

УДК 621.6.01

DOI: 10.25206/1813-8225-2020-170-5-9

Ю. А. БУРЬЯН<sup>1</sup>  
А. В. ЗУБАРЕВ<sup>2</sup>  
С. Н. ПОЛЯКОВ<sup>2</sup>  
С. П. БОБРОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

<sup>2</sup>Федеральный  
научно-производственный  
центр «Прогресс»,  
г. Омск

## О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ВОЛНОВОДНОГО ЗВУКОИЗОЛЯТОРА НА БАЗЕ МАТЕРИАЛА МР С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ВКЛЮЧЕНИЯМИ

Задача снижения излучаемой колебательной энергии по трубопроводным системам является актуальной. В работе рассмотрена принципиальная возможность построения волноводного глушителя пульсаций давления и гидродинамического шума с использованием материала МР (металлическая резина) с металлическими включениями. Поставлена и решена задача оценки эффективности звукоизоляции и определения диапазона частот запираания звуковых волн. Результаты расчетов показали, что для металлических включений в виде свинцовых шариков уменьшение амплитуды пульсаций давления составляет 10–20 дБ в диапазоне частот примерно 300–1200 Гц и зависит от характеристик материала МР. Показано, что при принципиальной возможности изменение параметров волнового звукоизолятора (длина, модуль объемной упругости, масса металлических включений) частотный диапазон запираания звуковых волн может варьировать в достаточно широких пределах.

**Ключевые слова:** волноводный гаситель, материал МР, модуль объемной упругости, пульсация давления, гидродинамический шум.

**Введение.** Колебательная энергия от виброактивных агрегатов и гидродинамического шума, распространяющаяся по системам трубопроводов, излучается в окружающую среду, и задача снижения излучаемой энергии остаётся в настоящее время актуальной проблемой.

Эта проблема в какой-то мере решается за счёт включения в трубопроводную сеть гибких вставок, например, резинокордных прямооточных патрубков. Характеристики патрубков, как виброшумоизоляторов, определяются матрицей сопротивлений размерностью  $24 \times 14$  [1], элементами которой

являются механические, акустические, акустико-механические и механико-акустические сопротивления.

Известно [1], что в диапазоне частот 0–1000 Гц в трубке распространяются в основном плоские волны, а фланцы могут быть представлены как жёсткие недеформируемые тела.

В работах [1, 2] показано, что резинокордные патрубки эффективны только в низкочастотной области частот и при увеличении частоты происходит значительный рост вибрационной жёсткости по сравнению с жёсткостью на нулевой частоте.

Для снижения передачи пульсаций давления, которая порождается работой агрегатов (насосов, клапанов и т.д.) и вибрацией фланцев патрубков по трубопроводной системе применяются различные гасители гидродинамического шума.

Представляет собой интерес рассмотреть в качестве глушителя волноводный звукоизолятор, состоящий из дискретного набора резонаторов типа «масса – упругость», расположенных по длине гасителя с шагом меньше длины волны.

В работах [3, 4] рассмотрены различные конструкции волноводных звукоизоляторов с резонаторами Гельмгольца или резонаторами в виде упругих пластин.

Математическое обоснование использования дискретных колебательных систем для реализации волноводного звукоизолятора дано в основополагающей работе [5].

Выражение для минимальной частоты  $f$ , при которой возможно распространение нормальной волны высшего порядка в трубе радиуса  $a$ , имеет вид [6]:

$$f = 0,3 \frac{c}{a} \text{ Гц,}$$

где  $c$  (м/с) — скорость звука в трубе.

Реализовать массовый импеданс можно, расположив вдоль оси трубы цепочки резонаторов с частотой много меньше частоты запираания волновода. Резонаторы будут создавать акустический импеданс, близкий к нулевому, и если на пути распространяющейся волны имеется препятствие с нулевым акустическим импедансом, то волна отражается как от свободной границы.

Таким образом, если перед патрубком установлен волноводный звукоизолятор, то поток среды через патрубок не будет иметь возмущений в диапазоне частот запираания.

**Постановка задачи.** В работе предлагается организовать волноводный звукоизолятор как цепочку резонаторов «масса – упругость», заполнив пространство между корпусом трубы и расположенным внутри него гибким резиновым шлангом «сэндвичем» из металлической резины (материал МР) и силиконовой резины с металлическими включениями.

Учитывая, что достаточно часто монтаж глушителя и гибких вставок ведётся в стеснённых условиях, в работе рассмотрен вариант достаточно короткого по длине звукоизолятора. В этом случае звукоизолятор может быть реализован в одном конструктиве с прямоточным патрубком [7].

Известно, например, применение силиконовой резины с металлическими включениями [8] при облицовке платформы и экспериментально показана эффективность такого звукоизолятора в широком диапазоне частот.

Принципиальная схема волноводного звукоизолятора приведена на рис. 1.

В радиальном направлении корпус 1 можно считать в первом приближении жёстким, вследствие чего при перемещении участков податливой стенки шланга 6 необходимо рассматривать модуль объёмной упругости наполнителя 5.

В пределах длины корпуса 1 наполнитель (материал МР с металлическими включениями) и шланг с податливыми стенками можно рассматривать как цепочку резонаторов, расположенных близко друг от друга.

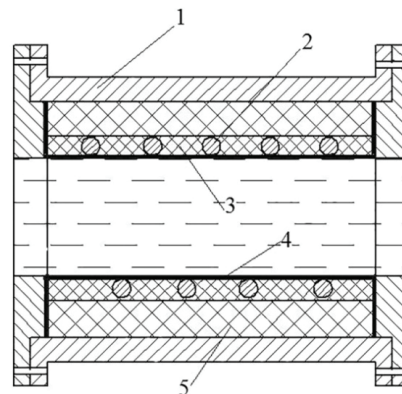


Рис. 1. Принципиальная схема волноводного звукоизолятора:

- 1 — корпус; 2 — металлические включения (шарики);  
3 — силиконовая резина; 4 — резиновый шланг;  
5 — материал МР

Задача о распространении звука в трубе с податливыми стенками рассмотрена в работе [5], где получено выражение для коэффициента сжимаемости  $\beta$  жидкости

$$\beta = \beta_0 \left( 1 + \frac{2\rho c_0^2 i}{r \cdot \omega \cdot Z} \right), \quad (1)$$

где  $\beta_0$  — коэффициент сжимаемости жидкости;  $\rho$  — плотность жидкости;  $r$  — радиус трубы;  $\omega$  — круговая частота;  $c_0$  — скорость звука в жидкости;  $Z$  — импеданс стенок трубы.

Умножив выражение (1) на  $\rho\omega^2$ , можно получить значения волнового числа  $k$  для трубы с податливыми стенками

$$k = k_0 \sqrt{1 + \frac{2\rho c_0^2}{r \cdot \omega \cdot Z} \cdot i}, \quad (2)$$

где  $k_0$  — волновое число для волны в трубе с жёсткими стенками.

Если импеданс принимает отрицательные мнимые значения, то волновое число  $k$  становится чисто мнимой величиной и давление звуковой волны будет представлять колебания, затухающие в направлении  $x$  [5]

$$P = P_0 e^{-|k|x} \cdot e^{i\omega t}. \quad (3)$$

Учитывая, что в рассматриваемой конструкции патрубка податливая стенка представляет собой набор колебательных систем «масса – жёсткость», то её импеданс как отношение давления к скорости среды определяется выражением [6]

$$Z = -\frac{i\omega m}{\sigma} + \frac{i \cdot c}{\sigma\omega}, \quad (4)$$

где  $m$  — масса колебательной системы;  $c$  — жёсткость колебательной системы;  $\sigma$  — площадь колебательной системы.

Если  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  — резонансная частота, то для импеданса можно записать:

$$Z = i \frac{c}{\sigma \cdot \omega} \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right). \quad (5)$$

Сравнивая (5) и (2), можно видеть, что для частот  $\omega > \omega_0$  труба с податливыми стенками и набором колебательных систем будет работать как изолятор звука. Необходимо отметить, что в рассматриваемой схеме на рис. 1 имеется принципиальная возможность получить звукоизоляцию в широком диапазоне частот, применяя наполнитель (3) с различными значениями модуля объёмной упругости пор и металлическими включениями с различными материалами (шарики из латуни и свинца).

**Теория.** Использование выражений (2) и (5) для оценки эффективности волнового звукоизолятора предполагает знание модуля объёмной упругости  $K$  наполнителя в виде «сэндвича» из материала МР и резины с металлическими включениями.

В работе [9] предложен метод определения модуля объёмной упругости  $K_1$  для материала МР. Для определения значения модуля  $K_c$  объёмной упругости материала, представляющего «сэндвич» из слоёв металлической резины, металлических включений и силиконовой резины, необходимо знание модулей объёмной упругости материалов всех слоёв [10]. Материал МР может в первом приближении рассматриваться как анизотропная сплошная среда [11].

В этом случае путём сжатия в направлении пресования цилиндрических образцов на испытательной машине можно экспериментально определить модуль Юнга  $E$  и коэффициент Пуассона  $\nu$ .

После определения  $E$  и  $\nu$  по выражению

$$K_1^{yc} = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (6)$$

вычисляется условный модуль объёмного сжатия  $K_1^{yc}$ . Необходимо отметить, что значения  $K_1^{yc}$  не учитывают влияния воздушных полостей в материале МР, вследствие этого эффективное значение  $K_1$  может быть определено как сумма  $K_1^{yc}$  и модуля объёмного сжатия воздушной среды  $K_b$ :

$$K_1 = K_1^{yc} + K_b, \quad (7)$$

где  $K_b = n \cdot P$ ;  $n = 1,4$  для адиабатического процесса;  $P$  — давление в воздушной полости МР.

Величина  $K^{yc}$  может быть уточнена при давлении перекачиваемой жидкости  $P > P_0 = 1,01 \cdot 10^5$  Па.

В этом случае для вычисления модуля Юнга  $E$  необходимо на экспериментальном графике брать среднее значение относительно перемещений образца, соответствующего давлению  $P$ .

Если эффективный модуль объёмной упругости  $K_1$  пористого материала МР как условно сплошной среды экспериментально определён, то оценка модуля  $K_c$  как «сэндвича» может быть определена по выражению:

$$K_c = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{\frac{V_1}{K_1} + \frac{V_2}{K_2} + \frac{V_3}{K_3}}, \quad (8)$$

где  $K_1, K_2, K_3, V_1, V_2, V_3$  — модули объёмной упругости, объём МР, силиконовой резины и металлических включений соответственно.

Для образцов материала МР, изготовленных в ОНИЛ-1 Самарского университета, с параметрами, указанными в табл. 1, экспериментально определены коэффициент Пуассона  $\nu$ , равный  $\nu = 0,03-0,07$ , и значения  $K^{yc}$  для образцов 1-4:

Образец: диаметр — 40 мм, высота 20 мм, плотность материала (кг/м<sup>3</sup>) 7900, материал 12Х18НТ-В-0,21

№	Масса, г	Кажущаяся плотность, кг/м <sup>3</sup>	Пористость
1	37,7	1500	81
2	50	2001	74,6
3	62,8	2500	68,3
4	75,3	2998	62

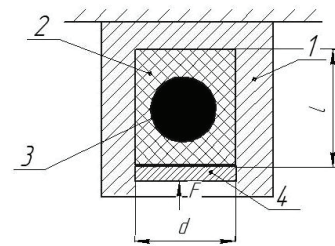


Рис. 2. Расчётная схема:  
1 — жёсткий цилиндрический корпус;  
2 — материал МР с модулем объёмного сжатия  $K_2$ ;  
3 — металлическое включение сферической формы;  
4 — невесомый поршень с площадью  $S$ ;  
 $F = P \cdot S$  — усилие от звуковой волны с амплитудой давления  $P$

$K_1^{yc} = 0,55$  МПа;  $K_2^{yc} = 0,73$  МПа;  $K_3^{yc} = 1,99$  МПа;  $K_4^{yc} = 4,55$  МПа [9].

Учитывая, что  $K_2 \gg K_1, K_3 \gg K_1$  вместо (8) можно записать:

$$K_{ci} = K_i \left( 1 + \frac{V_2 + V_3}{V_1} \right), \quad (9)$$

где  $i = 1 \dots 4$ .

Для  $P_0 = 1$  атм по экспериментально полученным значениям  $K^{yc}$  [9] определены модули объёмной упругости  $K_1 = 0,69$  МПа,  $K_2 = 0,87$  МПа,  $K_3 = 2,13$  МПа,  $K_4 = 4,69$  МПа.

Полагая, что  $V_2 + V_3 = V_1$  в «сэндвиче», для значений  $K_{ci}$  в соответствии с (9) будем иметь:  $K_{c1} = 1,38$  МПа,  $K_{c2} = 1,74$  МПа,  $K_{c3} = 4,26$  МПа,  $K_{c4} = 9,38$  МПа.

Для оценки частотного диапазона распределённого волнового глушителя гидродинамического шума рассмотрим одиночный резонатор, расчётная схема которого представлена на рис. 2.

Для примера будем полагать, что металлические шарики из латуни или свинца равномерно распределены в наполнителе из силиконовой резины так, что  $d = 6 \cdot 10^{-3}$  м, а  $l = 1 \cdot 10^{-2}$  м.

Масса латунного шарика составляет  $7,2 \cdot 10^{-4}$  кг, свинцового —  $1,28 \cdot 10^{-3}$  кг.

Механическая жёсткость колебательной системы на рис. 2 определяется по зависимости:

$$c = \frac{K \cdot S}{l} \quad (10)$$

в соответствии с чем резонансная частота колебательной системы имеет вид:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где  $m = m_0 + m_{np}$ ;  $m_0$  — масса металлического шарика;  $m_{np}$  — приведённая масса материала МР, участвующая в движении.

В первом приближении будем полагать, что  $m \approx m_0$ .

Встроенный в трубу наполнитель из материала МР с металлическими включениями можно рассматривать как решётку резонаторов «масса–упругость», расположенных на близком расстоянии на внутренней поверхности трубы.

В соответствии с методом «размазывания» [6] введём коэффициент  $\varepsilon$  как отношение поверхности колеблющейся массы к площади поверхности трубы, приходящейся на эту массу, при этом в первом приближении будем полагать, что  $S \approx \sigma$ :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\alpha \cdot r \cdot \Delta}, \quad (11)$$

где  $\alpha$  — угловое расстояние между резонаторами по окружности;  $\Delta$  — расстояние между резонаторами по оси трубы;  $\sigma$  — площадь сечения колеблющейся массы.

В этом случае импеданс можно представить в виде:

$$Z_i = \frac{1}{\varepsilon} Z. \quad (12)$$

Если стенка трубы представляет решётку близко расположенных резонаторов «масса–упругость» и обладает отрицательным мнимым импедансом, то давление в звуковой волне, согласно выражению (2), экспоненциально затухает с расстоянием.

Ослабление амплитуды давления звуковой волны  $L$  в децибелах для изолятора длиной  $l$  будет иметь вид

$$L = 20 \lg \left( \frac{P_{x=l}}{P_{x=0}} \right) = 20 \lg \left( e^{-|k|l} \right), \quad (13)$$

где  $|k|$  — мнимое значение волнового числа  $k$  согласно выражению (2).

Из (2) следует, что диапазон частот, соответствующий «запиранию» звуковой волны, лежит в пределах мнимого отрицательного значения  $k(i\omega)$ .

Для волнового изолятора без потерь волновое число можно представить в виде:

$$k = k_0 \sqrt{1 + \frac{\omega_0^2 2\rho c_0^2 \varepsilon \sigma}{r \cdot c (\omega_0^2 - \omega^2)}}. \quad (14)$$

В этом случае диапазон частот «запирания» можно определить из неравенства

$$\omega_0 \sqrt{\frac{2\rho c_0^2 \varepsilon \sigma}{r \cdot c} + 1} < \omega < \omega_0. \quad (15)$$

Импеданс (5) с учётом потерь в наполнителе будет иметь вид:

$$Z = R + iZ_0, \quad (16)$$

где  $R = \frac{\omega_0 m}{\sigma} \eta$ ;  $\eta$  — коэффициент потерь;

$$Z_0 = \frac{c}{\omega \cdot \sigma} \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right).$$

Эффективность  $L$  волноводного звукоизолятора, согласно (3), (13), (16) и с учётом того, что  $K_0 = \frac{\omega}{c_0}$ , будет иметь вид:

$$L = -8,68 l \frac{\omega}{c_0} \sqrt{1 + \frac{2\rho c_0^2 \varepsilon \sigma i}{\omega \cdot r \left( \omega_0 m \eta + \frac{i \cdot c}{\omega} \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \right)}}. \quad (17)$$

В соответствии с (17) в программе Mathcad были определены мнимые значения комплексного числа  $L$  для следующих значений параметров:  $l = 0,2$  м,  $c_0 = 1500$  м/с,  $\varepsilon = 0,05$ ,  $\sigma = 3 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>,  $r = 0,05$  м,  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>,  $\eta = 0,2$ .

На рис. 3 показано, как при массе резонатора  $7,2 \cdot 10^{-4}$  кг (шарики из латуни диаметром 6 мм) меняются диапазоны запирания звуковых волн в зависимости от жёсткости наполнителя из материала

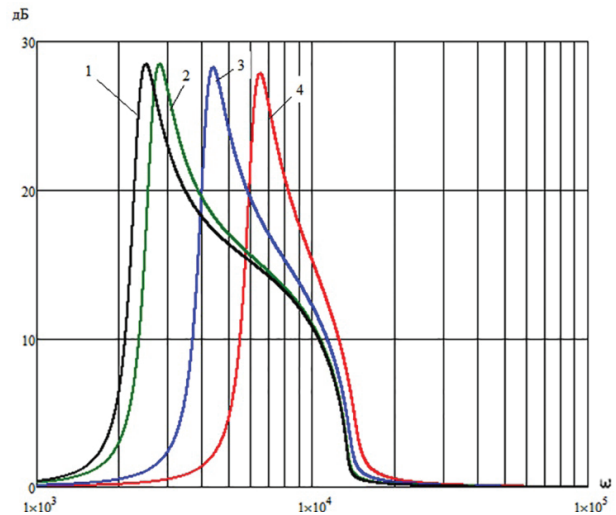


Рис. 3. Частотные характеристики при  $m = 7,2 \cdot 10^{-4}$  кг;  $K_1 = 1,38$  МПа;  $K_2 = 1,74$  МПа;  $K_3 = 4,26$  МПа;  $K_4 = 9,38$  МПа

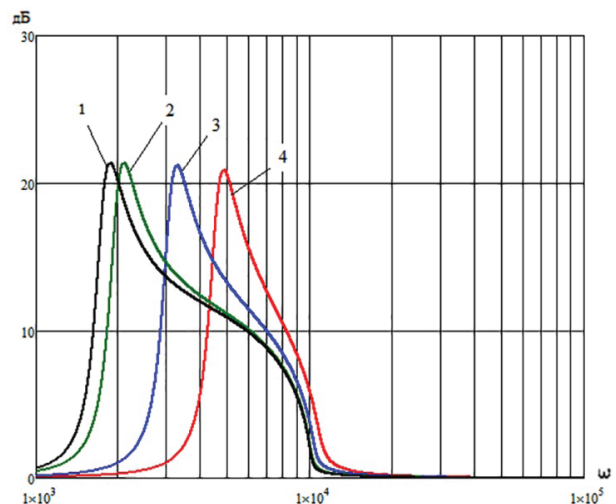


Рис. 4. Частотные характеристики при  $m = 1,28 \cdot 10^{-3}$  кг;  $K_1 = 1,38$  МПа;  $K_2 = 1,74$  МПа;  $K_3 = 4,26$  МПа;  $K_4 = 9,38$  МПа

МР. На рис. 4 приведены частотные характеристики волноводного звукоизолятора для металлических включений из свинцовых шариков диаметром 6 мм.

**Заключение.** В работе показана принципиальная возможность создания волноводного звукоизолятора с помощью заполнения пространства между корпусом трубы и податливым резиновым шлангом силиконовой резиной с металлическими включениями и материалом МР. Например, создание в едином конструктиве волноводного гасителя гидродинамического шума и прямооточного резинокордного патрубка позволит придать патрубку новое качество и значительно повысить его эффективность. Для экспериментально полученных [9] значений модуля объёмной упругости материала МР с учётом потерь определена эффективность звукоизоляции и диапазон частот запираания в зависимости от параметров материала МР с металлическими включениями. Например, как это следует из рис. 4, для металлических включения в виде свинцовых шариков уменьшение амплитуды пульсации давления в пределах 10–20 дБ происходит в диапазоне частот 240–955 Гц для образца № 1 и 480–1270 Гц — для образца № 4. Результаты расчёта показывают, что, например, изменение массы металлических включений сдвигает частотный диапазон «запираания» звуковых волн, а влияние жёсткости наполнителя из материала МР при неизменной массе металлических включений характеризуется, кроме сдвига центра изменения ширины диапазона частот запираания.

Учитывая, что имеется принципиальная возможность изменения параметров волнового звукоизолятора в достаточно широких пределах (длина  $l$ , модуль объёмной упругости  $K$  материала МР, масса и объём металлических включений) частотный диапазон запираания также может варьироваться.

#### Библиографический список

1. Попков В. И., Попков С. В. Колебания механизмов и конструкций: моногр. СПб.: Сударья, 2009. 490 с. ISBN 978-5-88718-060-9.
2. Кирюхин А. В., Мильман О. О., Птахин А. В. Снижение передачи вибрации от энергетических установок активными методами // Теплоэнергетика. 2017. № 12. С. 58–66. DOI: 10.1134/S0040363617120049.
3. Залуцкая Р. Р., Миронов М. А. Экспериментальное исследование волноводного изолятора // Акустика среды обитания: сб. тр. конф. 2016. С. 75–79.
4. Пат. 2509252 Российская Федерация МПК F 16 L 55/033. Глушитель гидродинамического шума в трубопроводе / Нишкин С. Ю., Иванов В. Г., Брайнин Б. П. № 2012138848/06; заявл. 10.09.12; опубл. 10.03.14, Бюл. № 7.
5. Исакович М. А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 496 с.
6. Кашина В. И., Исакович М. А., Тетюкин В. В. Применение систем резонаторов для звукоизоляции волн нулевого порядка в трубах и других длинных линиях // Морское приборостроение. Сер. Акустик. 1972. Вып. 1. С. 87.

7. Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Поляков С. Н. О возможности создания распределённого глушителя гидродинамического шума в прямооточном резинокордном патрубке // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 22–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-22-25.

8. Vepzik A., Krupenin V. Distributed dynamic absorber for controlling structure born noise in infrared imager // Вестник научно-технического развития. 2011. № 9 (49). С. 33–37.

9. Бурьян Ю. А., Русских Г. С., Давыдов Д. П., Волкова Т. В. К вопросу об определении модуля объёмной упругости «металлической резины» // Динамика систем, механизмов машин. 2019. Т. 7, № 1. С. 31–36. DOI: 10.25206/2310-9793-7-1-31-36.

10. Барабанова Л. П. [и др.]. Эластомерные и композиционные материалы в шумопоглощающих судовых конструкциях: моногр. СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2005. 178 с. ISBN 5-900703-89-48.

11. Уланов А. М., Пономарёв Ю. К. Основы проектирования систем виброзащиты с упругими элементами из материала металлорезины // Известия Самарского научного центра РАН. 2008. Т. 10, № 3. С. 853–857.

**БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета.

SPIN-код: 8395-0034

AuthorID (РИНЦ): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

**ЗУБАРЕВ Александр Викторович**, кандидат технических наук, генеральный директор Федерального научно-производственного центра «Прогресс» (ФНПЦ «Прогресс»), г. Омск.

SPIN-код: 3360-4585

AuthorID (РИНЦ): 5667093

**ПОЛЯКОВ Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), научный сотрудник лаборатории № 120 ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

SPIN-код: 3035-9506

AuthorID (РИНЦ): 686024

AuthorID (SCOPUS): 56711685 000

**БОБРОВ Сергей Петрович**, кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора, директор института ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

#### Для цитирования

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Поляков С. Н., Бобров С. П. О возможности создания волноводного звукоизолятора на базе материала МР с металлическими включениями // Омский научный вестник. 2020. № 2 (170). С. 5–9. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-170-5-9.

Статья поступила в редакцию 14.02.2020 г.

© Ю. А. Бурьян, А. В. Зубарев, С. Н. Поляков, С. П. Бобров