


УДК 524.231

Исследование акустической эффективности глушителей шума

А.А. Аграфонова, С.Г. Смирнов, В.В. Тупов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Study of the Acoustic Efficiency of Mufflers

A.A. Agrafonova, S.G. Smirnov, V.V. TupovBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: agrafonova_anna@mail.ru

i Проведено исследование глушителя шума всасывания для воздуходувки Рутса. До недавнего времени конструкции глушителей выбирали опытным путем либо с помощью аналитических расчетов простых конструкций. Предложенный в статье подход с применением конечно-элементного моделирования в расчетах позволяет проводить оценку более сложных конструкций. Рассмотрены глушители шума различных конструкций. Определен порядок проведения расчетов и анализа результатов. Для оценки акустической эффективности исследованных глушителей использовались потери передачи. Рассмотрены глушители шума с различными конструкциями соединительных труб и звукопоглощающим материалом. В результате исследования получены данные о различии акустической эффективности при изменении конструктивного исполнения элементов глушителя, о наиболее эффективном использовании звукопоглощающего материала в конструкции, а также о влиянии взаимного положения элементов на общее снижение шума. Таким образом, на примере исследования глушителя для газодувки Рутса проведен расчет и подбор конструкции глушителя, обеспечивающей эффективное снижение шума в широком диапазоне частот.

Ключевые слова: газодувка, шум, уровень звукового давления, глушитель, потери передачи, метод конечных элементов, численное моделирование.

i The article presents a study of the intake muffler for the Roots blower. Until recently, the design of the mufflers was selected either empirically or through analytical calculations of simplified constructions. In this study we propose an approach based on the finite element modelling, which allows assessing more complex muffler constructions. A three-chamber muffler with several variations of its design was considered. The sequence of calculations and results analysis was determined. For the evaluation of the acoustic efficiency of the mufflers, transmission losses were used. Mufflers with various designs of connecting pipes and sound-absorbing material were considered. As the result of the study, the authors obtained the data showing a change in the acoustic efficiency when the design of the muffler elements was changed, the most efficient use of the sound-absorbing material in the construction, and the influence of the relative position of the elements on the overall noise reduction. Thus, using the Roots blower muffler as a research example, the authors calculated and selected a muffler design that ensured efficient noise reduction in a wide frequency range.

Keywords: gas blower, noise, sound pressure level, muffler, transmission loss, finite element method, numerical modelling.

Одним из основных путей снижения шума, распространяющегося в каналах, является использование глушителей шума. Наиболее распространены камерные глушители, которые состоят из одной или нескольких камер, представляющих собой расширения трубопровода по его сечению. Здесь звуковые волны, попадая в камеру, отражаются от ее противоположной стенки и, возвращаясь к входу в камеру в противофазе по отношению к прямой волне, уменьшают ее интенсивность. В глушителях наблюдается рассеивание звуковой энергии в местах изменения проходного сечения канала (места соединения трубок с камерами, диафрагмы и т. п.). Кроме того, отраженные от глушителя волны возвращаются по присоединительному патрубку к источнику шума и, отражаясь от него, движутся опять к глушителю. Этот процесс может повторяться несколько раз. При этом происходит диссипация акустической энергии вследствие трения и теплопроводности стенок системы шумоглушения.

Расчету и проектированию глушителей шума посвящено большое число работ [1–11]. До недавнего времени конструкции глушителей выбирали опытным путем либо с помощью аналитических расчетов простых конструкций. Применение конечно-элементного моделирования в расчетах позволило проводить оценку более сложных конструкций.

Цель работы — разработка эффективной системы снижения шума газодувки Рутса, уровень которого значительно превышал допустимые значения. При этом решались следующие задачи:

- оценить незаглушенный спектр источника для выявления частот, значительно влияющих на создаваемый шум;

- определить порядок расчета и оценки эффективности глушителей шума;
- подобрать несколько вариантов конструкции глушителя, рассчитать и оценить их эффективность снижения шума.

Спектры шума всасывания газодувки при различных частотах вращения роторов представлены на рис. 1, где наблюдается увеличение уровней звукового давления (УЗД) в узких полосах частот при различных режимах ее работы. Эти пики УЗД в каждом спектре пронумерованы цифрами без штрихов, с одним и двумя штрихами для частот вращения роторов 1 500, 2 250 и 3 000 мин⁻¹ соответственно. В качестве средства шумоглушения предложено установить трехкамерный глушитель, несколько конструктивных вариантов которого были исследованы в целях отработки оптимальной конструкции.

Трехкамерный глушитель шума представляет собой цилиндрический корпус, ограниченный торцевыми стенками, на которых смонтированы впускной и выпускной патрубки; внутренние срезы последних размещены в узловых зонах низших мод собственных колебаний газовой среды в камерах глушителя. Образованные перегородками камеры соединены между собой узкими кольцевыми каналами, выполненными в виде двух концентрических цилиндров, укрепленных в перегородках.

Спектр шума энергоустановок, как правило, содержит интенсивные дискретные гармонические составляющие в диапазоне частот 100...1000 Гц. Первая камера глушителя может быть настроена на первую или более мощную гармонику спектра. Частота гармонических составляющих шума газодинамического происхождения обычно кратна частоте циклов всасывания

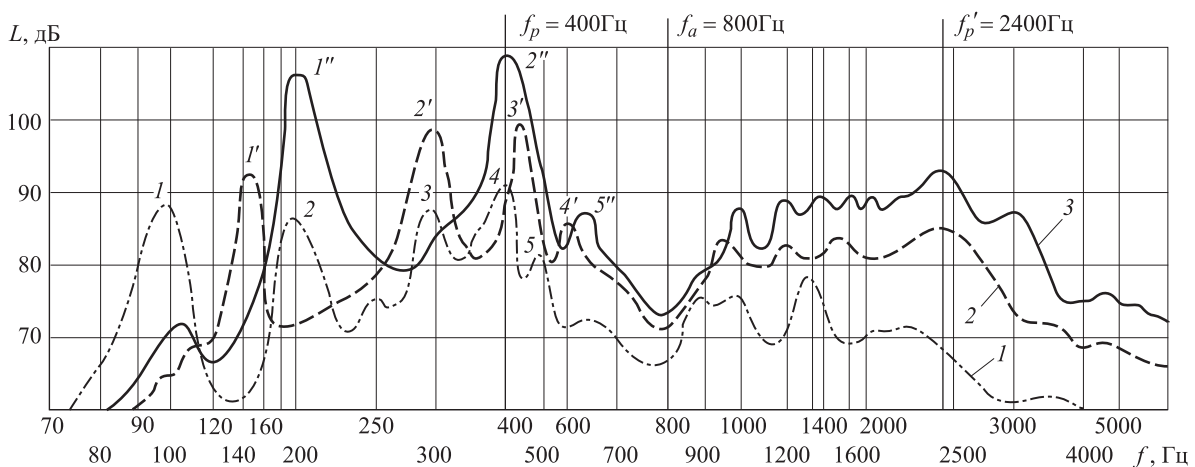


Рис. 1. Спектры шума всасывания газодувки при различных частотах вращения роторов: 1 — $n = 1\,500\text{ мин}^{-1}$; 2 — $n' = 2\,250\text{ мин}^{-1}$; 3 — $n'' = 3\,000\text{ мин}^{-1}$

или выброса в атмосферу порций среды шумящим объектом и может быть измерена или рассчитана. Для того чтобы осуществить широкий частотный диапазон глушения шума без провалов в его спектре, расширительные камеры глушителя должны по длине не быть кратными. Акустические волны, поступающие от источника в камеры глушителя, образуют в них стоячие волны двух типов: продольные — вдоль оси глушителя и радиальные — от центральной оси к периферии цилиндрических камер. Эти стоячие волны называют модами. У первой, второй и третьей осесимметричных радиальных мод узлы давления находятся, соответственно, на оси камеры, а также на расстоянии от нее $0,6276$ и $0,7868$ внутреннего радиуса камеры глушителя. Для снижения интенсивности радиальных мод выходное отверстие впускного патрубка глушителя расположено в центре первой камеры, а кольцевые каналы, соединяющие камеры, имеют средние диаметры $D_{к1} = 0,7868D$ и $D_{к2} = 0,6276D$ для подавления соответственно третьей и второй радиальных мод. Здесь D — внутренний диаметр корпуса глушителя (рис. 2). Эти особенности конструкции описаны в патенте на полезную модель [12].

Обычно используемые в глушителях соединительные трубки круглого сечения охватывают своими отверстиями сравнительно широкие зоны около узлов мод, где звуковое давление может существенно отличаться от нулевых значений в узлах. Поэтому значительная часть звуковой энергии может проходить из камеры в камеру без ослабления. Следовательно, чем меньше в радиальном направлении размер отверстий трубок, тем слабее передача звуковой энергии радиальных мод от камеры к камере. С учетом этого в предлагаемой конструкции проходное сечение каналов, соединяющих камеры, выполнено щелевидной формы. Каналы образованы двумя соосными цилиндрами и имеют малый размер в радиальном направлении, чтобы их отверстия попадали в узкую околоузловую область радиальных мод колебаний среды в камерах.

В частотном спектре незаглушенного источника присутствуют выраженные области с высо-

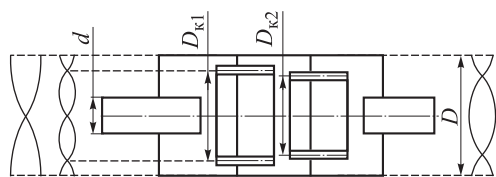


Рис. 2. Схема трехкамерного глушителя шума всасывания газодувки Рутса

кими уровнями звукового давления. Для снижения этих уровней подбирались соответствующие продольные размеры патрубков, равные четверти длин волн, соответствующих частотам, где наблюдаются максимальные УЗД. В данной работе применен расчет методом конечных элементов, так как аналитические формулы не позволяют учесть особенности конструкции рассматриваемых вариантов глушителя.

Математическое моделирование глушителей шума, как правило, проводится в рамках линейной теории акустики. При этом глушитель можно представить в виде некоторой системы с одним входом и одним выходом, рассматривая его в качестве преобразователя звуковых колебаний. Поступающая по входному патрубку звуковая волна частично отражается, образуя встречную волну, а частично проходит внутрь глушителя. В глушителе часть звуковой энергии поглощается, а часть излучается в окружающее пространство его наружными стенками, если не предусмотрены специальные мероприятия (дополнительная звукоизоляция корпуса глушителя).

В качестве основной акустической характеристики глушителя используют так называемые потери передачи звуковой энергии (TL), представляющие собой десять логарифмов отношения звуковой мощности прямой волны, поступающей на вход глушителя, к звуковой мощности прямой волны на выходе из глушителя. Потери передачи не зависят от акустических импедансов смежных с глушителем элементов системы. Этот показатель сравнительно легко может быть измерен или определен расчетным путем. Поэтому эту характеристику в зависимости от частоты целесообразно использовать в исследовательских целях для оценки эффективности той или иной конструкции глушителя, а также при сравнении теоретических и экспериментальных результатов с целью проверки правильности разрабатываемых расчетных схем [13].

Метод конечных элементов (МКЭ) имеет преимущество для расчета глушителей шума, так как позволяет моделировать глушители сложной конфигурации. В этом методе предусмотрено разбиение объема глушителя на множество малых элементарных объемов — конечных элементов. Для каждого такого элемента записывают приближенное уравнение относительно неизвестной амплитуды звукового давления. Сопрягая решения для всех КЭ на их границах, находят звуковые давления в каждом элементарном объеме глушителя. Число элементов зависит от конфигурации глушителя,

его размеров по отношению к длинам волн в интересующем исследователя частотном диапазоне, от требуемой точности получаемых результатов. Другим важным процессом рассматриваемого метода является задание граничных условий. Как правило, полагают, что поверхности глушителя являются абсолютно жесткими. Для внутреннего объема глушителя задают параметры среды, а также условия во входном и выходном сечениях [14].

Исследования проведены в программных комплексах ANSYS и SYSNOISE. В первом из них создана геометрия модели, объем которой разбивался на элементы. Стоит отметить, что разбиение было неравномерное: вблизи концов патрубков и мелких деталей конструкции размер элементов задавался меньше, а основной объем камеры был разбит на более крупные элементы. Затем конечно-элементная модель импортировалась в программу SYSNOISE, где назначались граничные условия и проводился непосредственно расчет распределения звуко-

вого давления в области глушителя при заданной нагрузке. В результате расчета определены значения звукового давления в канале до и после глушителя, по которым вычислены потери передачи звуковой энергии в глушителе в рассматриваемом диапазоне значений частоты.

В качестве исследуемых конструкций рассчитано несколько вариантов трехкамерного глушителя, отличающихся конструктивным исполнением внутренних элементов. Первый вариант (модель 1) содержит три камеры, разделенные перегородками, объемы которых соединены цилиндрическими трубками. Во втором варианте (модель 2) распространение звуковых волн из одной камеры в другую осуществляется через щель, образованную двумя концентрическими цилиндрами, расположенными в соответствии с распределением узлов давления, и имеющую площадь, равную площади проходного сечения входной и выходной труб. В третьем варианте (модель 3) для повышения эффективности шумоглуше-

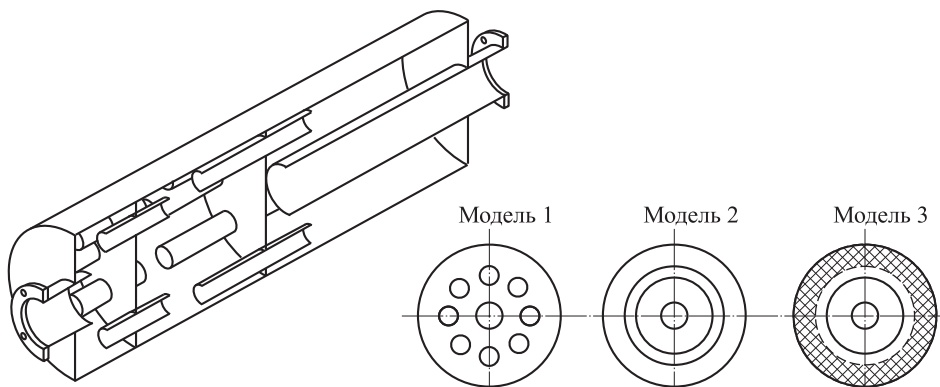


Рис. 3. Продольное сечение модели 1 и поперечные сечения моделей 1–3

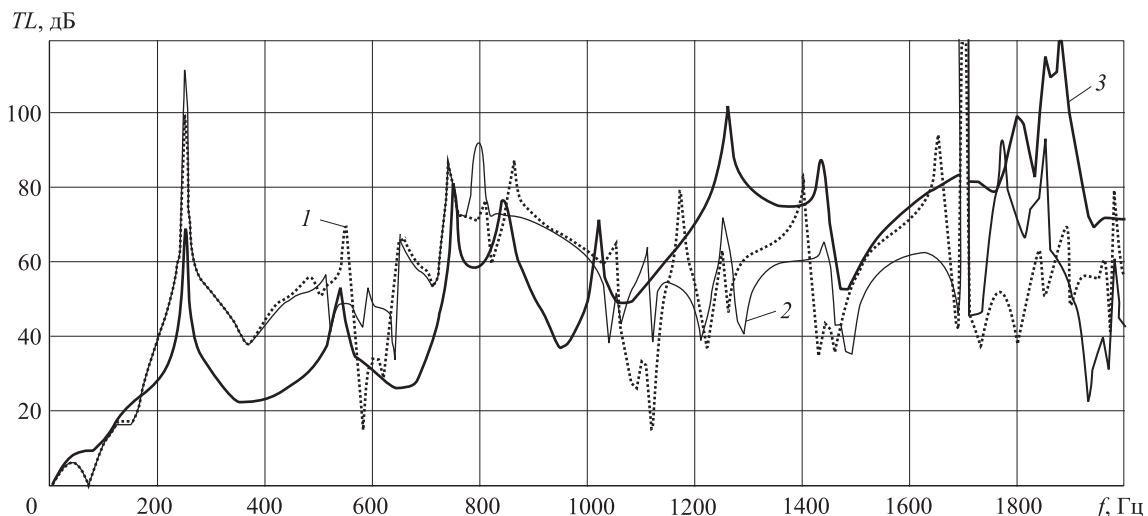


Рис. 4. Потери передачи звуковой энергии моделей 1–3 глушителя:
1 — модель 1; 2 — модель 2; 3 — модель 3

ния в высокочастотной области спектра (более 1 000 Гц) цилиндры большего диаметра, образующие кольцевые щели и соединяющие соседние камеры, выполнены перфорированными. Полости, образованные этими цилиндрами и корпусом глушителя, снабженные торцевыми заглушками, заполнены звукопоглощающим материалом (ЗПМ) — базальтовым волокном. Для того чтобы звуковые волны беспрепятственно проникали в ЗПМ, степень перфорации цилиндра составляла 20 %, чтобы он был акустически прозрачным. Такая конструкция каналов обеспечивает диссипацию акустической энергии главным образом в высокочастотной области. Данные конструктивные особенности описаны в патенте на полезную модель [15]. Схематично отличительные особенности конструкций трех рассматриваемых моделей представлены на рис. 3.

Расчет с помощью моделирования позволяет увидеть особенности прохождения звукового потока в глушителе и сопровождающие этот процесс изменения в распределении звукового давления в шумозаглушающих элементах. Спектры потерь передачи звуковой энергии при расчете с шагом 10 Гц в диапазоне 10... 2 000 Гц для экспериментальных моделей глушителя представлены на рис. 4.

При добавлении звукопоглощающего материала на частотах выше 1 000 Гц наблюдается улучшение работы глушителя, однако на частотах до 1 000 Гц потери передачи звуковой энергии оказываются ниже вследствие уменьшения объема камер. Поэтому ЗПМ введен не во весь объем указанной выше полости, а только в половину ее поперечного сечения, чтобы оставшаяся часть проходного сечения

полости была сквозной и использовалась для реализации соответствующих мод колебаний среды в камере. При этом исследованы два варианта такого исполнения. В первом варианте ЗПМ заполнял первую и третью четверти обеих полостей (модель 4), во втором варианте одна полость была заполнена в первой и третьей четверти, а вторая — во второй и четвертой (модель 5), что представлено на рис. 5. Потери передачи звуковой энергии на частотах выше 1 200 Гц для этих вариантов практически не отличаются от спектра, показанного на рис. 3 для модели 3. Поэтому представляет интерес рассмотрение рассчитанных спектров $TL(f)$ в диапазоне 10...1 200 Гц (рис. 6). Соответствующее размещение ЗПМ в моделях 4 и 5 позволило повысить эффективность работы глушителя относительно модели 3. Спектры потерь передачи этих моделей носят схожий характер, однако каждый обладает своими особенностями, проявляющимися в диапазонах 750...800 и 850...1 050 Гц.

Проводимые таким образом численные расчеты с помощью конечно-элементного моделирования позволяют выявить различия в работе глушителя при малых конструктивных изменениях его элементов.

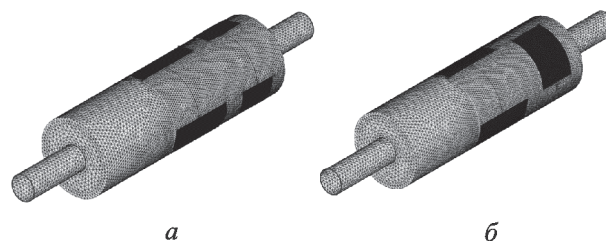


Рис. 5. Расположение областей, заполненных ЗПМ, в моделях 4 (а) и 5 (б)

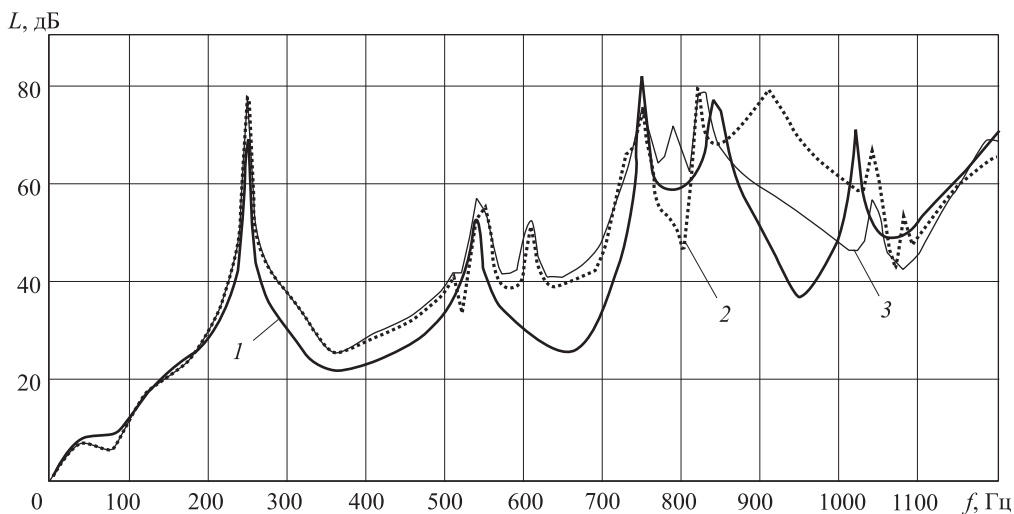


Рис. 6. Потери передачи звуковой энергии моделей 3–5:
1 — модель 3; 2 — модель 4; 3 — модель 5

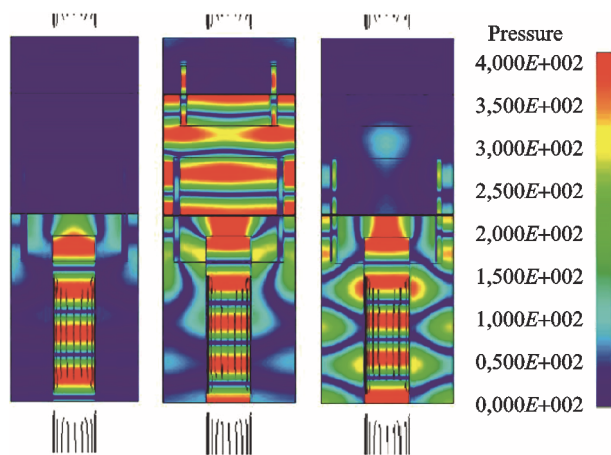


Рис. 7. Цветовые схемы распределения звукового давления в объеме глушителя модели 2 на частотах 1 600, 1700 и 1 800 Гц соответственно

Помимо количественных показателей работы глушителя, представленных выше, в программном комплексе SYSNOISE получены картины распределения звукового давления в расчетных областях глушителя во всем исследуемом диапазоне значений частоты, позволяющие оценить происходящие там физические процессы. Примеры цветовых схем приведены на рис. 7.

По картинам распределения звукового давления в объеме глушителя видно распределение областей высокого и низкого звукового давления, а также можно определить, на каких частотах и в каких камерах возникают стоячие волны. Такие схемы дают наглядное представ-

ление о сущности происходящих процессов в элементах глушителя, влияющих на его эффективность шумоглушения.

Выводы

1. Предложенное конструктивное выполнение каналов, соединяющих камеры в глушителе, и расположение их отверстий в узлах мод акустических колебаний среды в продольном и радиальном направлениях позволяют существенно снизить звукопередачу на низких резонансных частотах и в околорезонансных областях.

2. Введение в конструкцию глушителя ЗПМ, прилегающего к перфорированной стенке каждого цилиндрического щелевидного канала, позволяет улучшить характеристику глушения в высокочастотной области при некотором ее снижении на низких частотах.

3. Выполнение звукопоглощающей облицовки каналов не сплошной, а в виде отдельных, разнесенных друг от друга секторов, несколько повышает акустическую эффективность глушителя.

4. Расчет с помощью конечно-элементного моделирования позволяет проводить оценку работы глушителей довольно сложной конструкции, аналитическое описание которых затруднительно. Потери передачи звуковой энергии, служащие критерием при оценке качества работы глушителей, позволяют проводить сравнение различных конструкций без физического эксперимента и выбирать оптимальные.

Литература

- [1] Баженов Д.В., Баженова Л.А., Римский-Корсаков А.В. Особенности волноводных и резонансных глушителей шума. *Акустический журнал*, 1996, т. 42, № 5, с. 597–603.
- [2] Салливан Дж.У. *Моделирование шума выхлопной системы двигателя. Аэродинамический шум в технике*. Москва, Мир, 1983, с. 233–256.
- [3] Шапиро Б.К. Основы расчета глушителей выхлопа. *Тр. ЦИАМ № 47*. Москва, Оборонгиз, 1943. 64 с.
- [4] Chang I.-C., Yen L.-J., Chiu M.-C., Lai G.-J. Computer aided design on single expansion muffler with extended tube under space constraints. *Tamkang Journal of Science and Engineering*, 2004, vol. 7, iss. 3, pp. 171–181.
- [5] Gerges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L. Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2005, vol. 27, iss. 2, pp. 132–140.
- [6] Glav R., Regaund P.-L., Abom M. Study of folded resonator including the effects of higher order modes. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 273, № 4–5, pp. 777–792.
- [7] Ji Z.L. Acoustic attenuation performance analysis of multi-chamber reactive silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 283, № 1–2, pp. 459–466.
- [8] Kar T., Munjal M.L. Generalized analysis of a muffler with any number of interacting ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 285, № 3, pp. 585–596.

- [9] Munjal M.L. *Acoustics of ducts and Mufflers*. New York, Wiley-Interscience, 1987. 328 p.
- [10] Sadamoto A., Tsubakishita Y., Mukurami M. Sound attenuation in circular duct using slit-like short expansion of eccentric and/or serialized configuration. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 277, № 5, pp. 987–1003.
- [11] Attenborough K., Bashir I., Taherzadeh S. Outdoor ground impedance models. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2011, vol. 129, № 5, pp. 2806–2819.
- [12] Смирнов С.Г., Семенец В.Ю., Аграфонова А.А. Глушитель шума энергетических установок. Патент РФ № 128246, заявл. 28.12.2012, 2013, 10 с.
- [13] Bilawchuk S., Fyfe K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003, vol. 64, № 9, pp. 903–916.
- [14] Комкин А.И., Аграфонова А.А. Исследование излучения шума системой выпуска автомобиля методом конечных элементов. *Безопасность в техносфере*, 2010, № 5, с. 17–22.
- [15] Смирнов С.Г., Аграфонова А.А., Комкин А.И., Юдин С.Ю. Комбинированный глушитель шума. Патент РФ № 144064, заявл. 07.03.2014, 2014, 9 с.

References

- [1] Bazhenov D.V., Bazhenova L.A., Rimskii-Korsakov A.V. Waveguide and Resonant Silencers. *Acoustical Physics*, 1996, vol. 42, no. 5, pp. 525–531.
- [2] Sullivan Dzh.U. *Modelirovanie shuma vykhlopnoi sistemy dvigatel'ia. Aerodinamicheskii shum v tekhnike* [Noise modeling engine exhaust system. Aerodynamic noise in the art]. Moscow, Mir publ., 1983, pp. 233–256.
- [3] Shapiro B.K. *Osnovy rascheta glushitelei vykhlopa* [Fundamentals of calculating the exhaust muffler]. *Trudy TsIAM № 47* [Proceedings CIAM no. 47]. Moscow, Oborongiz publ., 1943. 64 p.
- [4] Chang I.-C., Yen L.-J., Chiu M.-C., Lai G.-J. Computer aided design on single expansion muffler with extended tube under space constraints. *Tamkang Journal of Science and Engineering*, 2004, vol. 7, iss. 3, pp. 171–181.
- [5] Gerges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L. Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2005, vol. 27, iss. 2, pp. 132–140.
- [6] Glav R., Regaund P.-L., Abom M. Study of folded resonator including the effects of higher order modes. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 273, iss. 4–5, pp. 777–792.
- [7] Ji Z.L. Acoustic attenuation performance analysis of multi-chamber reactive silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 283, iss. 1–2, pp. 459–466.
- [8] Kar T., Munjal M.L. Generalized analysis of a muffler with any number of interacting ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 285, iss. 3, pp. 585–596.
- [9] Munjal M.L. *Acoustics of ducts and Mufflers*. New York, Wiley-Interscience, 1987. 328 p.
- [10] Sadamoto A., Tsubakishita Y., Mukurami M. Sound attenuation in circular duct using slit-like short expansion of eccentric and/or serialized configuration. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 277, iss. 5, pp. 987–1003.
- [11] Attenborough K., Bashir I., Taherzadeh S. Outdoor ground impedance models. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2011, vol. 129, iss. 5, pp. 2806–2819.
- [12] Smirnov S.G., Semenets V.Iu., Agrafonova A.A. *Glushitel' shuma energeticheskikh ustanovok* [Silencer power plants]. Patent RF no. 128246, 2012.
- [13] Bilawchuk S., Fyfe K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003, vol. 64, iss. 9, pp. 903–916.
- [14] Komkin A.I., Agrafonova A.A. *Issledovanie izlucheniia shuma sistemoi vypuska avtomobil'ia metodom konechnykh elementov* [Researches of the sound radiation by the exhaust system of a car through the finite element method]. *Bezopasnost' v tekhnosfere* [Safety in Technosphere]. 2010, no. 5, pp. 17–22.
- [15] Smirnov S.G., Agrafonova A.A., Komkin A.I., Iudin S.Iu. *Kombinirovannyi glushitel' shuma* [Combined silencer]. Patent RF no. 144064, 2014.

Информация об авторах

АГРАФОНОВА Анна Алексеевна (Москва) — старший преподаватель кафедры «Экология и промышленная безопасность». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: agrafonova_anna@mail.ru).

СМИРНОВ Сергей Георгиевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Экология и промышленная безопасность». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ТУПОВ Владимир Викторович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Экология и промышленная безопасность». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

AGRAFONOVA Anna Alekseevna (Moscow) — Senior Lecturer, Department of Ecology and Industrial Safety. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: agrafonova_anna@mail.ru).

SMIRNOV Sergey Georgievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Ecology and Industrial Safety. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

TUPOV Vladimir Viktorovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Ecology and Industrial Safety. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
**Г.А. Бигуса, Ю.Ф. Даниева, Н.А. Быстровой,
Д.И. Галкина**

«Основы диагностики технических устройств и сооружений»

В монографии приведены основные понятия технической диагностики — области знаний, охватывающей теорию, методы и средства определения технического состояния объектов. Значительное внимание уделено методам неразрушающего контроля, правильное применение которых позволяет получить исходные данные для анализа, проводимого при техническом диагностировании. Изложены элементы теории надежности и методы расчета показателей надежности в приложении к технической диагностике. Рассмотрены вопросы идентификации состояния объекта по измеренным диагностическим параметрам и оценки его ресурса.

По вопросам приобретения обращайтесь:

**105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru**