

УДК 534.83

СНИЖЕНИЕ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ И УРОВНЕЙ ВИБРАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ПУТЕМ ЛИНЕАРИЗАЦИИ ПОТОКА ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ

© 2015 С.К. Петров, А.Ю. Олейников, А.А. Лубянченко, М.С. Яковчук

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург

Статья поступила в редакцию 20.10.2015

В статье освещены некоторые результаты теоретических (расчетных) исследований газодинамических параметров потока выхлопных газов внутри глушителя системы выпуска дизель-генератора, а также результаты экспериментального исследования виброакустических параметров глушителя. Результаты исследований использованы в ходе разработки новой конструкции глушителя. Проведена сравнительная оценка виброакустических параметров «пустой» камеры глушителя и камеры с новыми конструктивными элементами, обеспечивающими линеаризацию потока выхлопных газов.
Ключевые слова: глушитель шума выпуска, виброускорение, виброскорость, виброперемещение, ANSYS Fluent.

ВВЕДЕНИЕ

Главным назначением глушителя шума выпуска двигателя внутреннего сгорания является способность «преграждать путь» шуму, создавая при этом минимальное сопротивление потоку выхлопных газов. Ранее авторами в работе [1] приводились разработанные по результатам многочисленных экспериментальных исследований рекомендации для проектировщиков глушителей, позволяющие достигнуть требуемую акустическую эффективность глушителя за счет применения тех или иных конструкторских решений. Там же приведены сведения о влиянии устанавливаемых внутри камеры реактивного глушителя элементов на создаваемое глушителем шума противодействие.

Известно, что глушители шума выпуска энергетических машин, в частности, глушители дизель-генераторов (ДГ) большой мощности, для которых характерна высокая скорость выхлопных газов, сами являются источниками шума. Шум, излучаемый глушителем выпуска ДГ, существенным образом зависит от газодинамических параметров потока. Шум на срезе выхлопной трубы глушителя согласно устоявшейся теории [2] формируют два различных процесса. Низкочастотная и среднечастотная части спектра (до 500 Гц) генерируются процессами, происходящими

в камерах сгорания ДГ. Этот шум, проходящий через выпускные клапаны ДГ и далее по выпускной трубе достигает на входе в глушитель на отдельных частотах 110-120 дБ. Частоты, которым соответствует максимальное излучение звука, связаны с частотой работающего двигателя и его гармониками 2-10-го порядков. Высокочастотная часть спектра, начиная с октавной полосы со среднегеометрической частотой 1000 Гц, в большей степени характеризует процесс истечения газов из выхлопной трубы глушителя.

При этом гораздо меньше исследована взаимосвязь между сложными газодинамическими процессами, происходящими в потоке выхлопных газов внутри глушителя, с уровнями вибрации корпуса глушителя и его конструктивных элементов. Возникающие вибрации в сочетании с высокими температурами конструкции зачастую приводят к снижению вибропрочности глушителя, возникновению усталостных трещин и преждевременному выходу глушителя из строя. Достижение приемлемого уровня виброакустических параметров глушителей шума ДГ большой мощности является крайне актуальной задачей для конструкторов-практиков.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В процессе разработки нового глушителя для случая истечения высокотемпературных и высокоскоростных газов конструктору необходимо решить целый ряд взаимосвязанных задач:

- достижение требуемой акустической эффективности глушителя (снижение шума «приходящего» в глушитель от ДГ),
- достижение величины противодействия, создаваемого глушителем, ниже максимально допустимой для конкретного ДГ,

Петров Сергей Константинович, кандидат технических наук, профессор, декан. E-mail: s.k.petrov@mail.ru
Олейников Алексей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, заместитель заведующего кафедрой. E-mail: alexey.ole@gmail.com
Лубянченко Анна Александровна, ассистент. E-mail: anna.voenteh@gmail.com
Яковчук Михаил Сергеевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник.

● достижение вибропрочности (вибростойкости), обеспечивающей длительный период эксплуатации глушителя без промежуточных ремонтов, снижение вклада шума, излучаемого самим глушителем и истекающей из него струи выхлопных газов.

Как следствие, при разработке конструкции любого глушителя шума необходимо учитывать эти противоречивые требования, оптимизируя соотношение технических решений, продиктованных ими.

Повышенный уровень вибрации конструкции глушителя обусловлен, в первую очередь, пульсационным характером истечения выхлопных газов, нестационарностью течения, высокой степенью турбулизации газового потока и очень неравномерным распределением газодинамических параметров потока выхлопных газов по объему глушителя.

В настоящей статье приводятся некоторые результаты исследований параметров вибрации конструкции глушителя выпуска ДГ тепловоза номинальной мощности 2,5 МВт. Параметры вибрации рассматривались в их связи с газодинамическими параметрами потока выхлопных газов при различных режимах истечения (на различных режимах работы ДГ). В ходе теоретического параметрического исследования были опробованы некоторые способы линеаризации потока выхлопных газов с целью снижения, как уровней вибрации, так и величины противодействия, создаваемого глушителем.

Предварительно был проведен анализ построенного течения внутри камеры реактивного глушителя, объем которой обеспечивал на практике требуемое значение акустической эффективности. Состояние потока выхлопных газов в «пустой камере» рассматривалось, как «отправное», которое предстояло изменить за счет установки в камере глушителя дополнительных внутренних конструктивных элементов.

Исследования глушителя проводились для четырех наиболее показательных режимов работы ДГ, таких как: холостой ход, работа на минимальных оборотах, работа в режиме средней мощности (около 50%) и работа в режиме максимальной мощности.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КАМЕРЕ ГЛУШИТЕЛЯ

Целью расчета является анализ построенного течения внутри камеры реактивного глушителя. Объем камеры, как показали ранее выполненные акустические измерения, обеспечивал выполнение условия достижения минимально требуемой эффективности. Состояние потока выхлопных газов в «пустой камере» рассматривалось, как «отправное», которое предстоит изменить за счет установки в камере глушителя дополнительных внутренних конструктивных элементов.

Для газодинамического расчета было выполнено построение блочно-структурированной вычислительной сетки. Вычислительная сетка для проведенных расчетов содержала 200 000 ячеек. Для корректного вычисления газодинамических параметров в пограничном слое выполнено сгущение сетки к стенкам конструкции. Расчетная область принята состоящей из $\frac{1}{2}$ камеры глушителя с учетом принятого допущения о симметрии потока относительно срединной плоскости. Граничные условия заданы следующим образом: на входной границе задано условие на втекание газа с различным массовым расходом: 0,32 кг/с, 0,38 кг/с, 0,835 кг/с и 2,2 кг/с, что соответствует расходам на четырех вышеперечисленных наиболее показательных режимах работы ДГ. Температура газа принималась равной 675 К. На выходной границе задавалось условие равенства статического давления 0 атм. избыточных.

Вычислительное моделирование проведено в среде CFD пакета ANSYS Fluent, «тяжелого» класса методом контрольного объема, и представляет собой решение системы трехмерных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Замыкание системы уравнений осуществляется подключением двухпараметрической модели переноса сдвиговых напряжений (модель Мен-тера). Решение выполнялось в стационарной постановке методом установления. В качестве рабочего газа выбран вязкий совершенный газ, близкий по своим свойствам к выхлопному газу.

Некоторые результаты выполненных расчетов для «пустой камеры» с визуализацией течения выхлопных газов в виде линий, подкрашенных значениями модуля скорости, показаны на рис. 1 для отдельных режимов истечения.

На всех режимах работы дизель-генератора структура течения выхлопных газов в «пустой камере» является схожей. Струя, поступающая в камеру, растекается вдоль верхней и продольной стенок, формируя область вихревого течения. Таким образом, большая часть камеры загромождена областью низкоскоростного вихревого потока. Поток ускоряется вблизи верхних стенок и в выхлопной трубе (рис. 2). Максимальные расчетные значения скорости получены на режиме максимальной мощности, что видно на рисунке 2б, и приближаются к значениям порядка 100 м/с.

Анализ картины течения выхлопных газов приводит к следующим основным выводам:

- картина течения характеризуется крайне неравномерным распределением газодинамических параметров внутри камеры глушителя, существенными пульсациями давлений и скоростей потока, как в следствие турбулентного характера течения внутри камеры, так и нестационарности потока газа на входе в глушитель, что приводит к высокому уровню вибраций конструкции;
- течение газа внутри камеры подлежит обязательной частичной линеаризации путем

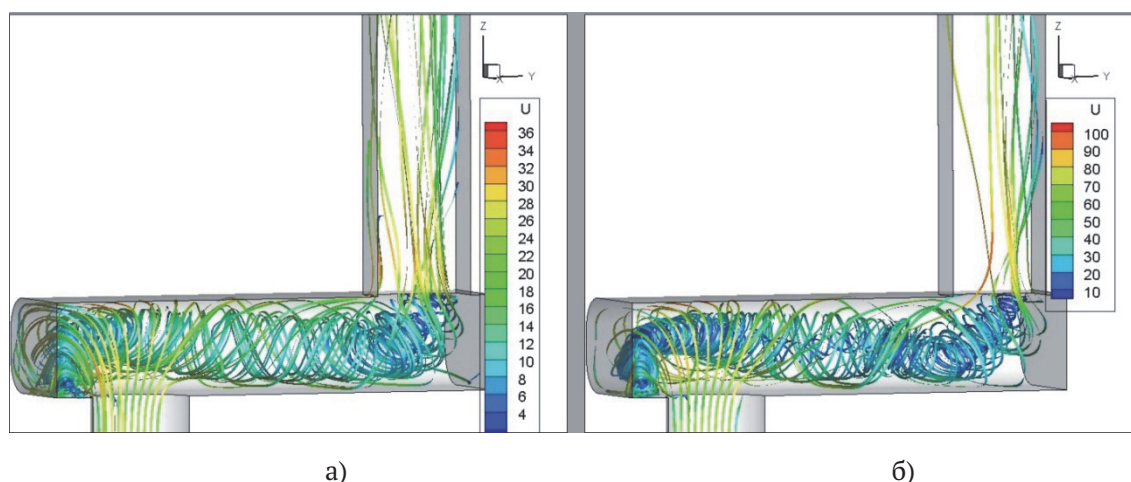


Рис. 1. Линии тока на различных режимах работы ДГ со значениями модуля скорости (U), м/с:
а – режим средней мощности, б – режим максимальной мощности

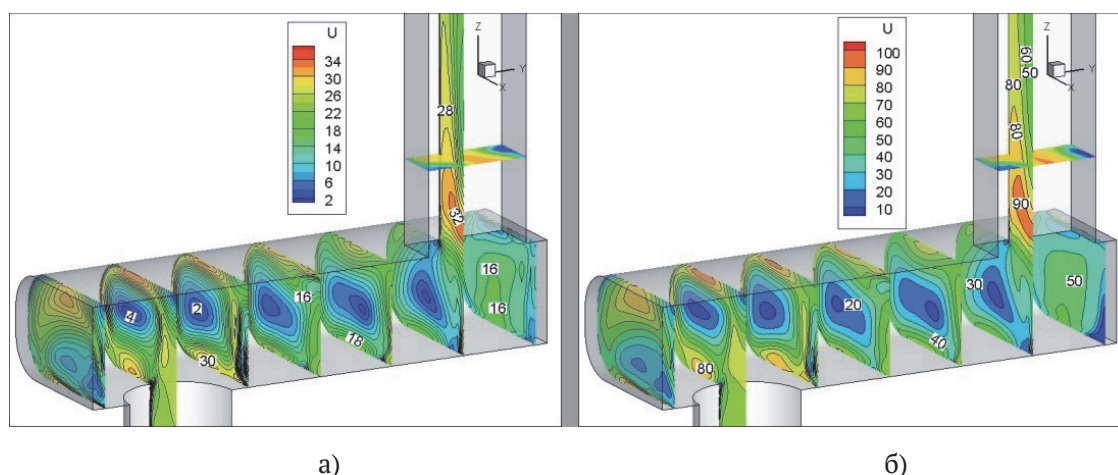


Рис. 2. Распределение скорости на различных режимах работы ДГ, м/с:
а) режим средней мощности, б) режим максимальной мощности

применения направляющих, перфорированных перегородок и др. конструктивных элементов, приводящих к сглаживанию потока газов, снижению неравномерности распределения газодинамических параметров внутри камеры глушителя.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ПОТОК

Одним из распространенных способов воздействия на газовый поток является введение в камеру поперечной перфорированной перегородки (нескольких перегородок) для обеспечения большей равномерности газового потока. После установки одной перегородки возможно охарактеризовать конструкцию, как «двухкамерную». Установка перегородки внутри корпуса глушителя на практике существенным образом увеличивает жесткость конструкции, дополнительно снижая уровень вибрации конструкции.

На основе численного моделирования течений выхлопных газов в камере глушителя было проведено параметрическое исследование влияния местоположения перегородки (рис. 3), её проходной

площади («проницаемости» или степени перфорации) и угла установки перфорированной перегородки на величину противодавления и степень равномерности газового потока за перегородкой.

Сравнительный анализ течения выхлопных газов в камере глушителя при различных вариантах установки разделительной перегородки проводился для четырех исследуемых режимов истечения по картинам распределения пространственных линий тока в нескольких плоскостях потока выхлопных газов для каждого режима. Один из вариантов визуализированных результатов расчетов приведен на рис. 4.

Распределение скорости выхлопных газов (рис. 5) в сечении установки пластины при её различном местоположении и угле наклона также определялось для каждого из четырех режимов истечения (для четырех режимов работы ДГ).

С целью снижения противодавления глушителя в ходе исследования оптимизировалась величина проходной площади разделительной перегородки, а также прорабатывалась целесообразность увеличения площади выходного отверстия глушителя. Аналогично исследовалось

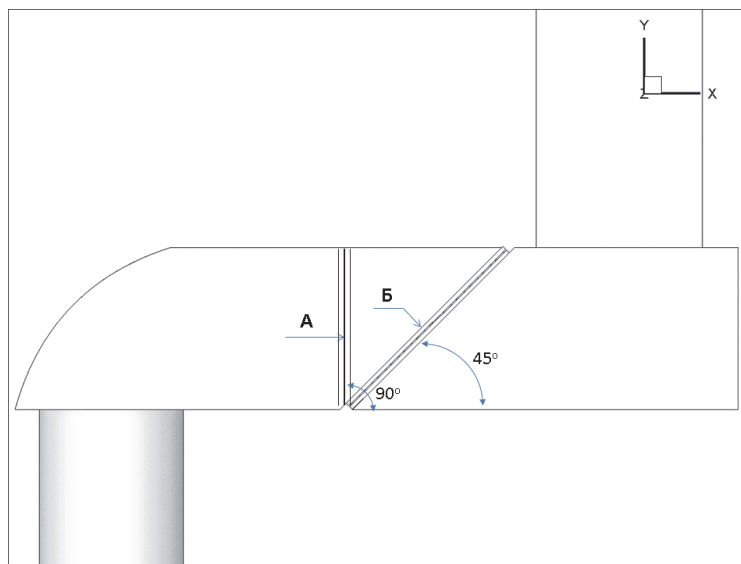


Рис. 3. Различные варианты расположения перегородки: перпендикулярно (А) и под углом к нижней стенке (Б)

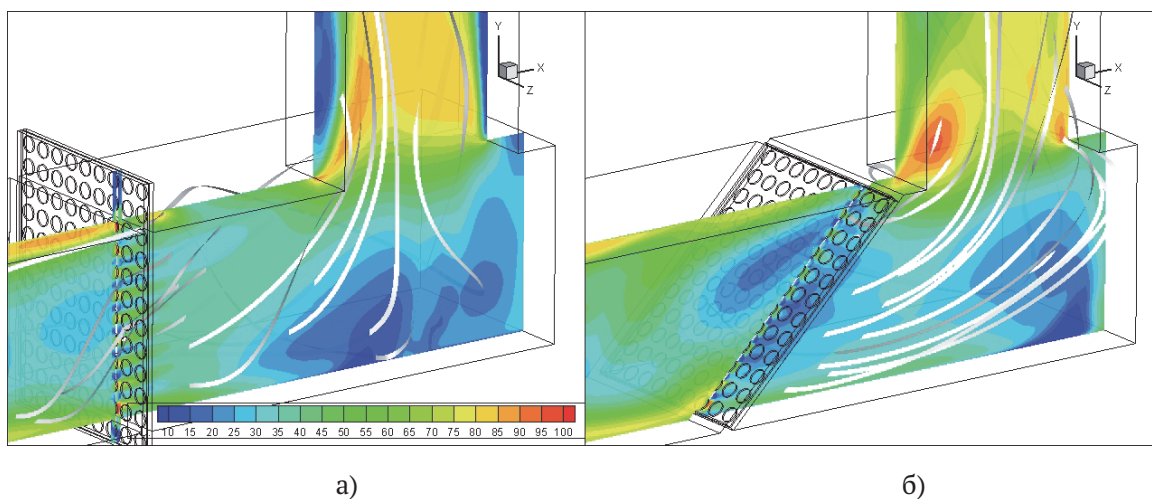


Рис. 4. Распределение скорости и линий тока в одной из исследованных плоскостей потока выхлопных газов при установке разделительной пластины перпендикулярно потоку (а) и под углом 45° (б)

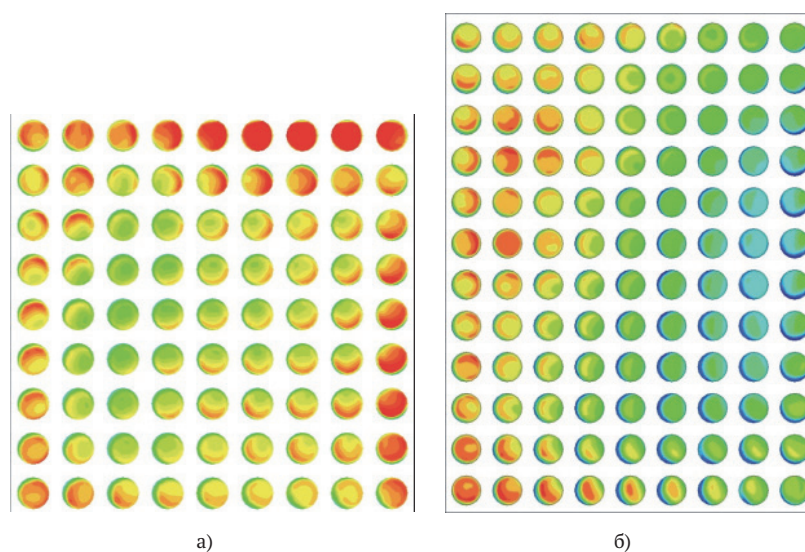


Рис. 5. Распределение скорости на режиме максимальной мощности ДГ при установке разделительной пластины перпендикулярно потоку (а) и под углом 45° (б)

влияние на параметры потока других вводимых конструктивных элементов.

В результате проведенного теоретического исследования, была предложена конструкция глушителя, которая была реализована на практике в виде полноразмерной модели [4].

Испытания с целью измерения виброакустических параметров разработанной авторами модели глушителя проводились для тех же режимов работы ДГ, для которых проводилось теоретическое параметрическое исследование потока выхлопных

газов. Ранее авторами проводились натурные виброакустические испытания [3] на тех же режимах работы ДГ глушителя, близкого по своей конструкции к исследованной в настоящей работе «пустой камере». Ниже приведены результаты измерений параметров вибрации на различных режимах работы ДГ в ходе реостатных испытаний тепловоза для отдельных характерных измерительных точек на корпусах глушителей старой конструкции и конструкции, предложенной авторами. На рис. 6-9 приведены параметры вибрации (виброскорость

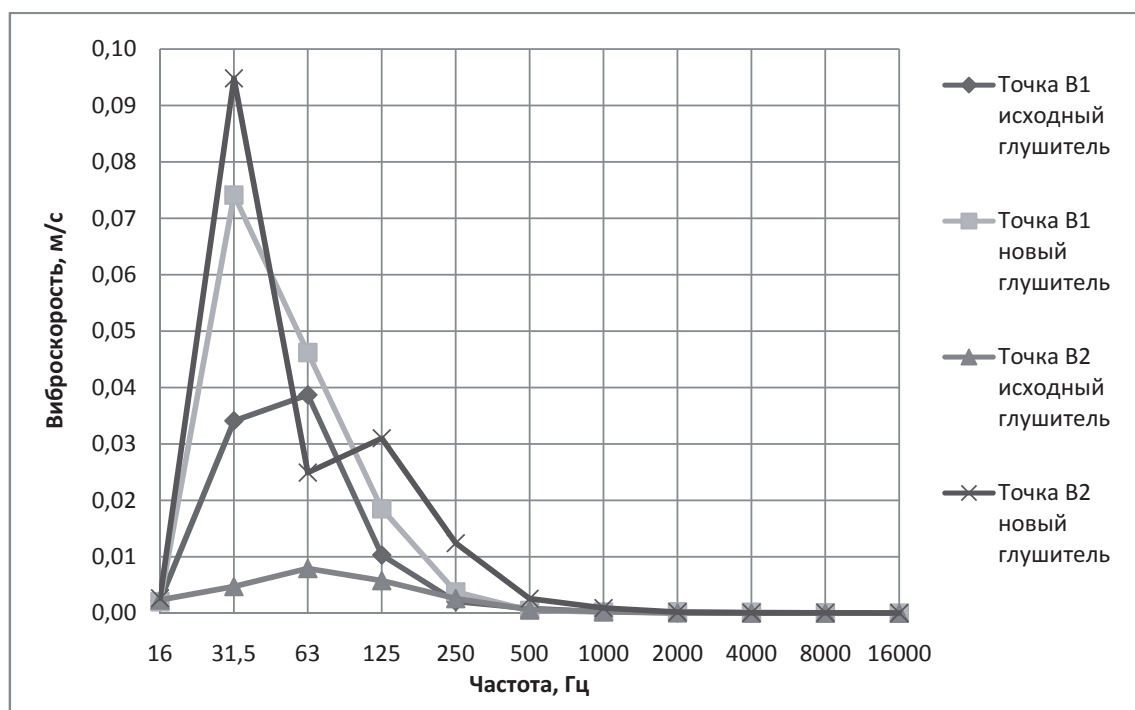


Рис. 6. Сравнение значений виброскорости по оси Z точек B1-B2 старой и новой конструкций глушителя на режиме средней мощности ДГ

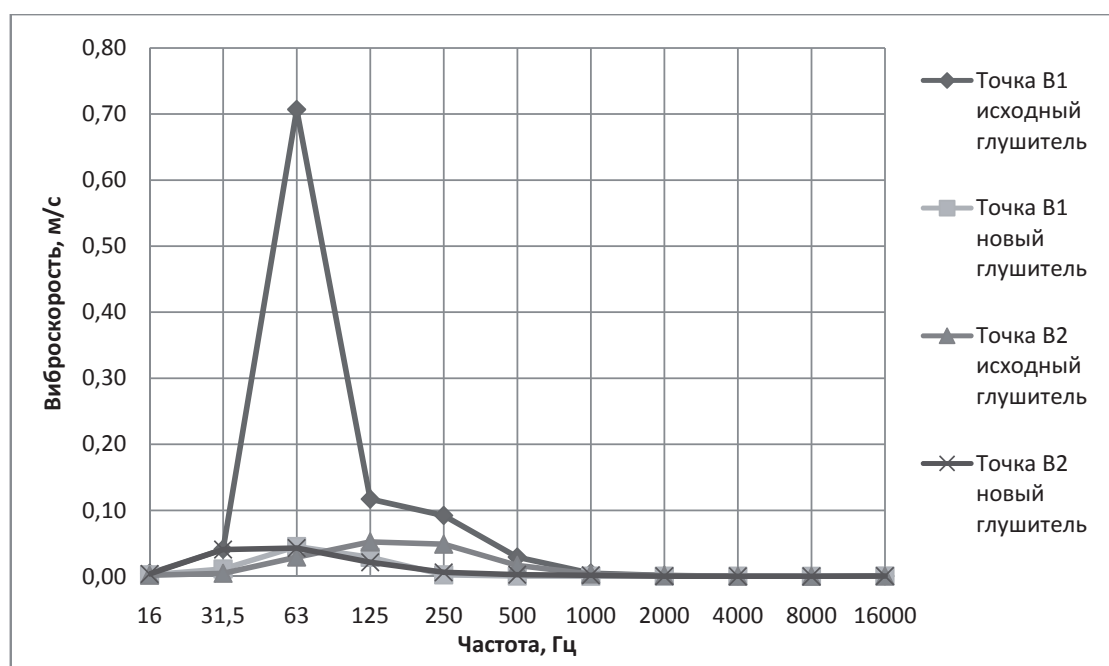


Рис. 7. Сравнение значений виброскорости по оси Z точек B1-B2 старой и новой конструкций глушителя на режиме максимальной мощности ДГ

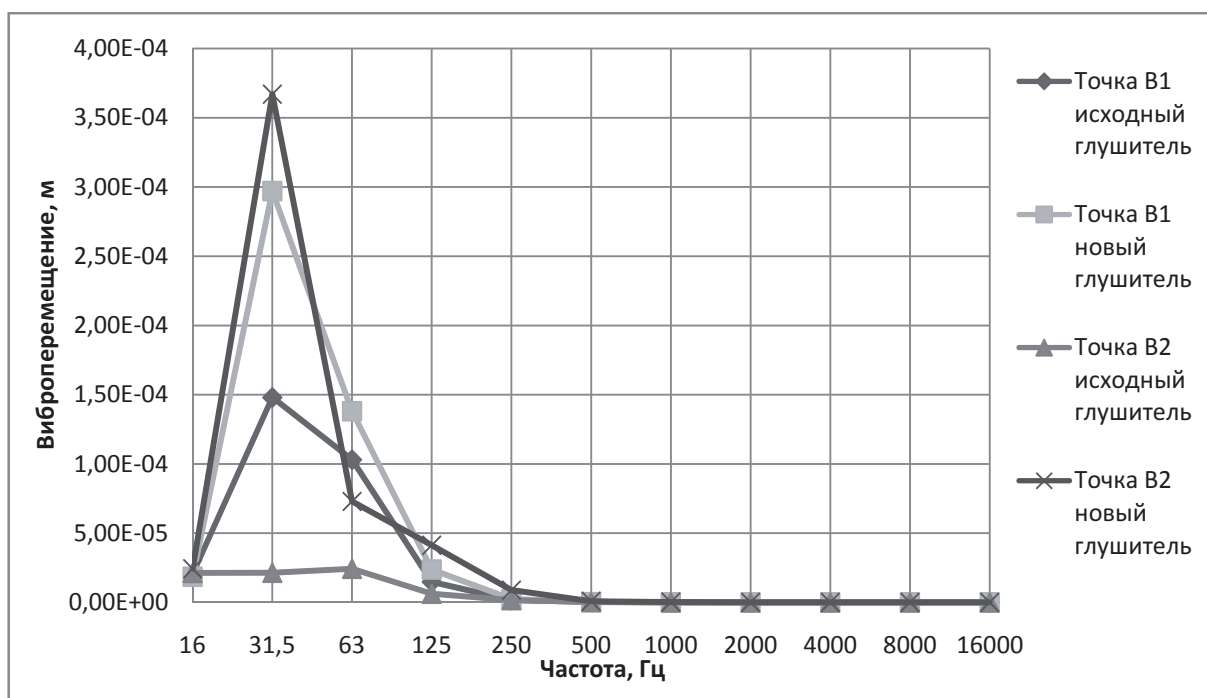


Рис. 8. Сравнение значений виброперемещений по оси Z точек В1-В2 старой и новой конструкций глушителя на режиме средней мощности ДГ

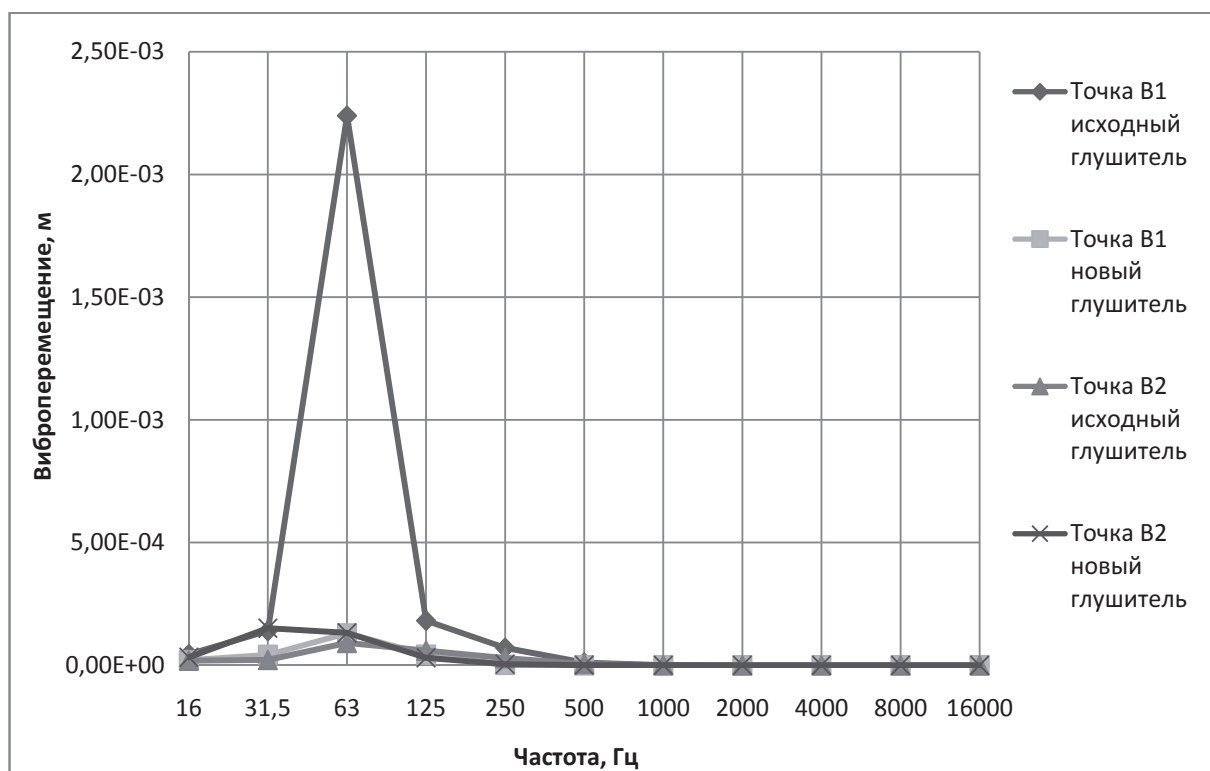


Рис. 9. Сравнение значений виброперемещений по оси Z точек В1-В2 старой и новой конструкций глушителя на режиме максимальной мощности ДГ

и виброперемещение) в измерительных точках исследованных глушителей (возрастание нумерации точек соответствует направлению потока выхлопных газов), для режимов работы ДГ средней и максимальной мощности.

Сравнение параметров вибрации (виброскорость и виброперемещение) в измерительных точках глушителя старой конструкции и конструкции, предло-

женной авторами, свидетельствует о кардинальном улучшении параметров вибрации новой конструкции.

Тщательный анализ результатов измерений проводился в наиболее опасном с точки зрения вибропрочности диапазоне частот от 10 Гц до 60 Гц. На рис. 10-11 приведены значения виброперемещений в точке В1 на верхней стенке глушителей старой и новой конструкции над входным

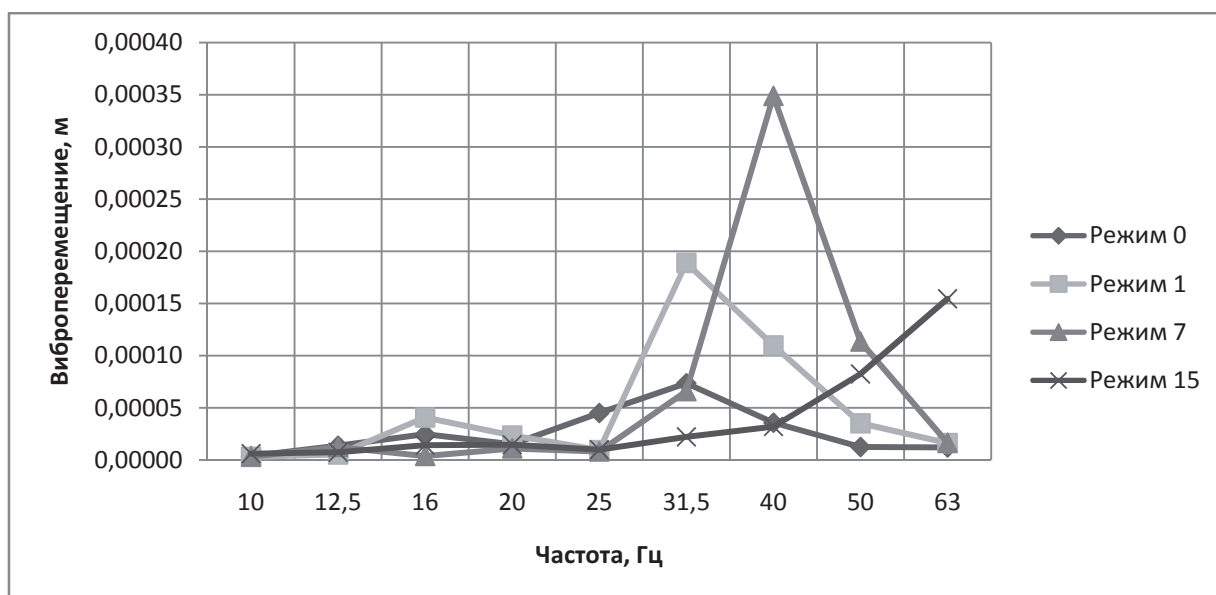


Рис. 10. Сравнение значений виброперемещений в точке В1 старой конструкций глушителя на различных режимах работы ДГ:

0 – холостой ход, 1 – работа на минимальных оборотах,
7 – работа в режиме средней мощности, 15 – работа в режиме максимальной мощности

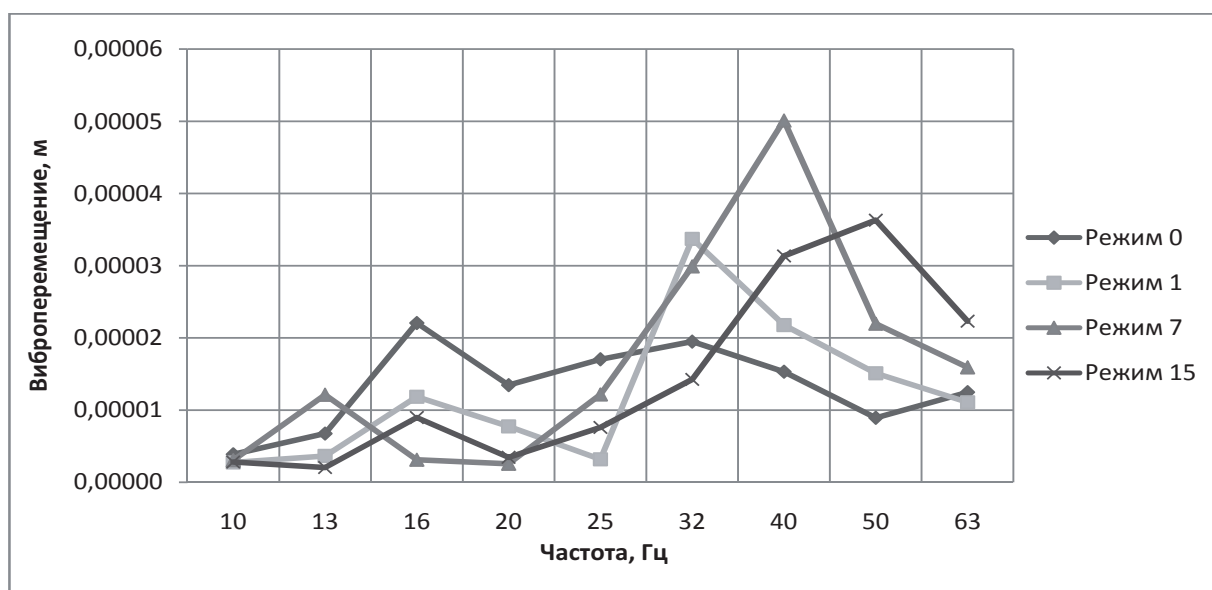


Рис. 11. Сравнение значений виброперемещений в точке В1 новой конструкций глушителя на различных режимах работы ДГ:

0 – холостой ход, 1 – работа на минимальных оборотах,
7 – работа в режиме средней мощности, 15 – работа в режиме максимальной мощности

отверстием на различных режимах работы ДГ. Сравнительные оценки свидетельствуют о существенном снижении значений виброскоростей и виброперемещений в сопоставимых измерительных точках на новой конструкции во всем исследуемом диапазоне частот. Пиковые значения параметров вибрации старой конструкции удалось снизить для новой конструкции в 10...25 раз на различных режимах работы ДГ.

ВЫВОДЫ

В предложенной авторами конструкции глу-

шителя (подробное описание приведено в [4]) реализован целый ряд прикладных инженерных решений, основанных на результатах теоретического параметрического исследования потока выхлопных газов (газодинамического расчета) и направленных на линейризацию этого потока. Экспериментальные данные, полученные в ходе натурных испытаний новой конструкции, подтверждают целесообразность применения предложенного авторами подхода для снижения уровней вибрации глушителей выпуска высокоскоростных и высокотемпературных газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лубянченко А.А., Петров С.К. Некоторые результаты исследования глушителей шума выпуска ДВС путем натурных испытаний // Защита населения от повышенного шумового воздействия Сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Санкт-Петербург, 2011. С. 637-643.
2. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Логос, 2013. 432 с.
3. Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А.

- Исследования виброакустических параметров глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза // Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Санкт-Петербург, 2015. С. 591-604.
4. Петров С.К., Олейников А.Ю., Лубянченко А.А., Толоконников И.С., Яковчук М.С. Оптимизация конструкции глушителя дизель-генератора магистрального грузового тепловоза // Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Санкт-Петербург, 2015. С. 605-625.

REDUCTION BACKPRESSURE AND VIBRATION LEVELS CONSTRUCTION SILENCER BY LINEARIZATION OF THE EXHAUST GAS FLOW

© 2015 S.K. Petrov, A.Y. Oleynikov, A.A. Lubianchenko, M.S. Yakovchuk

Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg

This article contains some results of the theoretical gas dynamic parameters studies of exhaust flow and the results of experimental vibro-acoustic parameters research of the muffler. The results were used for designing a new construction of the muffler. The authors conducted a comparative evaluation of vibro-acoustic parameters of the old and the new muffler's designs. The new muffler's design provides linearization of the exhaust stream.

Keywords: muffler, vibroacceleration, vibrovelocity, vibrodisplacement, ANSYS Fluent.

*Sergey Petrov, Candidate of Technics, Professor, Dean.
E-mail: s.k.petrov@mail.ru*

*Alexey Oleynikov, Candidate of Technics, Associate Professor.
Deputy Head of Department. E-mail: alexey.ole@gmail.com*

*Anna Lubianchenko, Assistant Lecturer.
E-mail: anna.voenmeh@gmail.com*

Michael Yakovchuk, Candidate of Technics, Senior Research Fellow.