac{\eta_2 \alpha_2 \beta_2 (\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2)}{1 + \alpha_2 \beta_2 (\alpha_2^2 + 12\alpha_{21}^2)}, \tag{1}$$

где $\alpha_2 = \frac{h_2}{h_1}$, $\beta_2 = \frac{E_2}{E_1}$, E_2 – модуль упругости демпфирующего слоя, E_1 – модуль упругости пластины, $\alpha_{21} = \frac{h_{21}}{h_1}$.

В табл. 2 приведен перечень материалов с достаточно высокими КМП: 1 – материал; 2 – КМП материала; 3 – плотность материала, кг/м³, 4 – модуль упругости, Па.

В соответствии с исходными данными табл. 2, формулой (1), а также фор-

мулой, выражающей собой улучшение звукоизоляционной характеристики на резонансной частоте [2]

$$\Delta = 10 \lg \left(\frac{2\rho c + \omega_{рез} m_{12}^* \eta_{12}^*}{2\rho c + \omega_{рез} m_{12} \eta_{12}} \right), \tag{2}$$

получим КМП при совместном использовании панелей ГО (МБО) с жёсткими вибропоглощающими материалами, а также снижение акустического нагружения под ГО (МБО) при различных толщинах жёстких вибропоглощающих покрытий. Перечисленные расчётные данные представлены на рис. 4, 5.

В формуле (2): η_{12} и η_{12}^* – КМП изначальной панели ГО (МБО) и панели с вибропоглощающим материалом; m_{12} и m_{12}^* – поверхностные массы изначальной панели ГО (МБО) и панели с вибропоглощающим материалом, $\omega_{рез}$ – резонансная частота, ρc – акустическое сопротивление воздуха.

Таблица. 2. Характеристики жёстких вибропоглощающих материалов*

1	2	3	4
Битум (твёрдый)	0,32	1100	9×10 ⁸
Изол (битум с резиновой крошкой)	0,24	1200	5×10 ⁸
Изол с асбестовым наполнителем	0,39	1100	2,5×10 ⁸
Пластмасса «Агат»	0,4	1350	2×10 ⁹
ПВХ	0,15	1600	2×10 ⁸
Полихлоропропиленовый каучук	0,35	1300	4×10 ⁶
Твёрдая резина	0,2	1200	8×10 ⁶
Слюда	0,3	2600	2×10 ¹⁰

*- Получены из [2]

Из рис. 4, 5 видно, что самым эффективным материалом для снижения акустического давления из предложенных является слюда. Однако вследствие больших массовых затрат (табл. 2) он не может быть использован. На втором месте стоит пластмасса «Агат». В табл. 3 приведены результаты расчёта эффективности звукоизоляционных характеристик на резонансной частоте 315 Гц для ГО и 200 Гц для МБО, при толщине вибропоглощающих материалов 2 мм.

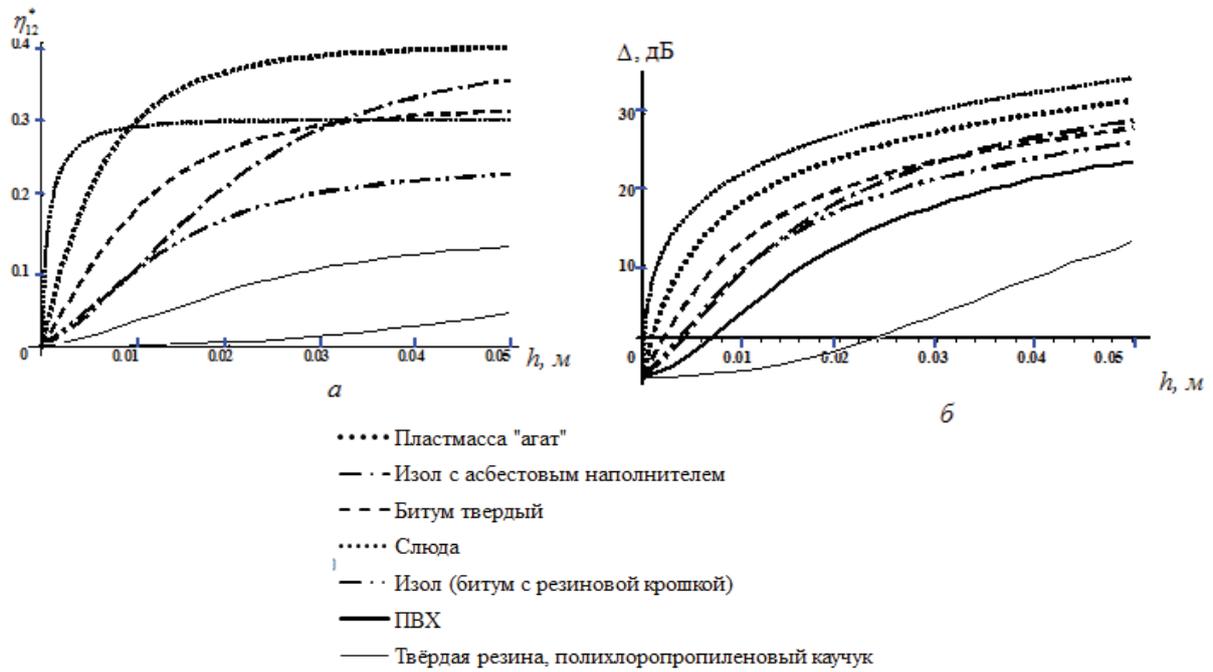


Рис. 4. КМП при совместном использовании панелей ГО с жёсткими вибропоглощающими материалами (а), снижение акустического нагружения под ГО при различных толщинах жёстких вибропоглощающих покрытий (б) на частоте 315 Гц

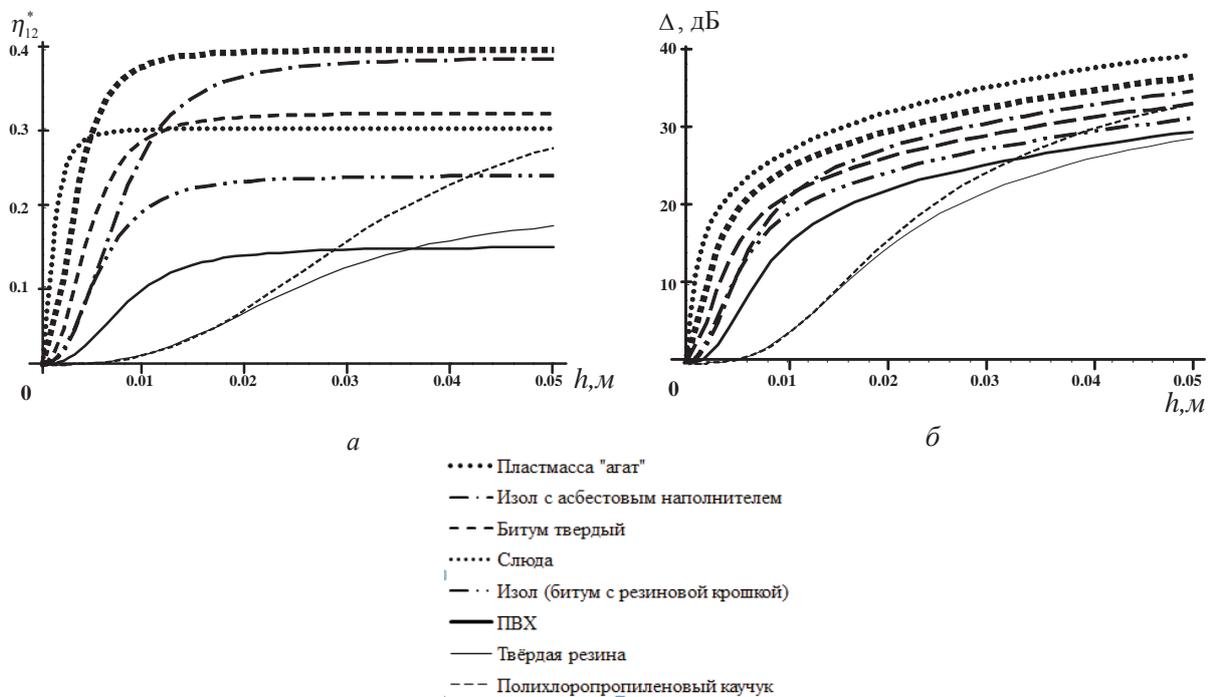


Рис. 5. КМП при совместном использовании панелей МБО с жёсткими вибропоглощающими материалами (а), снижение акустического нагружения под МБО при различных толщинах жёстких вибропоглощающих покрытий (б) на частоте 200 Гц

Таблица 3. Результаты расчёта эффективности звукоизоляционных характеристик на резонансной частоте 315 Гц для ГО и 200 Гц для МБО

Материал	Δ , дБ для ГО	Δ , дБ для МБО
Битум (твёрдый)	0	5
Изол (битум с резиновой крошкой)	-3	2,5
Изол с асбестовым наполнителем	-3	2,5
Пластмасса «Агат»	4	8
ПВХ	-5	0
Полихлоропропиленовый каучук	-6	0
Твёрдая резина	-6	0
Слюда	12	17
Примечание: В расчёте изначальная панель ГО бралась совместно со звукоизоляционным материалом ППУ-35		

2.2 Оценку влияния мягкого вибропоглощающего материала на звукоизоляцию проведём методом «энергии деформации» [3]:

$$\eta = \frac{\eta_2 [2sh(v_2 \eta_2) - \sin(2v_2)]}{\left\{ 2\mu_{12} v_2 \eta_2 [\cos(2v_2) + ch(v_2 \eta_2)] + \eta_2 \sin(2v_2) + 2sh(v_2 \eta_2) \right\}}, \quad (3)$$

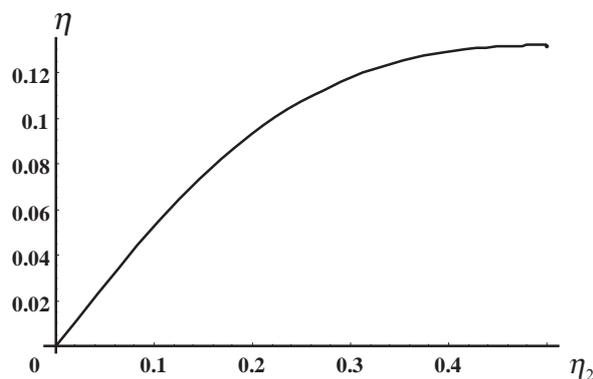
где η – совместный КМП покрытия и демпфируемой пластины; η_2 – КМП покрытия; $v_2 = k_2 h_2$; $\mu_{12} = \frac{m_1}{m_2}$;

$m_1 = \rho_1 h_1$; $m_2 = \rho_2 h_2$; k_2 – модуль волнового числа волн сжатия в покрытии; h_1, h_2 – толщина пластины и покрытия; ρ_1, ρ_2 – плотность панели и покрытия.

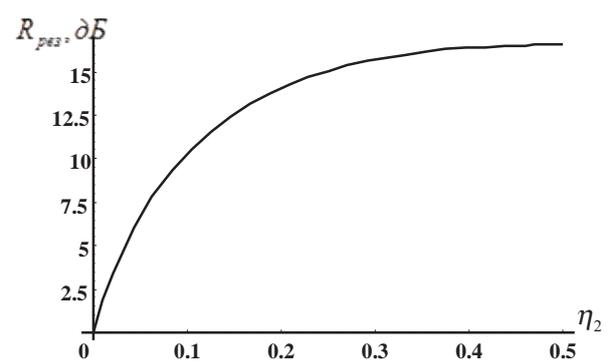
Проанализируем влияние различных

параметров на КМП панели с мягким поглотителем и влияние его на звукоизоляцию на резонансной частоте $R_{рез}$:

1. Увеличение η_2 всегда желательно для улучшения звукоизоляции R (графики значений $\eta = \eta(\eta_2)$, $R_{рез} = R_{рез}(\eta_2, f_{рез})$ при прочих равных условиях (т.е. при параметрах мягкого и демпфируемого материала: скорость распространения продольных волн в материале - 90 м/с, КМП - 0,2, толщина - 20 мм, плотность - 35 кг/м³; плотность демпфируемой пластины - 2700 кг/м³ и частота резонансных колебаний - 200 Гц) приведены на рис. 6).



а



б

Рис. 6. Графики зависимости: а - $\eta = \eta(\eta_2)$, б - $R_{рез} = R_{рез}(\eta_2, f_{рез})$

2. При увеличении плотности конструкции ρ_1 или её толщины h_1 , величина η уменьшается, однако R увеличивается за счёт увеличения инерционной составляющей звукоизоляции (графики значе-

ний $\eta = \eta(h_1)$, $R_{рез} = R_{рез}(h_1, f_{рез})$ показаны на рис. 7; $\eta = \eta(\rho_1)$, $R_{рез} = R_{рез}(\rho_1, f_{рез})$ - на рис. 8).

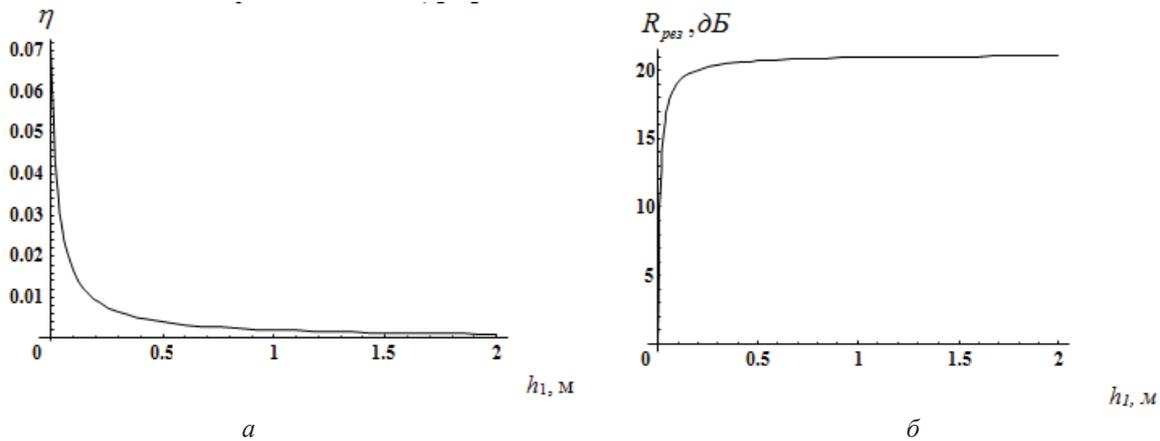


Рис.7. Графики зависимости: а - $\eta = \eta(h_1)$, б - $R_{рез} = R_{рез}(h_1, f_{рез})$

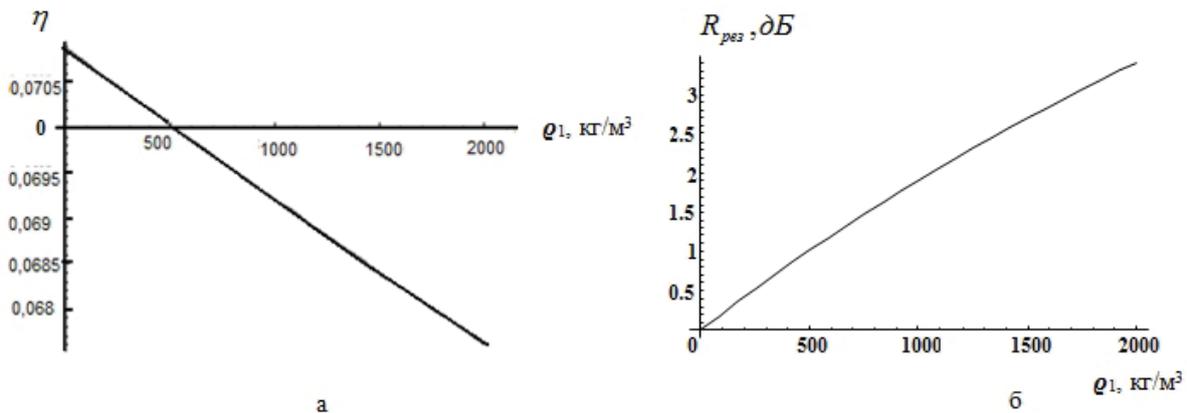


Рис.8. Графики зависимости: а - $\eta = \eta(\rho_1)$, б - $R_{рез} = R_{рез}(\rho_1, f_{рез})$

3. При увеличении плотности мягкого поглотителя ρ_2 коэффициент η увеличивается и стремится к $\frac{\eta_2 [2sh(v_2 \eta_2) - \sin(2v_2)]}{\eta_2 \cos(2v_2) + 2ch(v_2 \eta_2)}$.

Примечание: при увеличении ρ_2 до некоторой величины $\rho_{предельное}$ величина η практически не меняется. Однако $\rho_{предельное} \gg \rho_2$, поэтому уплотнение поглотителя улучшает его звукоизоляционные качества (графики значений $\eta = \eta(\rho_2)$, $R_{рез} = R_{рез}(\rho_2, f_{рез})$ показаны на рис. 9).

4. При увеличении толщины мягкого поглотителя h_2 имеем:

$$\lim_{h_2 \rightarrow \infty} \frac{\eta_2 [2sh(v_2 \eta_2) - \sin(2v_2)]}{2\mu_{12} v_2 \eta_2 [\cos(2v_2) + ch(v_2 \eta_2)] + \eta_2 \sin(2v_2) + 2ch(v_2 \eta_2)} = \frac{\eta_2}{1 - \frac{k_2 \eta_2}{\rho_2}}$$

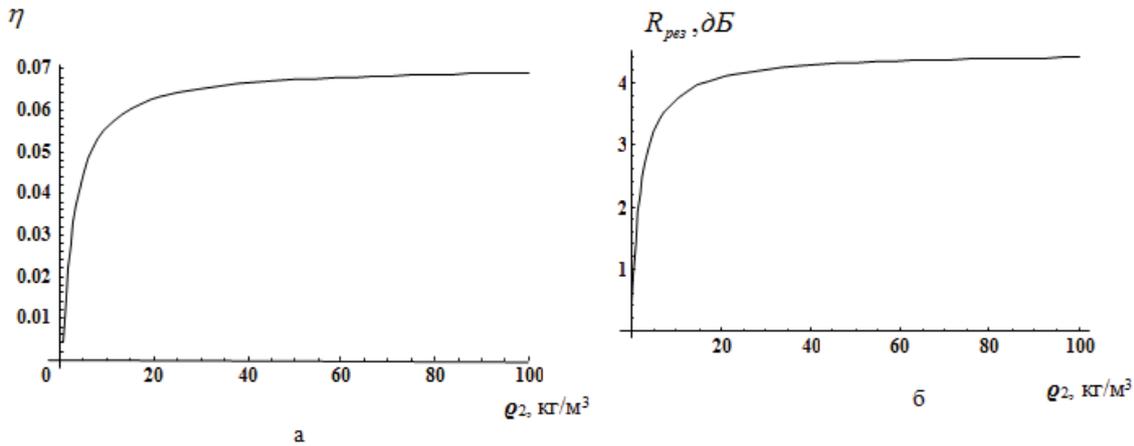


Рис.9. Графики зависимости: а - $\eta = \eta(\rho_2)$, б - $R_{рез} = R_{рез}(\rho_2, f_{рез})$

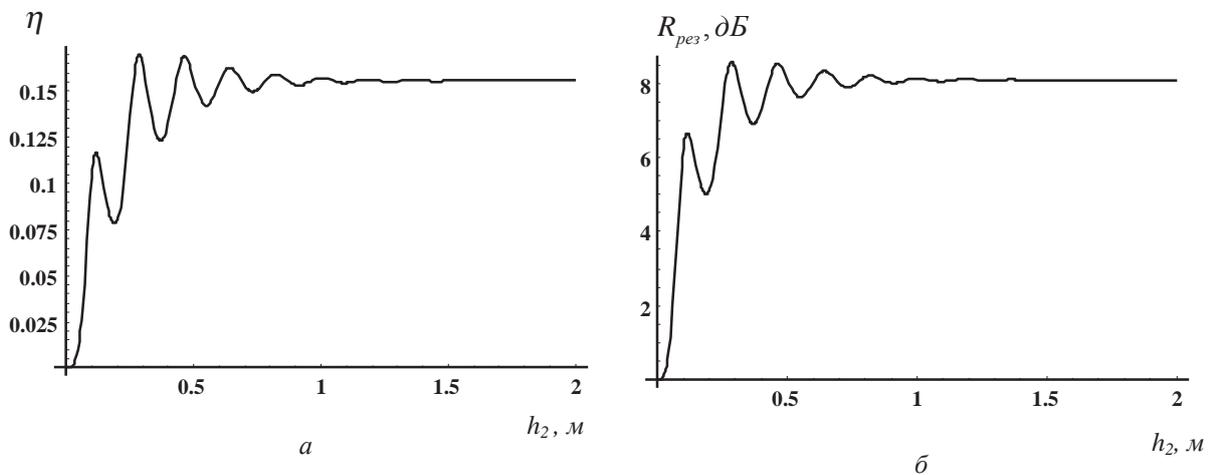


Рис.10. Графики зависимости: а - $\eta = \eta(h_2)$, б - $R_{рез} = R_{рез}(h_2, f_{рез})$

Примечание: из приведённого выражения следует, что при увеличении h_2 до некоторого $h_{предельное}$ величина η практически не меняется. Однако $h_{предельное} \gg h_2$, поэтому утолщение поглотителя улучшает его звукоизоляционные качества. В то же время это улучшение колебательно: при некоторых параметрах материалов на определённой резонансной частоте при большей толщине поглотителя наблюдается снижение его звукоизоляционных характеристик (рис. 10).

Были проанализированы основные характеристики поглощающего материала ППУ-35 при нанесении его на конструкцию обечайки ГО и МБО (рис. 10, 11) в соответствии с формулой (3). Как видно из рисунков, наибольшее снижение акустического нагружения, оказываемое этим

материалом, приходится на полосу частот 1000-1500 Гц. В то же время, как было показано ранее, максимальные акустические нагрузки находятся в области частот 1/3-октавного спектра с центральными частотами 315; 625 Гц для ГО и 200; 500 Гц для МБО. Поэтому была сделана попытка подобрать такие параметры «гипотетического» материала, чтобы он отвечал требованиям по снижению акустического нагружения в критических полосах частот. Проведённый анализ показал, что увеличение коэффициента механических потерь на этих частотах для конструкции обечайки отсека РН и ГО возможно при снижении скорости распространения продольных акустических волн в материале в 4,5 раза по сравнению с модулем упругости ППУ-35. Этого можно достичь при снижении модуля упругости в 20 раз.

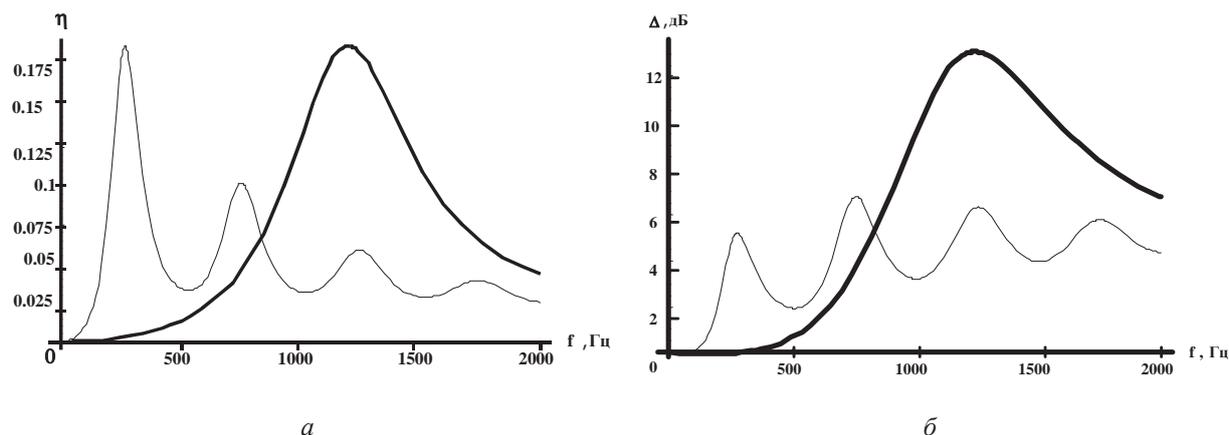


Рис. 11. Основные характеристики поглощающего материала ППУ-35 при его эксплуатации на обечайке ГО (толстая линия) в сравнении с «гипотетическим» материалом, у которого скорость распространения продольных волн в 4,5 раза меньше (тонкая линия): а – коэффициент потерь, б – снижение акустического нагружения

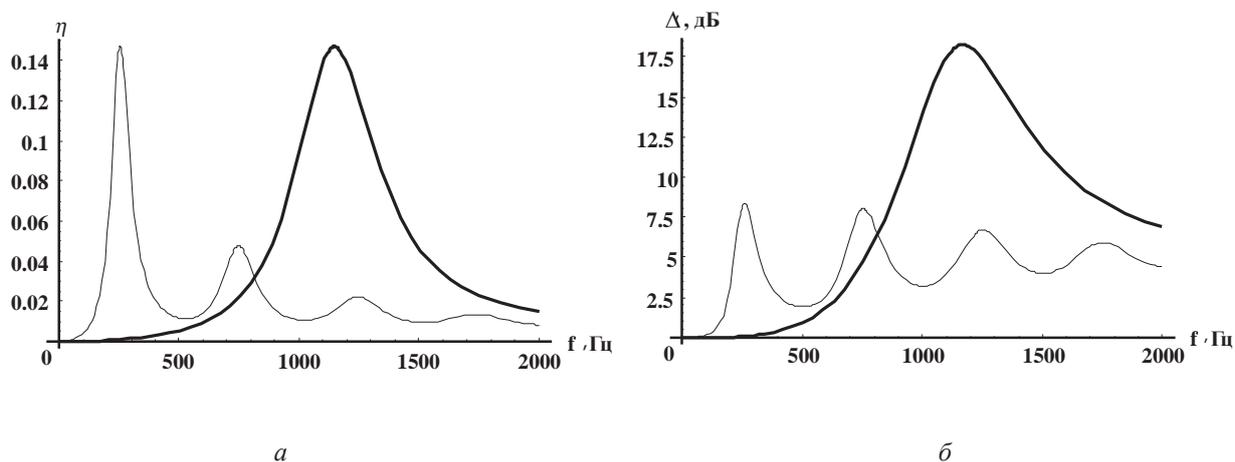


Рис. 12. Основные характеристики поглощающего материала ППУ-35 при его эксплуатации на обечайке МБО (толстая линия) в сравнении с «гипотетическим» материалом, у которого скорость распространения продольных волн в 4,5 раза меньше (тонкая линия): а – коэффициент потерь, б – снижение акустического нагружения

Исходя из рис. 11, 12 можно сделать вывод, что при применении такого материала имеется существенное снижение акустического нагружения в полосах 1/3-октавного спектра с центральными частотами 200; 315; 500; 625 Гц. Для ГО оно составит ориентировочно 5 дБ для частоты 315 Гц, 7 дБ для частоты 625 Гц, для МБО – 8 дБ для частоты 200 Гц, 8 дБ для частоты 500 Гц.

5. Применение тональных звукопоглощающих конструкций (ЗПК).

На рис. 13, а представлена конструкция обечайки ГО перспективной РН, состоящая из листа углесотостеклопласта

(УССП) и перфорированного звукопоглощающего материала - пенополиуретана (ППУ-35), при этом между слоем УССП и ППУ-35 имеются полости. Прототипом предложенной ЗПК является резонатор Гельмгольца (рис. 13, б), представляющий собой воздушную полость, соединенную шейкой (или горлом) с окружающей средой. Если параметры резонансной структуры малы по сравнению с длиной воздействующей на неё волны, то он представляет собой систему с одной степенью свободы, у которой массой является масса воздуха в шейке, а упругим элементом служит заключённый в поло-

сти воздух [4]. В данной колебательной системе уравнение вынужденных колебаний имеет вид

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + r_m \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{1}{c_m} x = F,$$

где F – сила, приложенная к узлу механических элементов, m – масса колебательной системы, r_m – демпфирование системы, c_m – гибкость системы.

Такая система имеет собственную частоту:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi a^2}{(l+1,6a)V}}, \tag{4}$$

где c – скорость звука, a – радиус поперечного сечения шейки, l – длина шейки, V – объем полости.

Эффективность затухания звуковых волн в полосе резонансной частоты такого рода конструкции может быть определена из её импедансной характеристики, которая может быть найдена экспериментально.

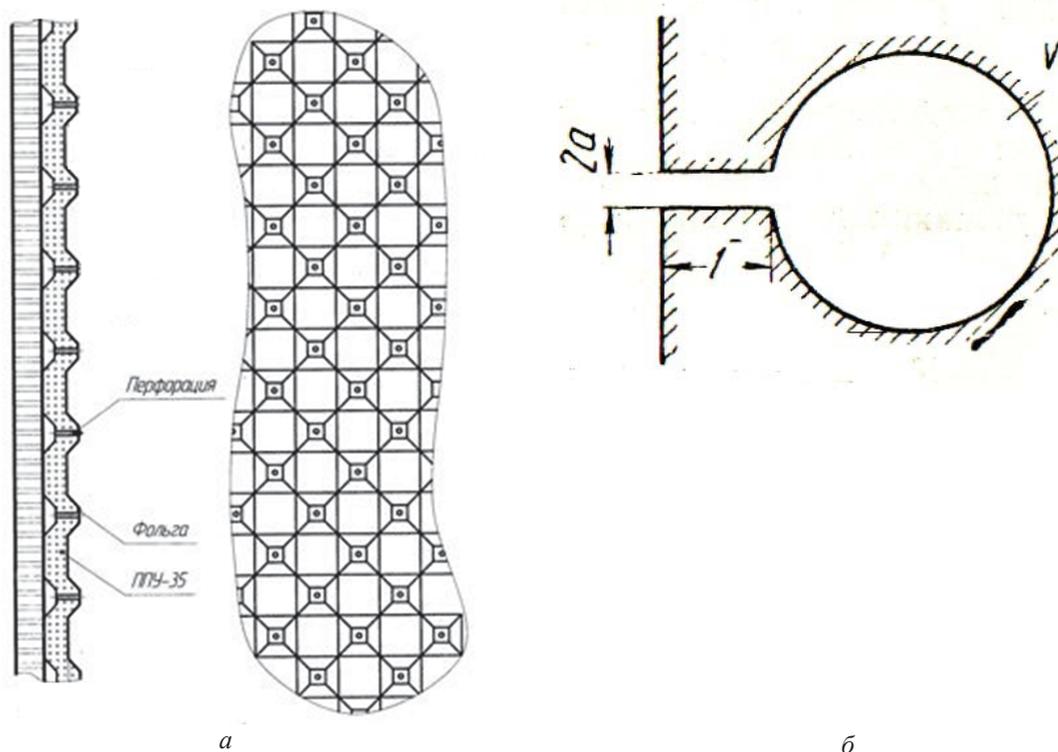


Рис.13. Конструкция ЗПК обечайки ГО (а) и схема классического резонатора Гельмгольца (б)

Как представлено на рис.1, а, частота, на которой проявляется тональный шум, попадает в полосу 1/3-октавного спектра с центральной частотой 315 Гц. Для снижения узкополосных составляющих в этой полосе необходимо подобрать следующие параметры звукопоглощающего материала в соответствии с (4): диаметр перфорации, длину горла и объем полости, настроив тем самым резонатор на 315 Гц. Данные параметры представлены в табл. 4.

Таблица. 4. Параметры звукопоглощающего материала

Параметр звукопоглощающего материала	Размер
Диаметр перфорации	2 мм
Длина горла	20 мм
Объем полости	4300 мм ³

6. В пп. 1-2 были получены характеристики снижения акустического нагружения под ГО. Вследствие того что количественные значения акустического поля определяются путём суммирования энергий от различных источников, суммарное

улучшение звукоизоляционных характеристик от нескольких мероприятий рассчитывается следующим образом. Пусть изначальное акустическое нагружение составляло p Па. Тогда после i -го мероприятия оно стало составлять $p - \Delta_i$ Па, их разность в относительных величинах выражается следующим образом:

$$\Delta L_i = 20 \lg\left(\frac{p}{p - \Delta_i}\right), \quad (5)$$

где $i=1, N$ – количество мероприятий.

Суммарное улучшение звукоизоляционных характеристик в относительных

величинах акустического давления составило:

$$\Delta L_{\Sigma} = 20 \lg\left(\frac{p}{p - \sum_{i=1}^N \Delta_i}\right). \quad (6)$$

Из (5) и (6) следует

$$\Delta L_{\Sigma} = 20 \lg\left(\frac{1}{\sum_{i=1}^N 10^{\frac{\Delta L_i}{20}} - N + 1}\right). \quad (7)$$

Из (7) следует, что суммарный эффект от предлагаемых мероприятий по улучшению звукоизоляционных характеристик ГО и МБО будет иметь значения, приведённые в табл. 5.

Таблица 5. Суммарная эффективность от предлагаемых мероприятий на частоте 315 Гц для ГО, 200 Гц для МБО

Наименования	Снижение под ГО	Снижение в МБО
По п.1 (при разряжении на 50%): 1,8 дБ	5,2 дБ	8,8 дБ
По п.2.1 (при использовании пластмассы «Агат»): 4 дБ (8 дБ)		
По п.1 (при разряжении на 50%): 1,8 дБ	6,1 дБ	8,8 дБ
По п.2.2 (при использовании материала с модулем упругости в 20 раз меньше модуля упругости ППУ-35): 5дБ (8 дБ)		

В настоящей статье были рассмотрены возможные конструктивные мероприятия по снижению акустического нагружения внутри ГО и в МБО РН. Указанные снижения акустических нагрузок повлияют на общее вибронгружение изделия. Снижение вибрации элементов конструкции происходит более интенсивно, нежели снижение акустического нагружения, как это показано в [5].

Многие приборы и агрегаты участвуют в непосредственном управлении полётом, надёжное их функционирование является залогом устойчивой работы на орбите, а это основное требование заказчика. Предложенные мероприятия дадут возможность устанавливать более широкий спектр аппаратуры на изделия, что приведёт к росту востребованности ракетно-космической техники, производимой в ФГУП ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс".

Библиографический список

1. Ткачев А.А., Каурова Н.Ф. Исследования по повышению звукоизоляции самолетных конструкций (по материалам открытой зарубежной печати). М.: ЦАГИ, 1990. 101 с.
2. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986. 367 с.
3. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979. 184 с.
4. Иофе В.К. Справочник по акустике. М.: Связь, 1979. 312 с.
5. Осипов Г.Л., Бобылёв В.Н. Звукоизоляция и звукопоглощение: учеб. пособие. М.: ООО «Издательство АСТ», 2004. 450 с.

Информация об авторах

Попов Павел Александрович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: banduir@rambler.ru. Область научных интересов: звукоизоляция и виброакустические нагрузки.

Синдюков Артём Арсентьевич, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sindyukovart@mail.ru. Область научных интересов: звукоизоляция и виброакустические нагрузки.

CONSTRUCTIVE ACTIONS FOR DECREASING THE ACOUSTIC PRESSURE INSIDE SPACE-ROCKET PRODUCTS

© 2014 P. A. Popov, A. A. Sindyukov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

Possible measures for decreasing the whisper of pressure inside the reentry vehicle and intertank bay are outlined in the paper; a formula for calculating the total decrease of acoustic loading through the use of different measures is given.

Carrier rocket, nose fairing, intertank bay, space vehicle, acoustic pressure, sound insulation, stationary pressure, mechanical loss factor.

References

1. Tkachev A.A., Kaurova N.F. Research on increasing sound insulation of aircraft designs (materials of open foreign press) // Reviews TsAGI. 1990. 705: 17, 73.
2. Bogolepov I.I. Promyshlennaya zvukoizolyatsiya [Industrial sound insulation]. Leningrad: Sudostroenie Publ., 1986. 367 p.
3. Nikiforov A.S. Vibropogloshchenie na sudakh [Absorption of vibration on watercraft]. Leningrad: Sudostroenie Publ., 1979. 184 p.
4. Iofe V.K. Spravochnik po akustike [Reference guide on acoustics]. Moscow: Sviaz Publ., 1979. 312 p.
5. Osipov G. L., Boblyov V.N. Zvukoizolyatsiya i zvukopogloshchenie [Sound insulation and sound absorption]. Moscow, OOO "Izdatelstvo AST" Publ., 2004. 450 p.

About the authors

Popov Pavel Aleksandrovich, postgraduate student, Department of Automatic Systems of Power Installations, Samara State Aerospace University. E-mail: banduir@rambler.ru. Area of research: sound insulation and vibroacoustic loads.

Sindyukov Artem Arsentevich, postgraduate student, Department of Automatic Systems of Power Installations, Samara State Space University. E-mail: sindyukovart@mail.ru. Area of research: sound insulation and vibroacoustic loads.