

ISSN 2412-8627

Vol. 2 No. 4

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal

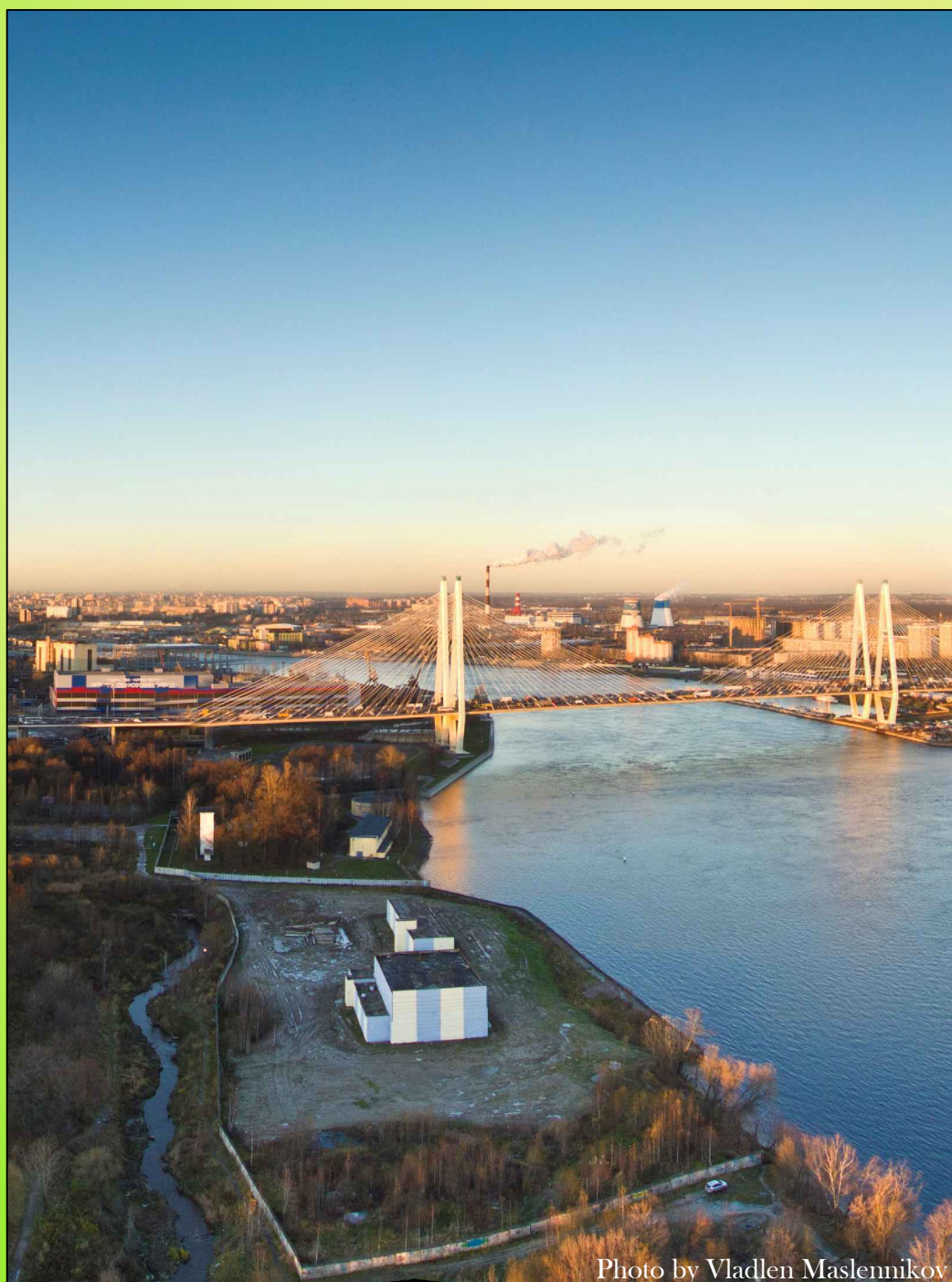


Photo by Vladlen Maslennikov

IV  
2016

Acoustic Design Institute

# Noise Theory and Practice

Scientific Journal  
Vol. 2 No. 4

The founder - LLC 'Acoustic Design Institute'  
in cooperation with Baltic State Technical  
University 'VOENMEH' named after  
D. F. Ustinov

## Editor-in-chief

Nickolay Ivanov, Professor  
Doctor of Engineering Science  
St. Petersburg, Russian Federation

## Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev, Professor  
Ph.D. of Engineering Science  
St. Petersburg, Russian Federation

## Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova, Professor  
Ph.D. of Engineering Science

Igor Zapletnikov, Professor  
Doctor of Engineering Science  
Donetsk, Ukraine

Ilya Tsukernikov, Professor  
Doctor of Engineering Science  
Moscow, Russian Federation

Sergio Luzzi, Professor  
Florence, Italy

Vladimir Tupov, Professor  
Doctor of Engineering Science  
Moscow, Russian Federation

Andrey Vasilyev, Professor  
Doctor of Engineering Science  
Samara, Russian Federation

Alexander Tyurin, Professor  
Doctor of Engineering Science  
Izhevsk, Russian Federation

Natalya Tyurina  
Doctor of Engineering Science  
St. Petersburg, Russian Federation

Aleksandr Shashurin, Assist. Professor  
Ph.D. of Engineering Science  
St. Petersburg, Russian Federation

## Location address of the Editorial office

3/5 1st Krasnoarmeyskaya street  
St. Petersburg, Russian Federation  
Phone 8 (812) 495-77-97  
www.noisetp.com  
e-mail: noise.science@gmail.com

## Executive Secretary

Boiko Iuliia

Journal is registered in Federal service  
for supervision of communications,  
information technology, and  
mass media

The certificate of registration  
ЭЛ № ФС 77-61637

## Contents

- |                                                                                                                                                       |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Azbaid El Ouahabi, Krylov, V.V.<br>Experimental Investigations of Quasi-flat Acoustic<br>Absorbers Enhanced by Metamaterial Layers<br>p. 2-16         | ENG |
| Zapletnikov I.N., Gordienko A.V., Pilnenko A.K.<br>Research noise characteristics of VM-10 planetary mixer<br>p. 17-23                                | RUS |
| Ivanov N.I., Shashurin A.E., Boiko I.S.<br>Influence of the material on the acoustic efficiency of<br>the noise barriers<br>p. 24-28                  | RUS |
| Vasilyev V.A., Svetlov V.V.<br>Selecting of soundproofing glass in the design of<br>linear objects in a multi-storey residential building<br>p. 29-34 | RUS |

## Experimental Investigations of Quasi-flat Acoustic Absorbers Enhanced by Metamaterial Layers

Azbaid El Ouahabi, A.<sup>1</sup>, Krylov, V.V.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Research associate, Department of Aeronautical and Automotive Engineering,  
Loughborough University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

<sup>2</sup> Professor, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough  
University, Loughborough, Leicestershire, LE11 3TU, UK

### Abstract

The efficiency of acoustic absorbers used for noise control can be improved by providing a smooth transition from the impedance of air to the impedance of the absorbing material in question. In the present work, such a smooth transition is materialised via application of gradient index metamaterial layers formed by quasi-periodic arrays of solid cylinders (tubes) with their external diameters gradually increasing from the external row of tubes facing the open air towards the internal row facing an absorbing porous layer. If acoustic wavelengths are much larger than the periodicity of the array, such a structure provides a gradual increase in the acoustic impedance towards the internal row of cylinders. This allows the developer to achieve an almost perfect impedance matching between the air and porous absorbing materials, such as sponges, fibreglass, etc. In the present work, a wide range of measurements of sound reflection coefficients from different absorbing materials combined with matching metamaterial layers formed by the arrays of brass tubes have been carried out at the frequency range of 500-3000 Hz. Both normal and oblique incidence of sound have been considered. The results show that the presence of matching metamaterial layers brings substantial reduction in sound reflection coefficients, thus increasing the efficiency of acoustic absorbers.

**Keywords:** Acoustic metamaterials; Quasi-flat acoustic absorber; Impedance matching; Acoustic reflection.

### *Экспериментальные исследования квази-плоских акустических поглотителей, обогащенных слоями из метаматериалов*

Азбаид Эль Уахаби, А.<sup>1</sup>, Крылов, В.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Научный сотрудник, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, Великобритания

<sup>2</sup> Профессор, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, LE11 3TU, Великобритания

### Аннотация

Эффективность акустических поглотителей, используемых для контроля уровня шума, может быть улучшена за счет обеспечения плавного перехода от акустического импеданса воздуха до акустического импеданса поглощающего материала. В данной работе, такой плавный переход материализуется с помощью применения градиентных слоев из метаматериалов, образованных квазипериодическими решетками твердых цилиндров (трубок) с внешними диаметрами, постепенно увеличивающимися от внешнего ряда трубок, граничащих с открытым воздухом, к внутреннему ряду, соприкасающемуся с поглощающим пористым материалом. Если длины акустических волн намного больше чем периодичность решетки, такая структура обеспечивает постепенное увеличение акустического импеданса метаматериала в направлении к внутренним рядам цилиндров. Это позволяет разработчику достичь почти идеального согласования импедансов между воздухом и пористыми абсорбирующими материалами, такими как губки, стекловолокно, и т.д. В настоящей работе, широкий диапазон измерений коэффициентов отражения звука от различных абсорбирующих материалов в сочетании с соответствующими согласующими слоями метаматериала, образованными решетками латунных трубок, проводились в диапазоне частот 500-3000 Гц. Исследовались как нормальное, так и

*наклонное падение звука. Полученные результаты показывают, что наличие согласующих слоев метаматериала приводит к существенному снижению коэффициентов отражения звука, тем самым увеличивая эффективность акустических поглотителей.*

**Ключевые слова:** Акустические метаматериалы; Квази-плоский акустический поглотитель; Согласование импедансов; Акустическое отражение.

## Introduction

Acoustic metamaterials are artificially created materials which can provide acoustic properties that otherwise would be hard or impossible to find in nature. Like metamaterials in other areas of physics and technology [1-3], acoustic metamaterials gain their properties from structure rather than composition, using the inclusion of small inhomogeneities to achieve desirable macroscopic behavior (see e.g. [4, 5]). In particular, in some recent publications [6-9] the attention has been paid to the design of cylindrical or spherical omnidirectional sound absorbers using acoustic metamaterials for gradual impedance matching between the air and the absorbing core.

In the present paper, a new type of metamaterial-based absorbers is described and investigated - a 'Quasi-Flat Acoustic Absorber' (QFAA) enhanced by the presence of a gradient metamaterial layer for efficient sound absorption in air. A typical example of such a device consists of an absorbing layer and a quasi-periodic array of solid cylinders (Brass cylindrical tubes) with their filling fractions varying from the external row facing the open air towards the internal row facing the absorbing layer made of a porous material. A gradient metamaterial layer formed by such cylinders is used to gradually adjust the impedance of the air to that of the porous absorbing material and thus to reduce the reflection. Different types of common porous absorbers (Sponges, and Fiberglass) are tested in this work to demonstrate the importance of matching the effective acoustic impedance at the exit of the metamaterial layer to that of the porous material in order to ensure maximal absorption into the QFAA.

All the Brass tubes forming the impedance matching metamaterial layers are of the same length (305 mm) and arranged as a rectangular array placed into a wooden box with the dimensions of 569 x 250 x 305 mm. The designed structure was manufactured and experimentally tested in an anechoic chamber at the frequency range of 500 – 3000 Hz.

A wide range of measurements of sound reflection coefficients at normal and oblique incidence from different absorbing materials combined with matching metamaterial layers formed by the arrays of brass tubes have been carried out. Part of the material described in this paper was presented at the conferences [10, 11]. The results show that the presence of matching metamaterial layers brings substantial reduction in the sound reflection coefficients, thus increasing the efficiency of sound absorption.

## 1. Experimental Setup and Procedure

As part of the Quasi-Flat Acoustic Absorber (QFAA) investigated in this work, a wooden box with the dimensions of 569x250x305 mm was designed with two zones, one for the impedance matching metamaterial and the other for a porous absorbing material. The zone of matching metamaterial was drilled in opposite sides to provide an array of holes with diameters gradually increasing from the external row facing the open air towards the internal row facing the absorbing material.

The holes were arranged in 12x51 pattern with the square lattice constant  $a = 11$  mm. By inserting 305 mm long Brass cylinders (tubes) with the increasing external diameters  $D_n =$

$1.6 \text{ mm} + (n - 1) 0.8 \text{ mm}$  between the opposite-sides of the wooden box into the holes, where  $n$  is the row number, a Quasi-Flat Acoustic Absorber is constructed as a quasi-periodic system of solid cylinders with varying filling fraction  $ff$  backed by a layer of the absorbing material. Figure 1 shows a 3D schematic view of a Quasi-Flat Acoustic Absorber.

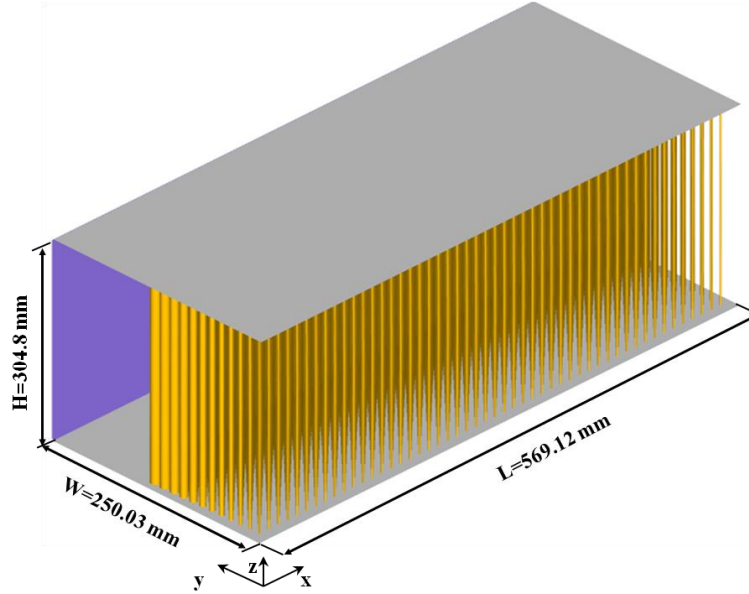


Fig. 1. Schematic 3D view of a Quasi-Flat Acoustic Absorber (QFAA) showing the absorbing material zone (on the back) and the impedance matching metamaterial layer formed by a quasi-periodic array of Brass cylinders

The varying filling fraction  $ff$  and the effective acoustic impedance  $Z_{eff}$  for the system under consideration can be defined as follows [8]:

$$ff = \pi \left( \frac{D}{2a} \right)^2, \quad (1)$$

$$Z_{eff} = Z_0 \frac{\sqrt{1 + ff}}{1 - ff}. \quad (2)$$

Here  $D$  is the diameter of the cylinders and  $Z_0 = 413 \text{ Rayl}$  is the impedance of air. The calculated effective impedance defined by equation (2) and normalized to the impedance of air is shown in Fig. 2 as a function of a row number  $n$ .

The experiments have been carried out in the anechoic chamber of the Department of Aeronautical and Automotive Engineering at Loughborough University under normal and oblique incidence of sound. As a sound source, a loudspeaker was used to produce the constant broadband sound using a white noise generator. It was fixed on a vertical bar that allowed it to be rotated around the central point of the QFAA surface in order to allow for measurements at oblique incidence.

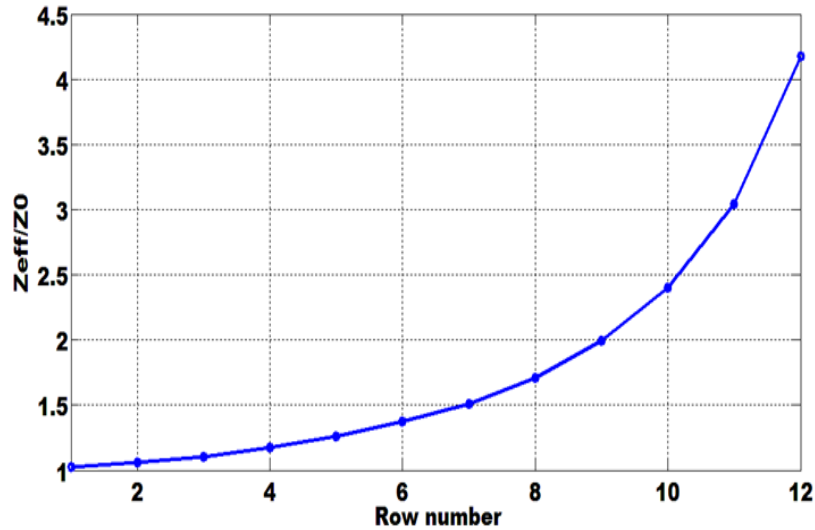


Fig. 2. Normalized effective impedance of the metamaterial layer as a function of a row number

Figure 3 shows the photograph of the experimental set-up used to measure the sound pressure reflection coefficients in the general case of oblique incidence of sound. The selected spacing between the centre of QFAA surface and the loudspeaker was  $d = 2$  m in order to generate the desired almost plane wave front when the sound reaches the sample. Two nominally identical microphones (G.R.A.S. 40AE, pre-polarized  $\frac{1}{2}$  inch free-field) were calibrated via the same pistonphone and connected to a PC via a dynamic signal acquisition module NI-USB-4431 card (four analog input channels and one output channel) for making sound measurements.

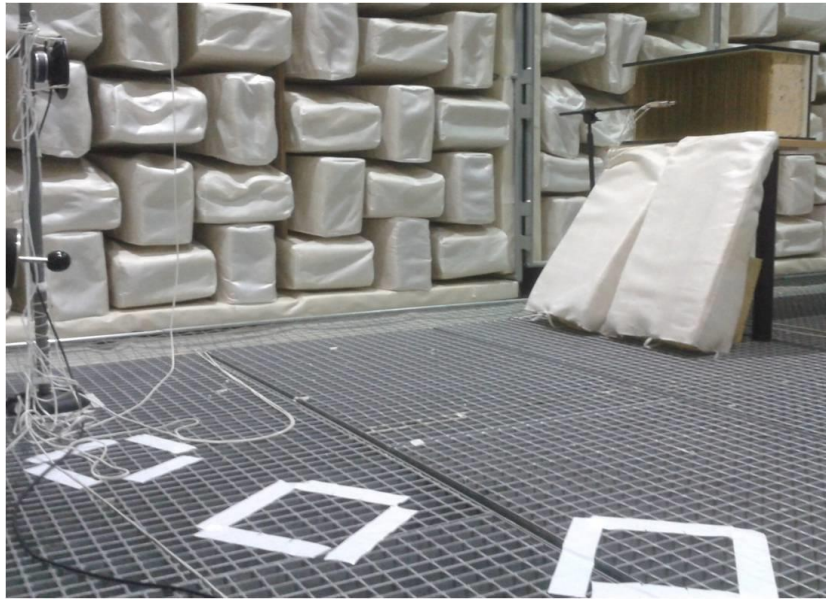


Fig. 3. Photograph of the experimental set-up showing the QFAA (right) and the position of a loudspeaker (left) for normal and oblique incidence



The two microphone transfer function method was applied over a relatively large number of time samples, where the frequency response functions were processed to obtain the reflection coefficients from the QFAA. The distance from the sample face to the first microphone was  $l = 2$  cm, and the distance between the microphones was  $s = 3.5$  cm. Figure 4 shows a schematic diagram of the experimental setup.

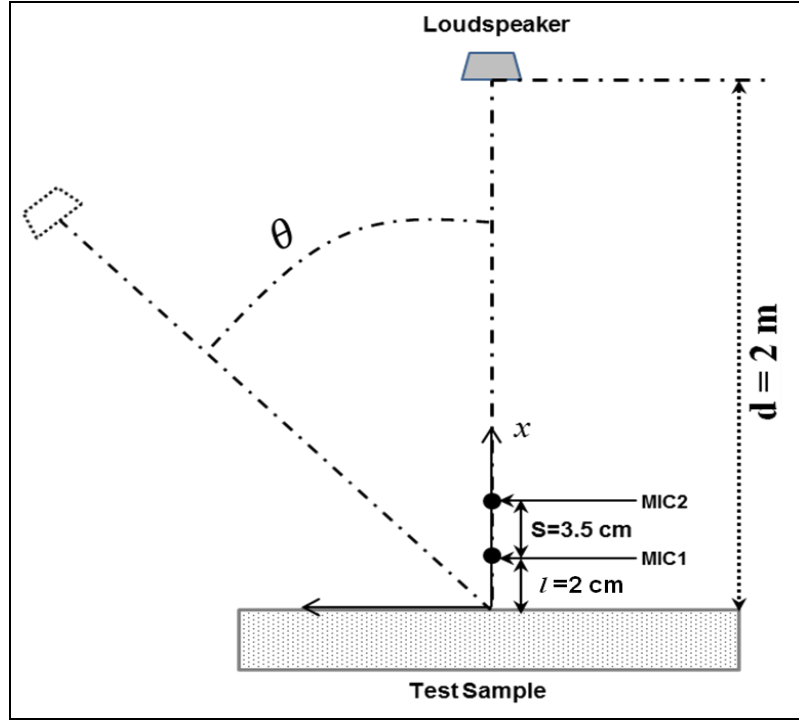


Fig. 4. Schematic of the experimental arrangement

If a plane wave is assumed to be incident upon a test sample, then for an incident angle  $\theta$  the superposition of the incident and reflected waves in the  $x$ -direction is:

$$p = A(e^{ikx \cos \theta} + R e^{-ikx \cos \theta}), \quad (3)$$

where  $R$  is the reflection coefficient;  $k$  is the acoustic wavenumber, and  $A$  is a complex amplitude constant (the sample is assumed to be at  $x = 0$ ). The dependence on  $y$ -coordinate is the same for incident and reflected waves. Therefore, it is not written down here for shortness.

The transfer function between the two microphones' positions is given by

$$H_{21} = \frac{e^{ikx_1 \cos \theta} + R e^{-ikx_1 \cos \theta}}{e^{ikx_2 \cos \theta} + R e^{-ikx_2 \cos \theta}}, \quad (4)$$

where  $x_1$  and  $x_2$  are the positions of the microphones shown in Fig. 4. A rearrangement of formula (4) leads directly to the expression for the reflection coefficient:

$$R = \frac{H_{21} - e^{-ikscos\theta}}{e^{ikscos\theta} - H_{21}} e^{2ik(l+s)\cos\theta}. \quad (5)$$

There are some restrictions on the microphone spacing [12]. The lower and upper frequency limits are given by

$$\frac{0.05c}{s} < f < \frac{0.45c}{s}, \quad (6)$$

where  $c$  is the sound velocity. In the present work, the testing frequency range is chosen to be between 500 Hz and 3000 Hz.

## 2. Results and Discussion

Measurements of sound reflection coefficients from different absorbing porous materials combined with matching metamaterial layers formed by the arrays of Brass tubes have been carried out at normal and oblique incidence. Four types of absorbing porous materials have been used in the absorbing material zone. Sponges with different densities: sponge1 (medium density), sponge2 (reflex medium), sponge3 (reflex firm), and fibreglass. Impedance measurements for absorbing porous materials have been carried out at normal incidence of sound using the above-mentioned Two Microphone Transfer Function Method. The normalized acoustic impedances of sponges and fibreglass (relative to the acoustic impedance of air  $Z_0$ ) calculated from the measured reflection coefficients are shown in Fig. 5 as functions of frequency.

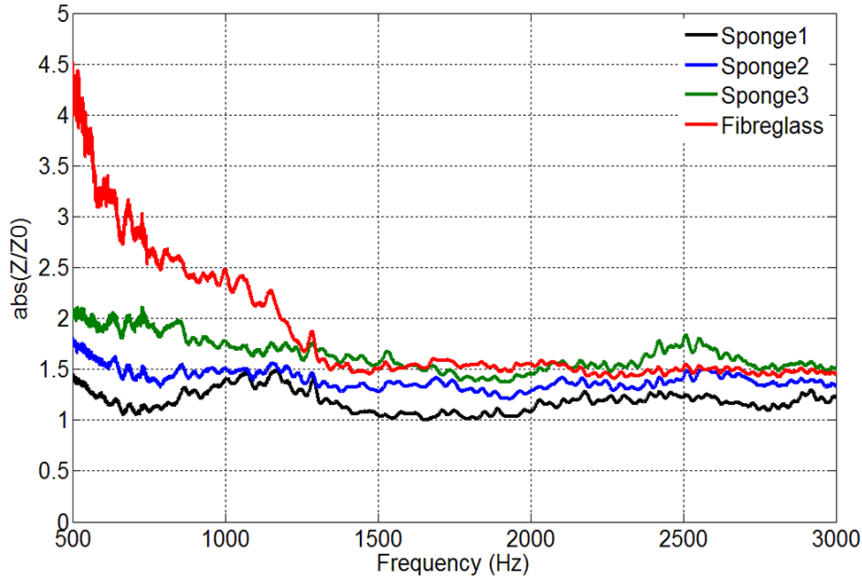


Fig. 5. Normalized acoustic impedances of sponges with different densities and of fibreglass calculated from the measured reflection coefficients

Different configurations of QFAA, containing 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders, with sponges of different densities backed the last row of metamaterial layer, and QFAA containing 10 rows with fibreglass inserted in the absorbing material zone have been investigated at normal and oblique incidence. Measurements of the reflection coefficients have been carried out using the Two Microphone Transfer Function Method. The incident angle  $\theta$  was varied from  $0^\circ$  (normal incidence) to  $45^\circ$  with a step of  $15^\circ$  (oblique incidence).



For normal incidence, the measurements of the reflection coefficients, at frequencies from 500 Hz to 3000 Hz, for the box with sponge1 (medium density) and for QFAA containing 6 to 9 rows of Brass cylinders with sponge1 backed the last row of metamaterial layer are shown in Fig. 6.

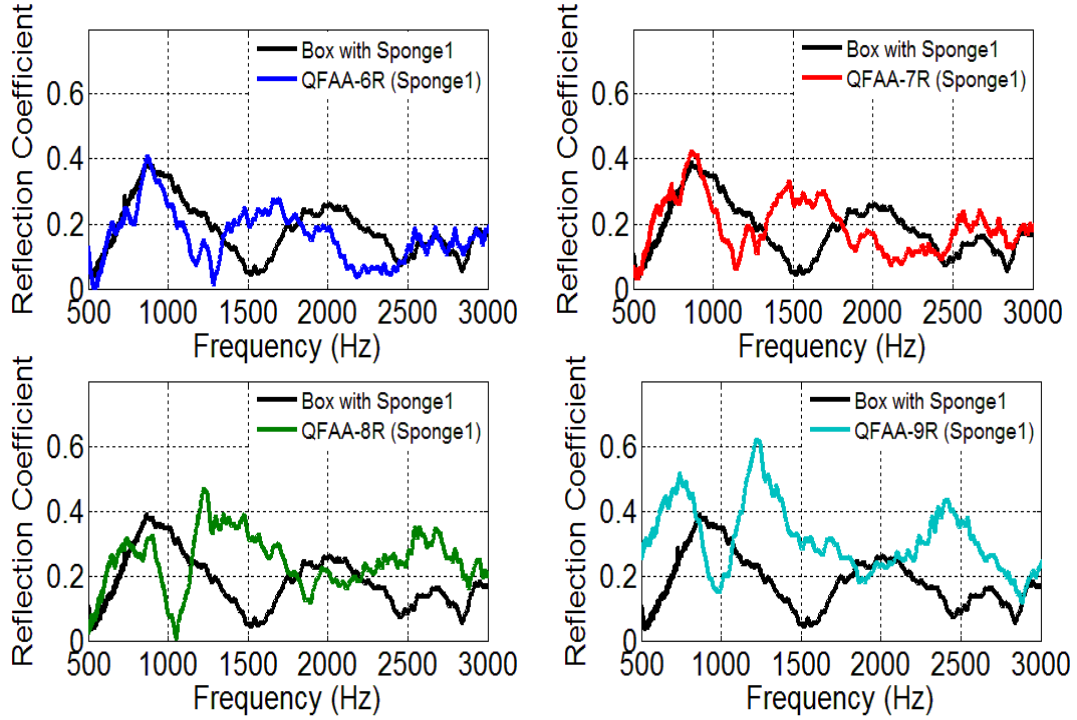


Fig. 6. Sound reflection coefficients measured at normal incidence for the box with sponge1 (medium density) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue lines respectively), with sponge1 inserted

The results show almost similar reflection coefficients (in comparison with the box with sponge1 only) for the QFAA containing 6, and 7 rows with sponge1 inserted, and the QFAA with 8 and 9 rows with sponge1 inserted shows similar and even higher reflection coefficients than the box with sponge1 alone at some frequency range. These observations show that in this case there is no impedance matching between the sponge1 (medium density) and the metamaterial layers containing all the above-mentioned numbers of rows (6, 7, 8 and 9). Indeed, the impedance of this sponge is already almost equal to the impedance of the air (see Fig. 5), and the addition of a metamaterial layer only makes things worse for all numbers of rows of cylinders (Fig. 2).

In order to study the influence of oblique incidence on the reflection coefficients from the QFAA containing 6, 7, 8 and 9 rows with sponge1 inserted, measurements of the reflection coefficients have been repeated for the angles of incidence  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  and  $45^\circ$ . The results are shown in Figs. 7, 8, and 9 respectively.

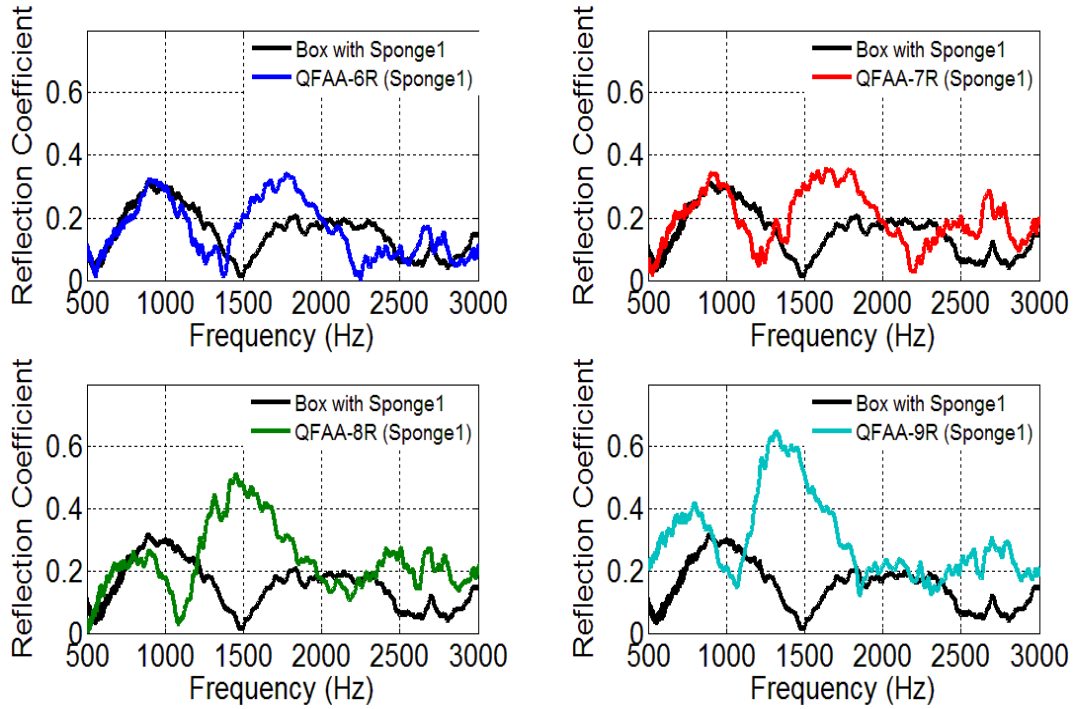


Fig. 7. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $15^\circ$  for the box with sponge1 (medium density) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge1 inserted

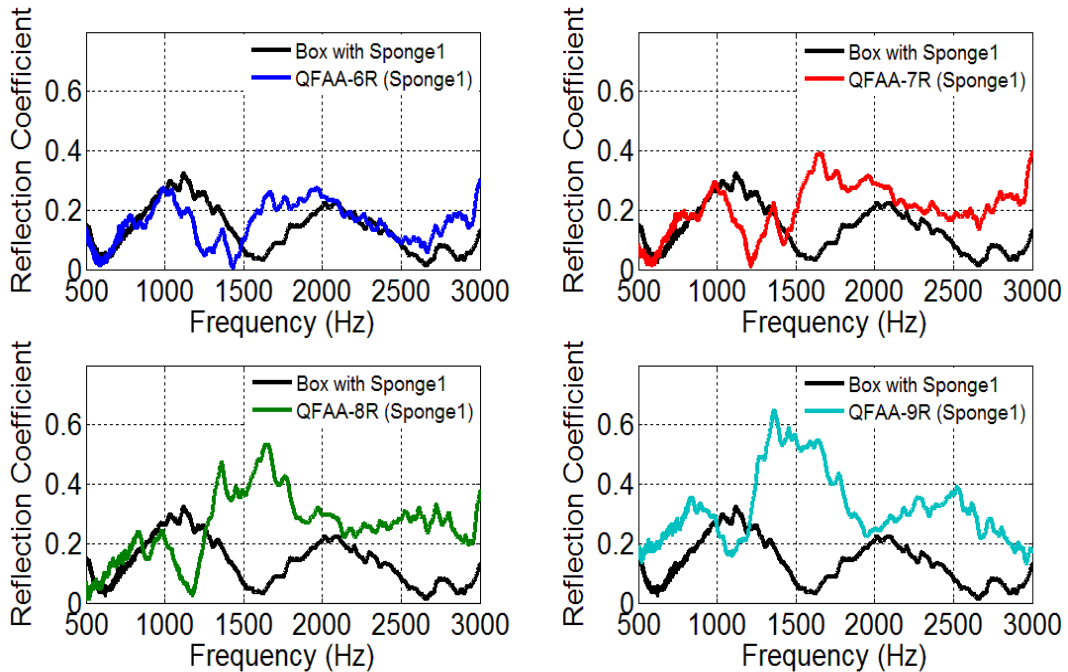


Fig. 8. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $30^\circ$  for the box with sponge1 (medium density) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge1 inserted

It can be seen that the reflection coefficients at oblique incidence from QFAA containing 6, 7, 8 and 9 rows with sponge1 inserted are still similar or higher than the reflection coefficients from the box with sponge1 alone. For the case of sponge2 (reflex medium) backed the last row of metamaterial layer of QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows, the measurements of the reflection coefficients have been carried out in the same way as above at normal incidence, and the angles of incidence  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  and  $45^\circ$ . The results, that are not shown here for shortness, demonstrate that the insertion of the sponge2 does not bring noticeable reductions in the reflection coefficients. This can be explained by the fact that acoustic properties of sponge2 are similar to those of sponge1 (see Fig. 5), and there is no impedance matching between the sponge2 (reflex medium) and the last rows of the metamaterial layer.

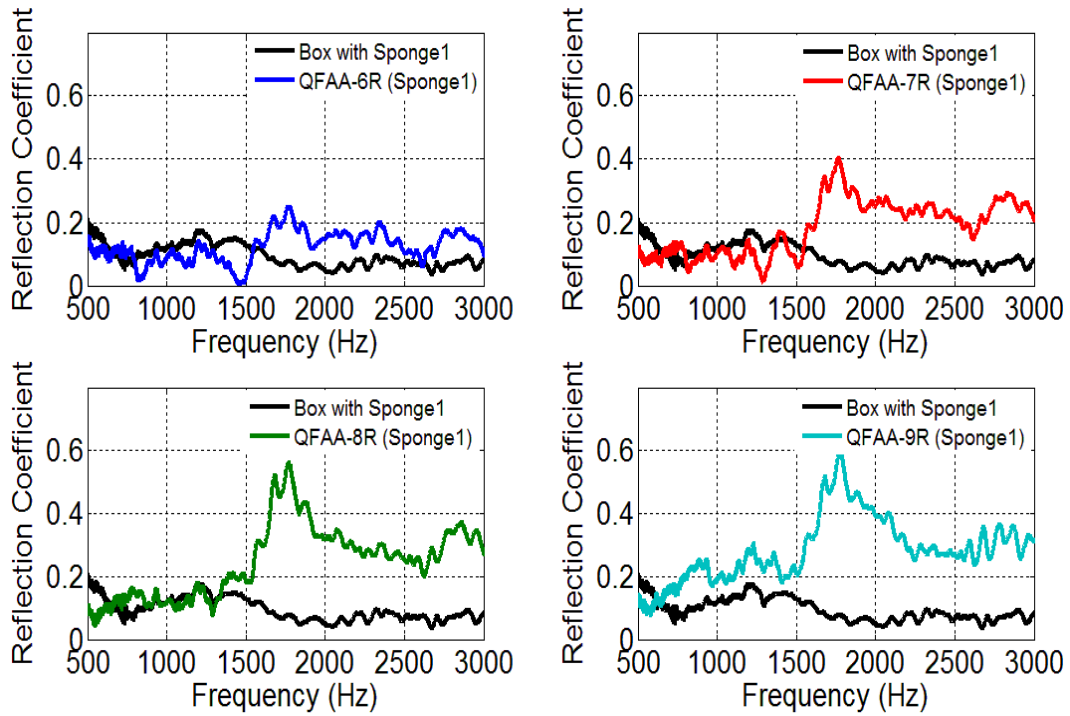


Fig. 9. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $45^\circ$  for the box with sponge1 (medium density) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge1 inserted

The same tests as above were repeated for sponge3 (reflex firm) as an absorbing porous material. Its acoustic impedance is greater than that for the sponge1 and sponge2, see Fig. 5, so that one would expect its better matching to the effective impedance at the last row of the metamaterial layer of QFAA with 7, 8 and 9 rows. The results of the measurements of the reflection coefficients at normal incidence for the box with inserted sponge3 and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows with sponge3 inserted are shown in Fig. 10. It can be seen that there is no significant difference among the measurement values of reflection coefficients from box with sponge3 inserted and QFAA with 6 rows with sponge3 inserted. However, the QFAA with 7, 8 and 9 rows with sponge3 inserted provides lower reflection coefficients than the box with sponge3 alone. This demonstrates the functionality of matching the impedances using metamaterial layers.

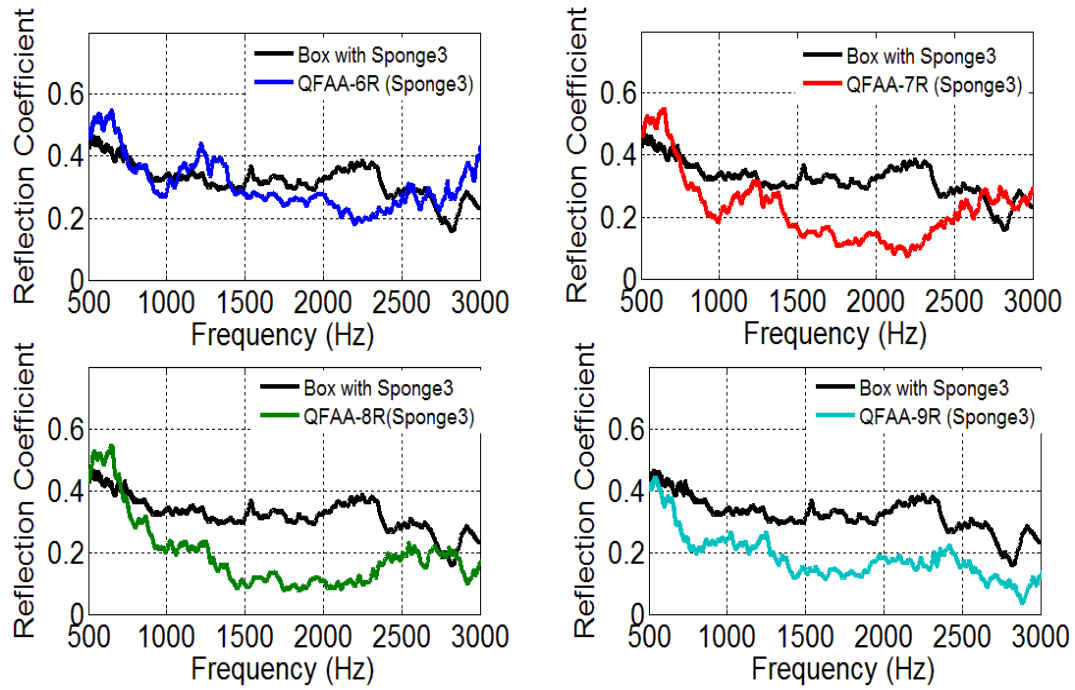


Fig. 10. Sound reflection coefficients measured at normal incidence for the box with sponge3 (reflex firm) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge3 inserted

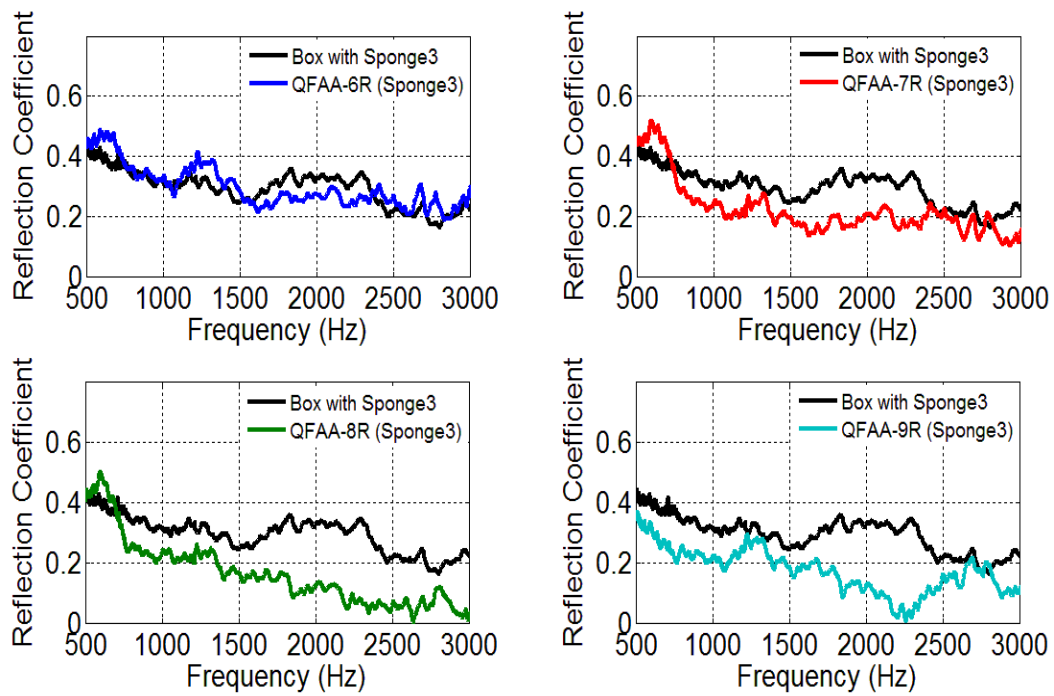


Fig. 11. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $15^\circ$  for the box with sponge3 (reflex firm) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge3 inserted

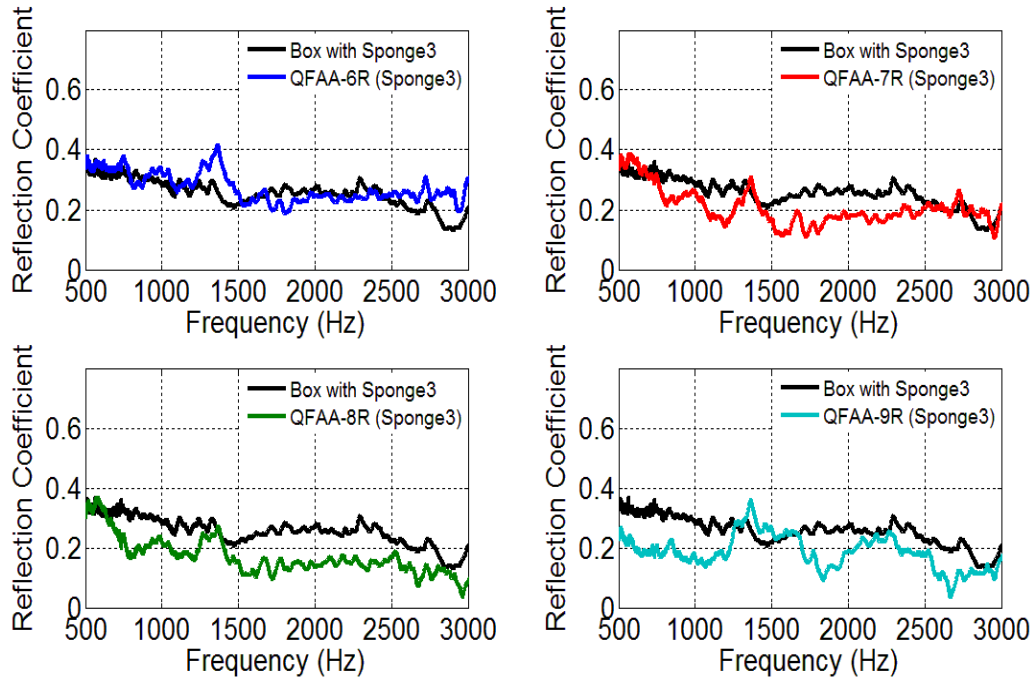


Fig. 12. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $30^\circ$  for the box with sponge3 (reflex firm) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge3 inserted

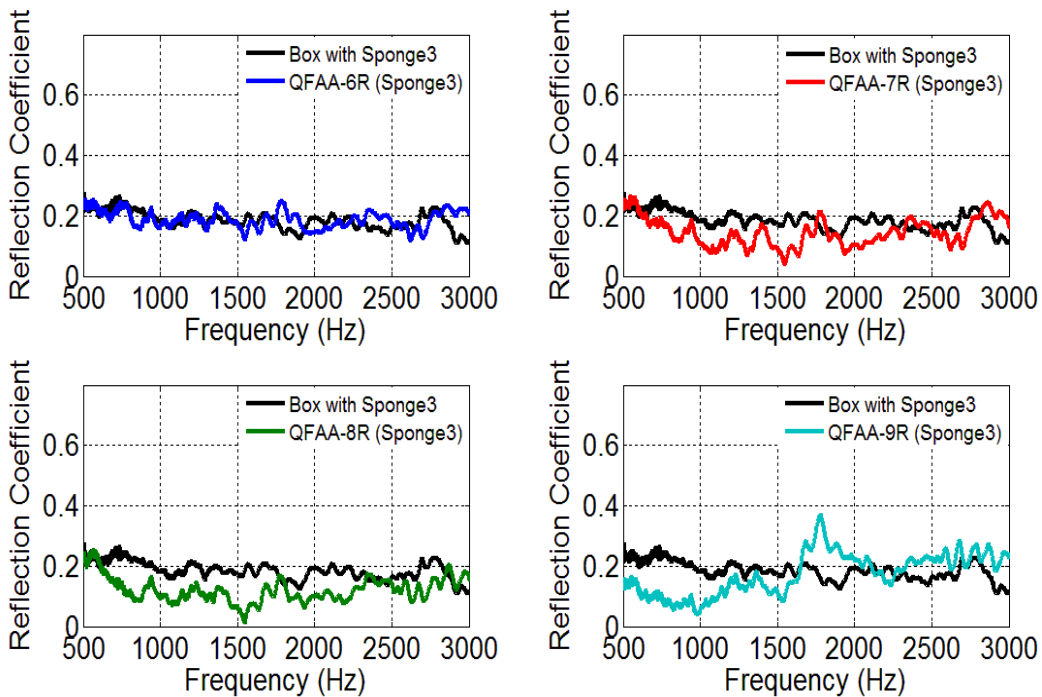
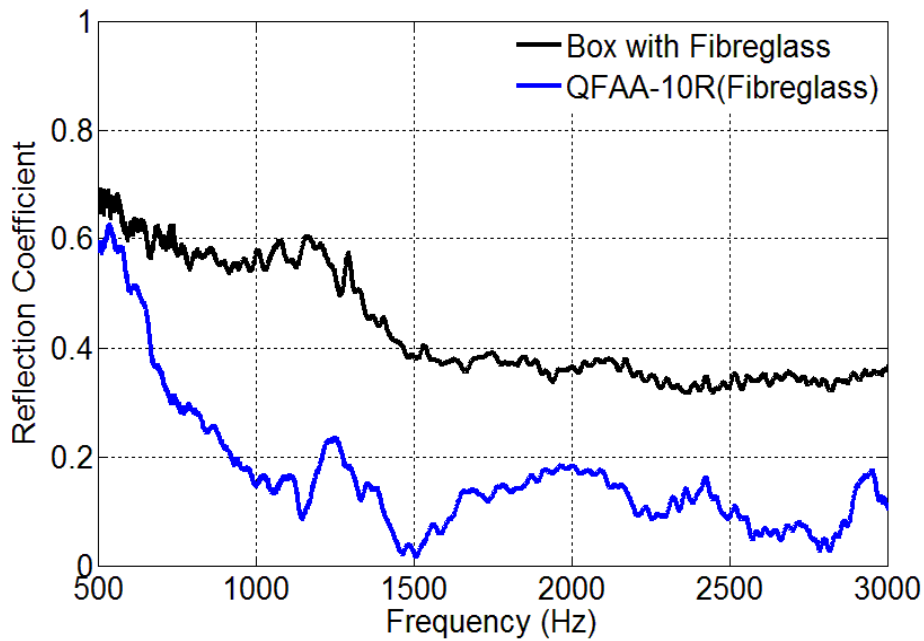


Fig. 13. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $45^\circ$  for the box with sponge3 (reflex firm) (black line) and for the QFAA with 6, 7, 8 and 9 rows of Brass cylinders (blue, red, green and light-blue line respectively), with sponge3 inserted

For the angles of incidence  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  and  $45^\circ$ , the measurements of the reflection coefficients for the box with sponge3 and for QFAA containing 6 to 9 rows of cylinders with sponge3 inserted, are shown in Figs. 11, 12 and 13 respectively. It can be seen from Figs. 11, 12 and 13 that at angles of incidence  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  and  $45^\circ$  the QFAA containing 6 rows with sponge3 inserted produces similar reflection coefficients that the box with sponge3 does. However, the QFAA containing 7, 8 and 9 rows produces lower reflection coefficients than the box with sponge3, and the values of reflection coefficients increase toward the values of reflection coefficients from the box with sponge3 inserted with the increase of the incident angle. As the angle of incidence increases, the role of QFAA (7, 8, and 9 rows, with sponge3) becomes less significant.

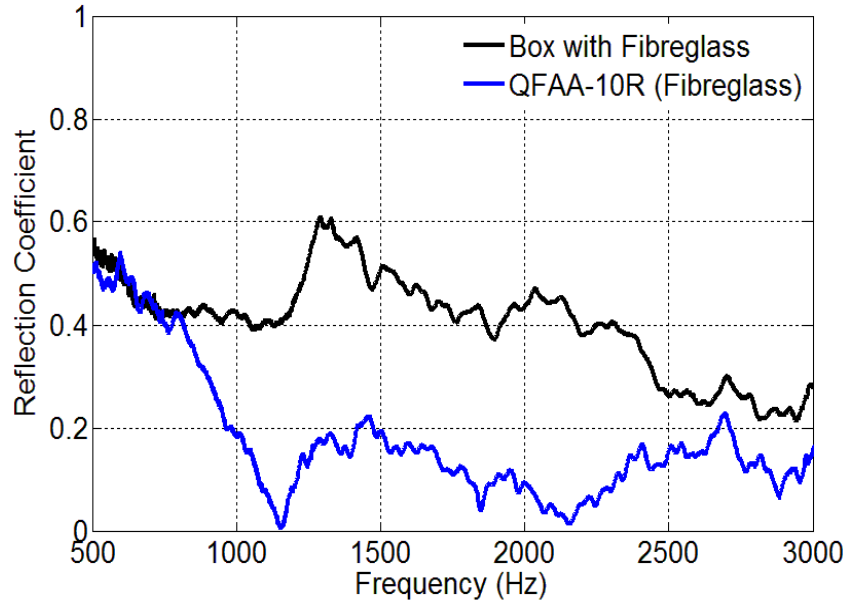


*Fig. 14.* Sound reflection coefficients measured at normal incidence for the box with fibreglass (black line) and for the QFAA with 10 rows of Brass cylinders (blue line), with fibreglass inserted

Let us now consider the effect of matching metamaterial layers on sound reflection from fibreglass as an absorbing material. A fibreglass as a porous absorbing material for QFAA has been earlier investigated at normal incidence [10, 11]. In what follows, the results of further experimental investigations of QFAA containing 10 rows and with fibreglass inserted are reported, both at normal incidence and at oblique incidence. The results for normal incidence are shown in Fig. 14, in comparison with the results for the box with fibreglass alone. It can be seen that at all frequencies the reflection coefficient for the box with fibreglass inserted is strongly reduced when the QFAA containing 10 rows with fibreglass inserted has been added.

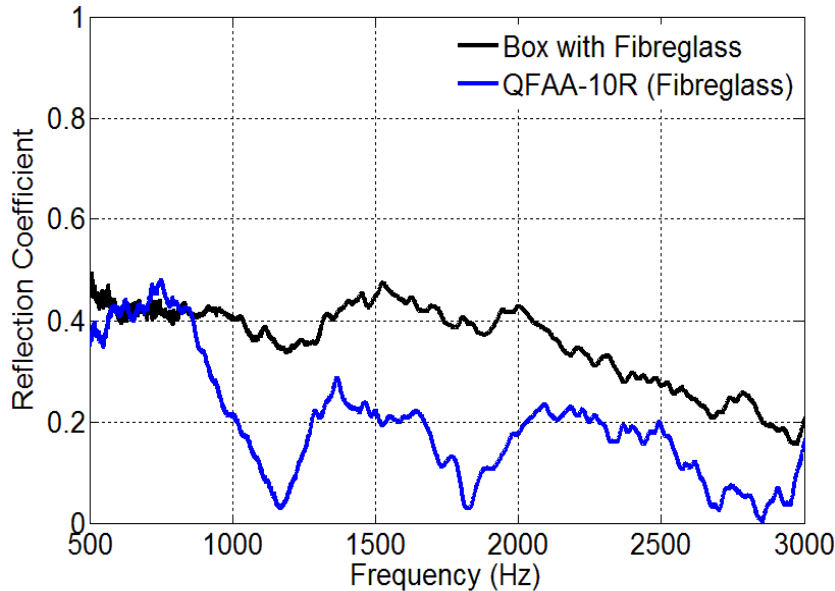
Measurement of the reflection coefficients at oblique incidence have been carried out for the QFAA containing 10 rows and with fibreglass inserted. The results for angles of incidence  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  and  $45^\circ$  are shown in Figs. 15, 16 and 17 respectively, in comparison with the results for the box with fibreglass alone. It can be seen that at all angles of incidence the QFAA containing 10 rows with fibreglass provides lower reflection coefficients than the box with fibreglass alone, but the effect of QFAA (10 rows with fibreglass inserted) becomes more complicated as the angle of incidence increases.





*Fig. 15.* Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $15^\circ$  for the box with fibreglass (black line) and for the QFAA with 10 rows of Brass cylinders (blue line), with fibreglass inserted

This behaviour can be related to the fact that the reflection coefficients in these cases depend not only on impedances of the absorbing materials and of the last row of a metamaterial layer, but on the angle of incidence of sound as well. Also, the effects of edge diffraction on the measurements of reflection coefficients at oblique incidence could have played a role.



*Fig. 16.* Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $30^\circ$  for the box with fibreglass (black line) and for the QFAA with 10 rows of Brass cylinders (blue line), with fibreglass inserted

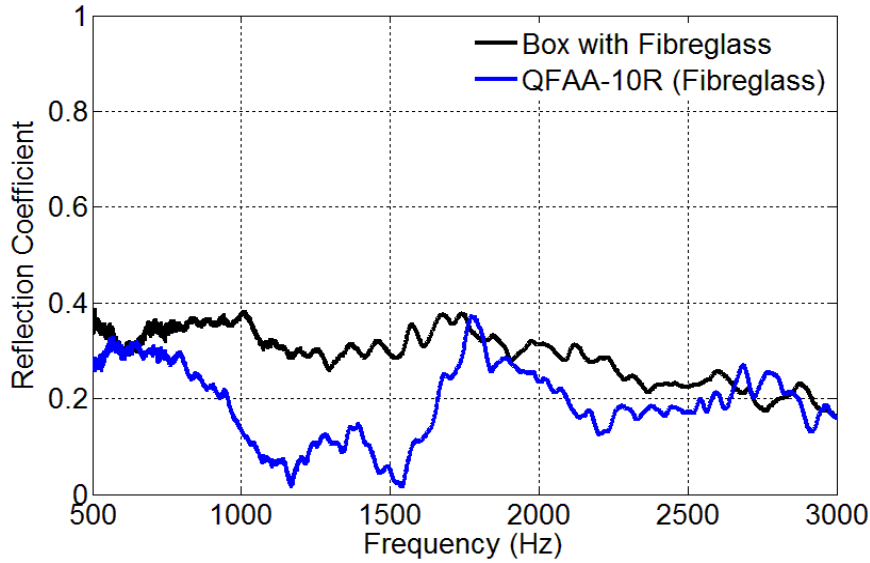


Fig. 17. Sound reflection coefficients measured at angle of incidence  $45^\circ$  for the box with fibreglass (black line) and for the QFAA with 10 rows of Brass cylinders (blue line), with fibreglass inserted

It can be seen from Figs. 14, 15, 16 and 17 that, for the QFAA with fibreglass as absorbing material, the presence of the impedance matching metamaterial layer reduces the acoustic reflection coefficients for all angles of incidence. This can be explained by the fact that fibreglass has higher values of the acoustic impedance in comparison with sponges. Therefore, using impedance matching metamaterial layers in this case brings more substantial benefits from the point of view of reduction of sound reflection.

### 3. Conclusions

A quasi-flat acoustic absorber (QFAA) enhanced by the presence of gradient index metamaterial layers has been designed, manufactured and tested. The impedance matching metamaterial layers were formed by rows of Brass cylinders of equal length and with diameters gradually increasing towards the internal row facing the absorbing layer.

It has been demonstrated experimentally that in the case of normal incidence of sound the values of sound reflection coefficient for the QFAA depend strongly on the impedance matching between the porous absorbing material (different types of sponge and fibreglass) and the exit of the gradient metamaterial layer. In particular, for certain numbers of rows of cylinders very low values of the reflection coefficient can be achieved. This can be explained by a nearly perfect impedance matching achieved in such cases.

In cases of oblique incidence of sound on the impedance matching metamaterial layers, the effects of metamaterial layers become more complicated. This behaviour can be attributed to the fact that the reflection coefficients in these cases depend not only on impedances of the absorbing materials and of the last row of a metamaterial layer, but on the angle of incidence of sound as well.

The obtained results show that, for the quasi-flat geometrical configuration considered in this work, the presence of the impedance matching metamaterial layers in front of porous absorbing materials with high values of acoustic impedance can bring substantial reductions in sound reflection coefficients in comparison with the case of sound reflection from the porous materials alone, which improves the efficiency of sound absorption.

## Acknowledgement

The research reported here has been supported by the EPSRC grant EP/K038214/1.

## References

1. Engheta, N., Ziolkowski, R.W., "Metamaterials: physics and engineering explorations", Wiley & Sons, Danvers, 2006 (Chapter 1).
2. Veselago, V.G., "The electrodynamics of substances with simultaneously negative values of  $\epsilon$  and  $\mu$ ", *Soviet Physics - Uspekhi*, vol. 10, pp. 509-514, 1968.
3. Shelby, R.A., Smith, D.R., Schultz, S., "Experimental verification of a negative index of refraction", *Science*, vol. 292, pp. 77-79, 2001.
4. Guenneau, S., Movchan, A., Anantha Ramakrishna, S., Pétursson, G., "Acoustic metamaterials for sound focusing and confinement", *New Journal of Physics*, vol. 9, 399 - 16 pp., 2007.
5. Malinovsky, V.S., Donskoy, D.M., "Electro-magnetically controlled acoustic metamaterials with adaptive properties", *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 132(4), Pt. 2, pp. 2866-2872, 2012.
6. Li, R., Zhu, X., Liang, B., Li, Y., Zou, X., Cheng, J., "A broadband acoustic omnidirectional absorber comprising positive index materials", *Applied Physics Letters*, vol. 99: 193507, 2011.
7. Climente, A., Torrent, D., Sanchez-Deseha, J., "Omnidirectional broadband acoustic absorber based on metamaterials", *Applied Physics Letters*, vol. 100: 144103, 2012.
8. Umnova, O., Zajamsek, B., "Omnidirectional graded index sound absorber", *Proceedings of the International Conference 'Acoustics 2012'*, Nantes, France, pp. 3631-3637, 2012.
9. Naify, C.J., Martin, T.P., Layman, C.N., Nicholas, M., Tangawng, A.L., Calvo, D.C., Orris, G.J., "Underwater acoustic omnidirectional absorber", *Applied Physics Letters*, vol. 104: 073505, 2014.
10. Azbaid El Ouahabi, A., Krylov, V.V., O'Boy, D.J., "Quasi-flat acoustic absorber enhanced by metamaterials", *Proceedings of Meetings on Acoustics*, vol. 22: 040002, 2014.
11. Azbaid El Ouahabi, A., Krylov, V.V., O'Boy, D.J., "Gradient metamaterial layers as impedance matching devices for efficient sound absorption", *Proceedings of the 10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 'EuroNoise 2015'*, Maastricht, The Netherlands, pp. 989-994, 2015.
12. ISO 10534-2: 1998, Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tube - Part 2: Transfer-function method. Brussels: International Organization for Standardization; 1998.

## Исследование шумовых характеристик планетарного миксера ВМ-10

Заплетников И.Н.<sup>1</sup>, Гордиенко А.В.<sup>2</sup>, Пильненко А.К.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Заведующий кафедрой оборудования пищевых производств,

<sup>2,3</sup> Доцент кафедры оборудования пищевых производств

<sup>1, 2, 3</sup> Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, ул. Щорса, 31

### Аннотация

Установлены шумовые характеристики (ШХ) планетарного миксера ВМ-10 в условиях эксплуатации в различных режимах. Выполнено сравнение ШХ машины с предельно допустимыми шумовыми характеристиками (ПДШХ) по характеристике А и в октавных полосах частот. Определены величины превышения ПДШХ. Проведена оценка влияния на ШХ машины ее составляющих элементов. Получена многофакторная модель взаимосвязи ШХ с технологическими факторами.

**Ключевые слова:** миксер, перемешивание, шумовая характеристика, уровень звуковой мощности.

### *Research noise characteristics of VM-10 planetary mixer*

Zapletnikov I.N.<sup>1</sup>, Gordienko A.V.<sup>2</sup>, Pilnenko A.K.

<sup>1</sup> Professor,

<sup>2</sup> Assistant professor,

<sup>3</sup> Assistant professor,

<sup>1, 2, 3</sup> Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

### Abstract

Set the noise characteristics (NC) of the planetary mixer VM-10 in operation in various modes. The comparison of NC machines with the maximum permissible noise characteristics (MPNC) characterization A and in octave bands. The values exceeding MPNC. The influence on the machine NC its constituent elements. Received multifactor model NC relationship with technological factors.

**Key words:** Mixer, mixing, noise performance, the sound power level.

### Введение

Среди многочисленных конструкций взбивальных и тестомесильных машин производства зарубежных фирм наибольшее распространение в странах СНГ получил планетарный миксер BEST MIX Sigma модели ВМ с рабочими камерами объемом от 5 до 80 л., выпускаемый серийно фирмой Sigma (Италия). Модели ВМ-5, ВМ-10 и ВМ-20 универсальные и предназначены для небольших предприятий общественного питания.

Как показали результаты предыдущих исследований ШХ взбивальных и тестомесильных машин [1] наиболее существенное влияние на них оказывают конструктивные факторы. На рынок миксеры BEST MIX Sigma поступают сертифицированными, в т.ч. по шумовым характеристикам. Вместе с тем установлено [2], что ШХ машин в процессе эксплуатации «деградируют» вплоть до «шумового

отказа», когда излучаемая машиной звуковая мощность превышает предельно допустимые шумовые характеристики (ПДШХ). Нарушение санитарно-гигиенических норм по шуму отрицательно сказывается на здоровье трудящихся предприятий питания, а при применении этих машин в быту и на здоровье не только взрослых, но и детей [3]. Следует отметить, что в нормативно-технической литературе сведения о ШХ миксеров отсутствуют, даже при работе без нагрузки.

Превышение машинами санитарно-гигиенических норм в процессе эксплуатации серийно выпускаемых и сертифицированных машин необходимо периодически контролировать. Санитарные службы городов и других местностей этой работой не занимаются.

Поэтому целью данной работы является установление ШХ миксера в различных режимах при работе с нагрузкой и без, установление влияния на ШХ машины ее отдельных составляющих, влияния вида продукта, скорости вращения взбивателя и различной емкости бачка. Сравнение ШХ машины с ПДШХ по характеристике А и в октавных полосах частот и определение величин превышения ПДШХ.

## 1. Методические предпосылки

Измерения проводились в лаборатории виброакустики кафедры оборудования пищевых производств ДонНУЭТ в реверберационной камере объемом 70 м<sup>3</sup> в соответствии со стандартами ГОСТ Р 51400-99 (ИСО 3743-1-94, 3743-2-94) и ГОСТ 31252-2004 (ИСО 3740:2000). Расхождение между внешним шумом и источником звука составило более 10 дБ (дБА) как в октавных полосах частот, так и по скорректированному по А уровню звука. Измерения уровней звукового давления (УЗД) проводилось аттестованным шумомером «Ассистент» (Россия) в октавных полосах частот и уровню звука. Микрофон устанавливался на измерительном расстоянии 1 м. УЗД пересчитывались на уровни звуковой мощности (УЗМ) по ГОСТ 30691-2001 (ИСО 4871-96).

В качестве исследуемого образца использовался планетарный миксер Sigma ВМ-10. Установленная мощность электродвигателя – 0,5 кВт, ток переменный, напряжением 380 В, масса – 55 кг, число оборотов рабочего органа – 40-160 мин<sup>-1</sup>, габариты – 480х610х720 мм, объем дежи - 10 л, диаметр дежи - 250х230 мм. Машина устанавливается на технологическом столе. В качестве обрабатываемого продукта использовалась модельная жидкость плотностью 1000 кг/м<sup>3</sup> и пресное тесто плотностью 1220 кг/м<sup>3</sup>. Модельная жидкость имитировала сливки. ШХ машины измерялись при заполнении бачка машины на 2 л и 3,8 л объема жидкости, что составило соответственно К=0,2 и К=0,38 объема бачка 10 л. Использовался венчик и спираль.

Расчет ПДШХ для планетарного миксера BEST MIX Sigma ВМ-10 производился в соответствии с межгосударственным стандартом ГОСТ 30530-97 «Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин» при работе с продуктом и приведены далее на графике (рис. 1).

Сравнение ШХ для планетарного миксера Sigma ВМ-10 с рассчитанными ПДШХ позволит установить направление совершенствования конструкции машины для повышения ее технического уровня.

## 2. Результаты экспериментальных исследований

На рисунке 1 приведены излучаемые уровни звуковой мощности миксера Sigma BM-10 при работе без нагрузки и с нагрузкой в октавных полосах частот.

Корректированный по А уровень звуковой мощности составляет: при работе без нагрузки – 74 дБА, при работе с нагрузкой – перемешивание теста – 81 дБА.

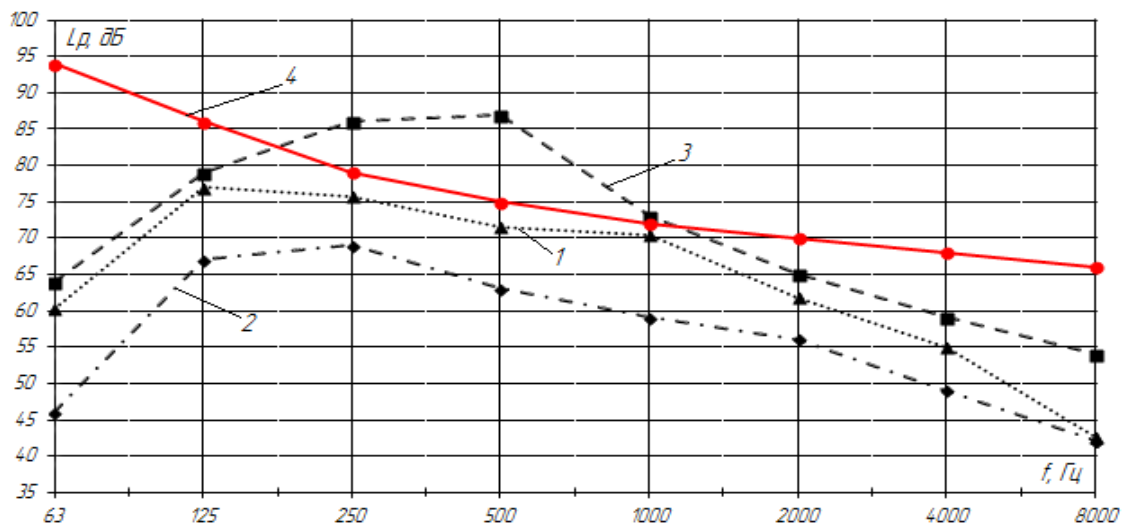


Рис. 1. Уровни звуковой мощности миксера Sigma BM-10: 1 – УЗМ без нагрузки; 2 – УЗМ при перемешивании модельной жидкости; 3 – УЗМ при перемешивании теста; 4 – ПДШХ

Уравнения регрессии УЗМ при перемешивании в октавных полосах частот в зависимости от частоты имеют вид:

- без нагрузки:  $L_{p1}=0,2172x^3-4,5449x^2+22,412x+44,086$ ;  $R^2=0,9561$ . (1)

- с нагрузкой при перемешивании теста:  
 $L_{p2}=0,553x^3-9,1861x^2+41,023x+30,929$ ;  $R^2=0,9767$ . (2)

- с нагрузкой при взбивании модельной жидкости:  
 $L_{p3}=0,4167x^3-7,131x^2+33,095x+21,786$ ;  $R^2=0,9227$ . (3)

Анализ ШХ машины в октавных полосах частот показал, что превышение ПДШХ наблюдается только при перемешивании теста на частотах 250 Гц – на 7 дБ, 500 Гц – на 12 дБ, 1000 Гц – на 1 дБ, а также по А на 4 дБА,  $L_{pA}=81$  дБА.

На остальных частотах и режимах работы превышение ПДШХ не обнаружено. Сравнение ШХ миксера Sigma BM-10 с нагрузкой и без нее показало, что при работе без нагрузки уровень шума ниже, чем под нагрузкой при перемешивании теста во всем диапазоне частот: на низких частотах – на 10 дБ, на средних частотах – на 15 дБ, на высоких частотах – на 11 дБ и по  $L_{pA}$  – на 7 дБА. И наоборот выше, при обработке модельной жидкости, также во всем диапазоне частот: на низких частотах – на 14 дБ, на средних частотах – на 11 дБ, на высоких частотах – на 6 дБ и по  $L_{pA}$  – на 8 дБА.

Для оценки влияния составных частей конструкции машины на ШХ использован метод отсоединения отдельных элементов. Микрофон находился в тех же точках измерительной поверхности, что и при измерении ШХ всей машины. Результаты измерений приведены в таблице 1.



Таблица 1

Уровни звуковой мощности элементов ВМ-10

| Условия измерений                | Уровни звуковой мощности, дБ, в октавных полосах частот, Гц |      |      |      |      |      |      |      | Корректированный по А УЗМ, дБА |
|----------------------------------|-------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|--------------------------------|
|                                  | 63                                                          | 125  | 250  | 500  | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |                                |
| Машина в сборе                   | 55,9                                                        | 74,8 | 74,5 | 72,0 | 69,3 | 61,1 | 51,9 | 42,0 | 73,4                           |
| Без Венчика                      | 55,2                                                        | 75,7 | 77,5 | 71,5 | 70,8 | 61,9 | 50,5 | 41,2 | 74,5                           |
| Без Бака                         | 54,2                                                        | 75,4 | 75,5 | 73,4 | 69,7 | 62,7 | 52,9 | 45,5 | 74,4                           |
| Без сетки                        | 55,0                                                        | 75,7 | 77,5 | 73,1 | 70,1 | 62,2 | 52,0 | 41,9 | 74,8                           |
| Без лицевой защиты, но с крышкой | 54,4                                                        | 78,3 | 78,3 | 71,3 | 69,3 | 62,1 | 51,5 | 41,7 | 74,3                           |
| Без крышки, но лицевой защитой   | 55,4                                                        | 76,3 | 81,2 | 71,5 | 71,5 | 63,9 | 54,1 | 43,1 | 76,1                           |
| Без крышки и лицевой защиты      | 53,7                                                        | 78,1 | 82,4 | 71,7 | 70,8 | 62,5 | 53,2 | 42,4 | 76,5                           |
| Электродвигатель                 | 40,4                                                        | 41,1 | 53,6 | 50,0 | 47,8 | 47,3 | 40,4 | 39,6 | 53,6                           |
| ПДШХ                             | 94                                                          | 86   | 79   | 75   | 72   | 70   | 68   | 66   | 77                             |

Анализ результатов этих исследований показал, что наличие венчика ухудшает ШХ машины на 1-2 дБ на частотах 63, 500, 4000 и 8000 Гц, и наоборот улучшает ШХ на 1-3 дБ на частотах 125, 250, 1000 и 2000 Гц.

Наличие бака оказывает незначительное влияние на ШХ машины в октавных полосах частот, в пределах 1-2 дБ.

Наличие сетки в машине также незначительно влияет на ШХ машины, хотя наблюдается и ухудшение ШХ на 3 дБ на частоте 250 Гц.

Крышка и лицевая защита оказывают существенное влияние на ШХ машины. Так их отсутствие вызывает ухудшение ШХ машины практически на всех частотах на 1-8 дБ. А на частоте 250 Гц имеет место превышение ПДШХ на 3 дБ.

Для снижения влияния конструкции крышки на ШХ машины целесообразно увеличить жесткость крышки путем ее оребрения или покрыть внутреннюю поверхность крышки упруговязкими мастиками.

Наиболее значительный вклад в ШХ машины оказывает ШХ электродвигателя.

### 3. Моделирование результатов исследования

С целью получения информации о влиянии ряда производственных факторов на ШХ миксера ВМ-10 и получения многофакторных моделей этих процессов проведен активный эксперимент по методу Бокса-Уилсона вида  $2^3$  [4]. В качестве целевой функции принимались значения ШХ в виде УЗМ в октавных полосах частот и по характеристике А. Независимыми переменными факторами были приняты: объем продукта, плотность продукта и частота вращения рабочего органа. Уровни и интервалы варьирования приведены в таблице 2. Матрица планирования эксперимента и значения функции отклика в октавных полосах частот и по характеристике А приведены в таблице 3. В результате соответствующей обработки полученных данных [4] получены значимые адекватные регрессионные модели в кодированных переменных.

Таблица 2

Уровни и интервалы варьирования факторов

| Уровни                |            | Факторы                                             |                                              |                                                               |
|-----------------------|------------|-----------------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
|                       |            | Объём продукта,<br>$X_1 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ | Плотность продукта,<br>$X_2, \text{ кг/м}^3$ | Частота вращения<br>рабочего<br>органа, $X_3, \text{ с}^{-1}$ |
| Основной              | 0          | 2,9                                                 | 1110                                         | 1,495                                                         |
| Верхний               | +1         | 3,8                                                 | 1220                                         | 2,33                                                          |
| Нижний                | -1         | 2                                                   | 1000                                         | 0,66                                                          |
| Интервал варьирования | $\Delta i$ | 0,9                                                 | 110                                          | 0,835                                                         |

Таблица 3

Матрица планирования эксперимента

| Номер<br>опыта | Матрица планирования |       |       |           |           |           |               | Рабочая матрица        |                               |                             | Среднее,<br>$Y_{\text{ЛБА}}$ |
|----------------|----------------------|-------|-------|-----------|-----------|-----------|---------------|------------------------|-------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
|                | $x_1$                | $x_2$ | $x_3$ | $x_1 x_2$ | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2 x_3$ | Объём,<br>$\text{м}^3$ | Плотность,<br>$\text{кг/м}^3$ | Частота,<br>$\text{с}^{-1}$ |                              |
| 1              | -                    | -     | -     | +         | +         | +         | -             | 2                      | 1000                          | 0,66                        | 66                           |
| 2              | -                    | -     | +     | +         | -         | -         | +             | 2                      | 1000                          | 2,33                        | 72                           |
| 3              | +                    | -     | +     | -         | +         | -         | -             | 3,8                    | 1000                          | 2,33                        | 73                           |
| 4              | +                    | -     | -     | -         | -         | +         | +             | 3,8                    | 1000                          | 0,66                        | 65                           |
| 5              | -                    | +     | -     | -         | +         | -         | +             | 2                      | 1220                          | 0,66                        | 68                           |
| 6              | -                    | +     | +     | -         | -         | +         | -             | 2                      | 1220                          | 2,33                        | 81                           |
| 7              | +                    | +     | -     | 1         | -1        | -1        | -1            | 3,8                    | 1220                          | 0,66                        | 68                           |
| 8              | +                    | +     | +     | 1         | 1         | 1         | 1             | 3,8                    | 1220                          | 2,33                        | 81                           |

Уравнение адекватной математической модели УЗМ машины в кодированных переменных с учетом парных взаимодействий имеет вид:

$$Y_{\text{ЛБА}}(x_1, x_2, x_3) = 71,6 - 0,0083 \cdot x_1 + 2,79 \cdot x_2 + 4,9 \cdot x_3 - 0,09 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,24 \cdot x_1 x_3 + 1,39 \cdot x_2 x_3 \quad (4)$$

После исключения незначимых коэффициентов в модели исследуемого процесса получено многофакторное регрессионное уравнение зависимости ШХ от переменных факторов в кодированных (5) и натуральных переменных (6) по скорректированному уровню звуковой мощности

$$Y_{\text{ЛБА}}(x_1, x_2, x_3) = 71,6 + 2,79 \cdot x_2 + 4,9 \cdot x_3 + 1,39 \cdot x_2 x_3 \quad (5)$$

$$L_{\text{рЛБА}}(\rho, n) = 59,786 + 0,0027 \cdot \rho - 10,93 \cdot n + 0,015 \cdot \rho \cdot n \quad (6)$$

Полученное соотношение показывает взаимосвязь шумовой характеристики машины ВМ-10 с такими факторами, как плотность продукта и частота вращения рабочего органа. С увеличением значений этих факторов ШХ ВМ-10 возрастает. Наибольшее влияние оказывает частота вращения и парное взаимодействие плотности продукта и частоты вращения. Наименьшее влияние на ШХ оказывает объем

перемешиваемого продукта, и что особенно интересно, парное взаимодействие частоты вращения и объема продукта оказалось не значимым. Объяснение данного явления следует искать, видимо, в малом интервале варьирования объема. Малый интервал варьирования ограничен технологическими и конструктивными параметрами машины.

Максимальное значение УЗМ наблюдается при объеме продукта  $3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , плотности продукта  $1000 \text{ кг/м}^3$  и частоты вращения  $2,33 \text{ с}^{-1}$  и равно 81 дБА.

Графическая интерпретация уравнений представлена на рисунках 2-3.

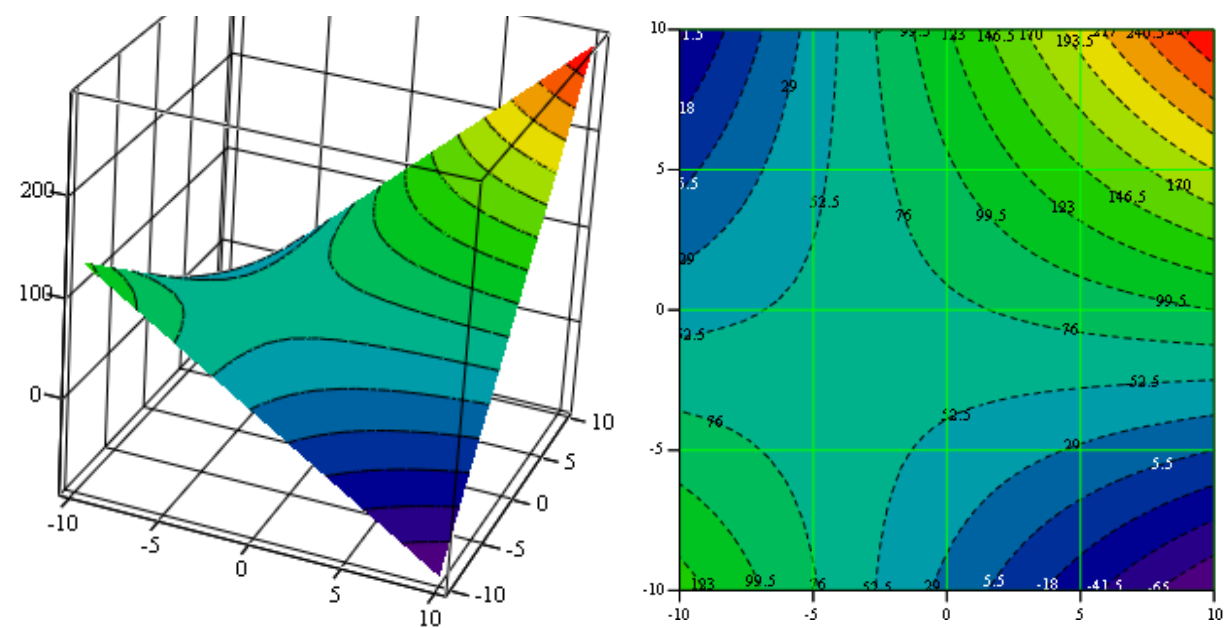


Рис. 2. График поверхности и линий уровня уравнений в кодированных переменных

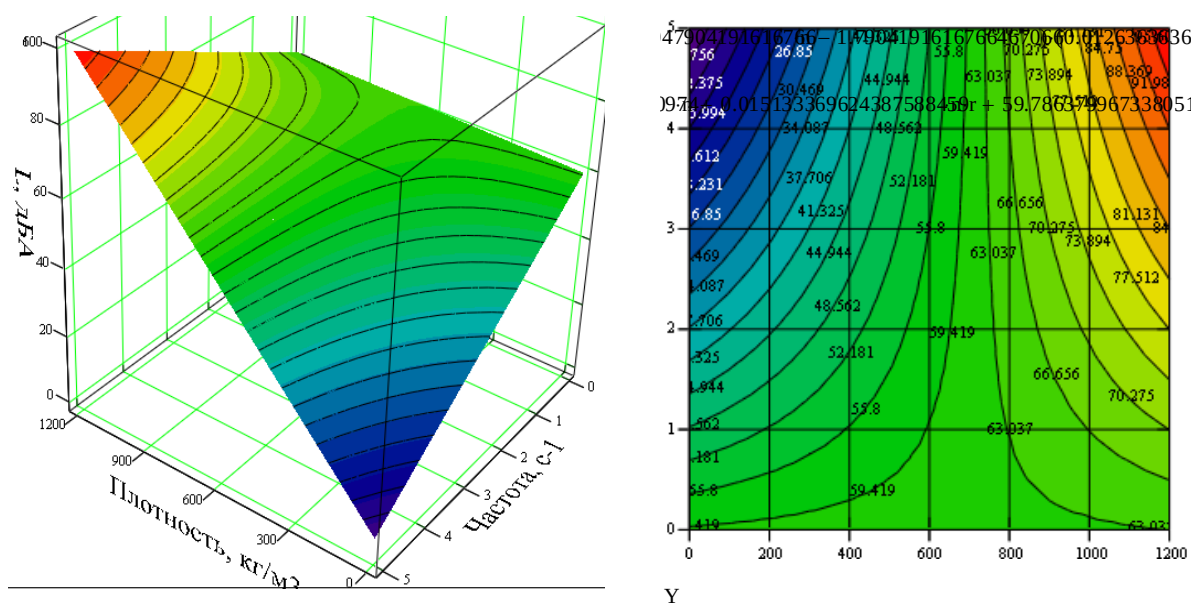


Рис. 3. График поверхности и линий уровня уравнений в натуральных переменных

### **Заключение**

Проведенные исследования показали, что излучаемые уровни звуковой мощности миксера Sigma BM-10 итальянского производства в условиях эксплуатации при работе без нагрузки не превышает ПДШХ, однако выше значений ШХ при обработке модельной жидкости во всем диапазоне частот на 6-14 дБ. При обработке теста наблюдаются наивысшие значения ШХ машины также во всем диапазоне частот, а на частотах 250, 500 и 1000 Гц имеет место превышение ПДШХ на 7, 12 и 1 дБ соответственно.

Методом разделения машины на составные части установлено, что вибрация крышки ухудшает ШХ машины. Следует увеличить жёсткость ее конструкции или покрыть внутреннюю поверхность крышки вибропоглощающими материалами, допустимыми для контакта с пищевыми продуктами. Основным источником шума в машине является электродвигатель.

По результатам факторного эксперимента вида  $2^3$  установлено, что возрастание УЗМ связано с обработкой продукта с более высокой плотностью, а также с увеличением частоты вращения рабочего органа. Это явление сказывается, прежде всего, на низких частотах. Ухудшаются ШХ машины при увеличении объема продукта.

Дальнейшие исследования предусматривают апробацию методов улучшения ШХ миксера BM-10.

### **Список литературы**

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2015. – 542 с.
2. Иванов Н.И., Заплетников И.Н., Шубин А.А. Закономерность изменения уровня излучаемой звуковой мощности механизмов при их безотказной работе. Диплом № 455 на открытие, РФ, РАЕН, от 25.11.2013 г.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – 3-е изд. Переаб. – М.: Лотос, 2013. – 432 с.
4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976.

## Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов

Иванов Н.И.<sup>1</sup>, Шашурин А.Е.<sup>2</sup>, Бойко Ю.С.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности»,

<sup>2</sup> К.т.н., доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»,

<sup>3</sup> Аспирант кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»,

<sup>1, 2, 3</sup> «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», РФ, г. Санкт-Петербург, ул. 1 –я Красноармейская, д. 1

### Аннотация

Показан механизм уменьшения шума звукоизолирующей преградой – шумозащитным экраном, проанализированы материалы, используемые для их изготовления. Показано влияние материалов на конструкцию шумозащитного экрана и на его звукоизолирующие и звукопоглощающие свойства. Даны данные расчетов в сравнении с экспериментальными данными. Показано, что использование звукопоглощающих материалов в конструкции экрана позволяет увеличить его эффективность на 2–7 дБ в средне-высокочастотном диапазоне.

**Ключевые слова:** шумозащитный экран, звукопоглощение, звукоизоляция, эффективность.

### *Influence of the material on the acoustic efficiency of the noise barriers*

Ivanov N.I.<sup>1</sup>, Shashurin A.E.<sup>2</sup>, Boiko I.S.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department "Ecology and Life Safety"

<sup>2</sup> Ph.D. of Engineering Science, Lecturer of Department "Ecology and Life Safety"

<sup>3</sup> Ph.D. Student of Department "Ecology and Life Safety"

<sup>1, 2, 3</sup> Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, St.-Petersburg, Russia

### Abstract

The mechanism of noise reduction using the soundproof barrier - soundproof screen is shown, materials used for their manufacture are analyzed. Influence of the materials on the noise screen structure and its sound insulating and sound absorbing properties is shown. Calculations data in comparison with experimental data is given. It is shown that using sound-absorbing materials in the screen structure allows increasing the efficiency by 2 to 7 dB in the medium frequency ranges.

**Key words:** noise barrier, noise insulation, soundproofing, efficiency.

### Введение

Шумозащитные экраны наиболее эффективная и универсальная конструкция, устанавливаемая для снижения шума на пути от источника шума до защищаемого объекта. Экран работает по принципу отражения звука, но на свободных ребрах звук дифрагирует и проникает за экран. За экраном образуется звуковая тень, в которую стремятся разместить защищаемый объект. При установке экрана характерны следующие процессы (рис. 1):

- отражение падающего на экран звука;

- дифрагирование звука на свободном (на рисунке верхнем) ребре экрана;
- частичное прохождение звука через экран вследствие его недостаточной звукоизоляции.

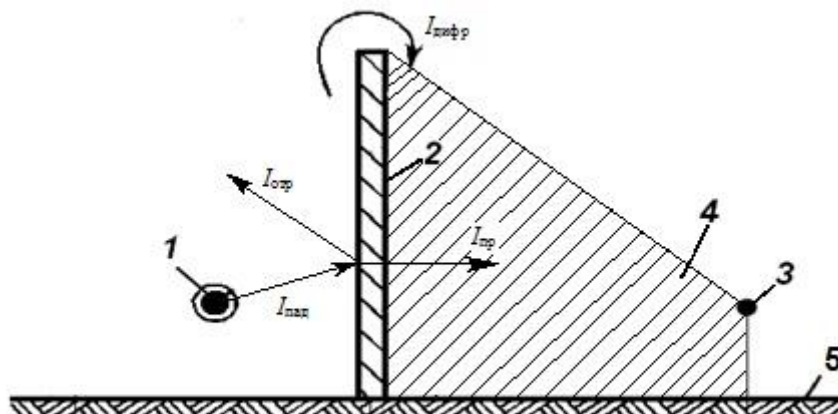


Рис. 1. Схема шумозащитного экрана: 1 – источник шума (ИШ); 2 – шумозащитный экран; 3 – расчетная точка; 4 – звуковая (акустическая) тень за экраном; 5 – опорная поверхность на схеме:  $I_{\text{пад}}$  – интенсивность падающего на экран звука,  $I_{\text{отр}}$  – интенсивность отраженного звука,  $I_{\text{пр}}$  – прошедшего через экран,  $I_{\text{дифр}}$  – интенсивность звука, дифрагирующего через свободное ребро экрана

Дифракция тем меньше, а, следовательно, эффективность экрана тем выше, чем больше высота экрана и ближе расположение ИШ и РТ к экрану. Помимо этого на эффективность экрана влияют его звукопоглощающие и звукоизолирующие свойства, которые определяются материалом, из которого изготавливается экран.

Конструктивно экран изготавливается из ряда стоек, между которыми располагаются панели экрана. По составу материала в панелях экраны могут быть:

- отражающими (бетон, кирпич, стекло, прозрачные пластики);
- отражающе-поглощающими (щепобетон, звукопоглощающие материалы (далее – ЗПМ) в составных панелях).

Составная панель состоит из трех элементов: сплошной слой (алюминий, импрегнированная древесина, оцинкованная сталь и др.), слой ЗПМ (поропласт, минеральная вата, пенополистирол и др.) и перфорированный лист или звукопрозрачная сетка.

Рассмотрим влияние материалов на акустическую эффективность экрана.

## 2. Звукопоглощение

Отражающе-поглощающие экраны более эффективны, чем отражающие. Значение дополнительного снижения звука может быть приближенно определено по формуле

$$\Delta L_{\text{пол}} = 10 \lg(1 - \alpha_{\text{экр}}), \text{ дБ} \quad (1)$$

где  $\alpha_{\text{экр}}$  – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения экрана ( $\alpha_{\text{экр}} \leq 0,8$ ).

Теоретические значения дополнительного снижения уровней звукового давления ЗПМ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Вычисленные значения  $10\lg(1-\alpha_{\text{экр}})$

| Коэффициент звукопоглощения $\alpha_{\text{экр}}$ | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
|---------------------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $10\lg(1-\alpha_{\text{экр}})$                    | 1   | 1,5 | 2,2 | 3,0 | 4,0 | 5,2 | 7,0 |

Значения  $\alpha_{\text{экр}}$  следует брать из данных экспериментов в натурных условиях, т.к. данные, полученные для панелей в реверберационных камерах, заметно отличаются (разница 0,1–0,3) от данных, полученных в натурных условиях (таблица 2).

Таблица 2

Экспериментальные значения  $\alpha_{\text{экр}}$

| Проведенные эксперименты  | Значения $\alpha_{\text{экр}}$ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц |     |     |     |      |      |      |      |
|---------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
|                           | 63                                                                                       | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| В реверберационной камере | 0,3                                                                                      | 0,5 | 0,8 | 0,9 | 1,0  | 1,0  | 0,8  | 0,7  |
| В натурных условиях       | 0,2                                                                                      | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7  | 0,7  | 0,6  | 0,6  |

Для комбинированных экранов, в которых используются поглощающие и отражающие, например, звукопрозрачные панели, значение коэффициента звукопоглощения экрана определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{экр}}^{\text{комб}} = \frac{\alpha_{\text{погл}} S_{\text{погл}} + \alpha_{\text{отр}} S_{\text{отр}}}{S_{\text{погл}} + S_{\text{отр}}}, \text{ дБ} \quad (2)$$

где  $\alpha_{\text{погл}}$  – коэффициенты звукопоглощения поглощающих панелей общей площадью  $S_{\text{погл}}$ , м<sup>2</sup>;  $\alpha_{\text{отр}}$  – коэффициенты отражающих панелей ( $\alpha_{\text{отр}}=0,01$  для всех частот) общей площадью  $S_{\text{отр}}$ , м<sup>2</sup>.

На специальном полигоне были выполнены сравнительные испытания шумозащитных экранов, изготовленных из алюминия и импрегнированной древесины.

Для понимания роли звукопоглощения выполнялись по две серии экспериментов. Источник шума располагался со стороны перфорированной части и со стороны отражающего слоя. Эксперименты выполнялись при изменении высоты экрана от 1 до 6 м.

На рисунке 2 показаны сравнительные характеристики отражающего и отражающе-поглощающего экранов.

Из рисунка 2 видно, что применением звукопоглощающего материала эффективность экрана увеличена: на 2–5 дБ в низко-среднечастотном диапазоне (36–500 Гц) и на 5–8 дБ в высокочастотном диапазоне (1000–8000 Гц). Снижение уровня звука может достигать 3–4 дБА.



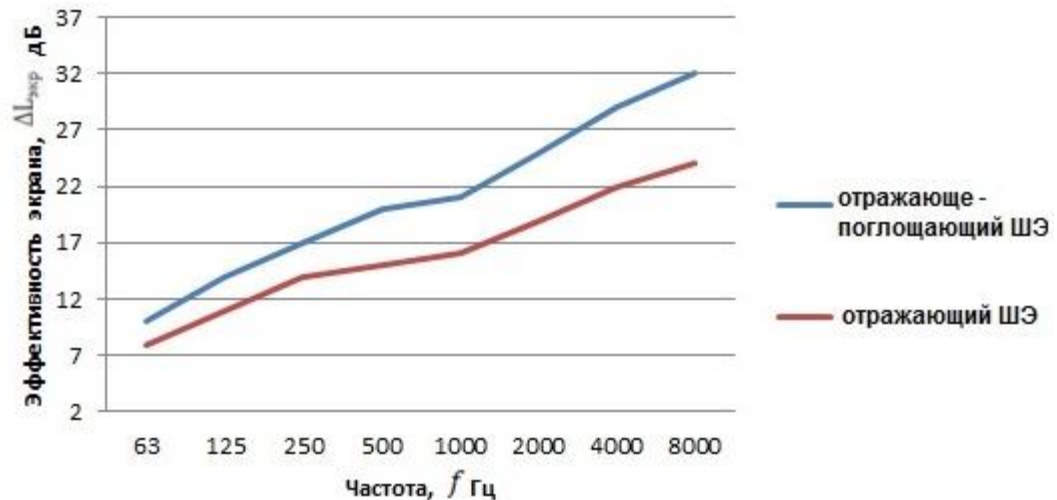


Рис. 2. Акустическая эффективность экрана высотой 6 м

На рисунок 3 приведена сравнительная акустическая эффективность дБА экранов, изготовленных из различных материалов. Отметим, что эффективность деревянных экранов в среднем на 2 дБА выше, чем металлических. При этом разница тем заметнее, чем больше эквивалентная площадь звукопоглощения (произведение коэффициента звукопоглощения на площадь экрана).

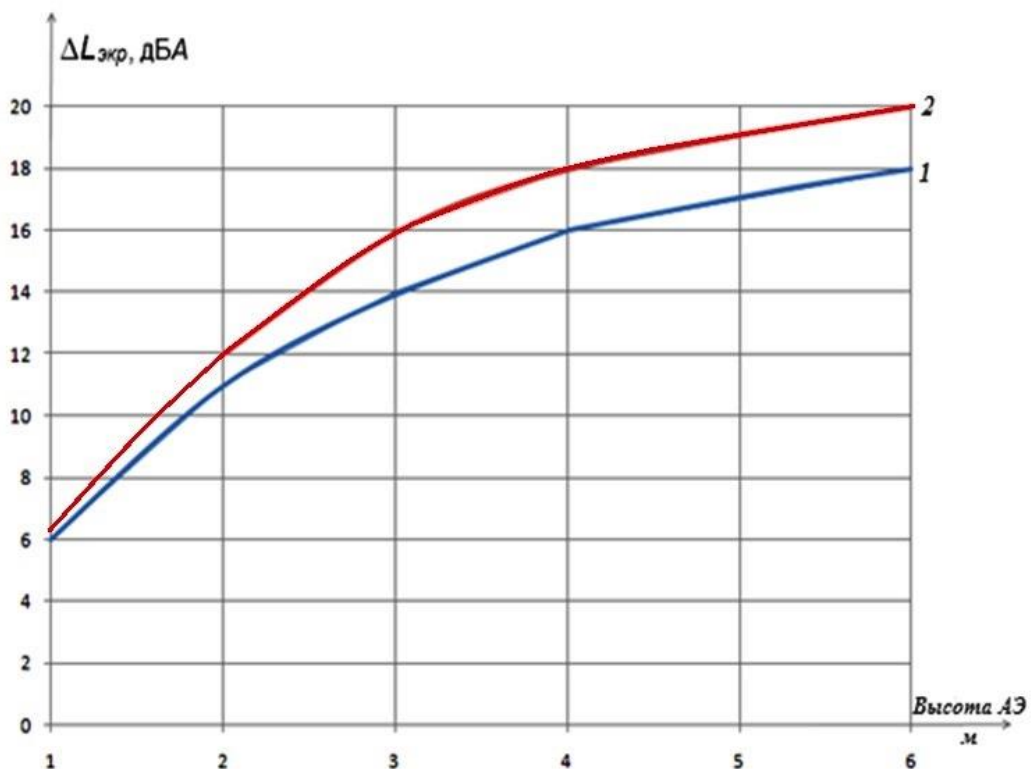


Рисунок 3. Акустическая эффективность экрана высотой 6 м: 1 – отражающе-поглощающего, 2 – отражающего

### 3. Звукоизоляция

Данные измерений, звукоизолирующих свойств панелей в акустических камерах и в натуральных условиях приведены в таблице 3.

Таблица 3

Данные сравнительных испытаний звукоизоляции экранов

| Материал экрана | Испытания | Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах, Гц |     |     |     |      |      |      |      | Звукоизоляция, дБА |
|-----------------|-----------|-------------------------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|--------------------|
|                 |           | 63                                        | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |                    |
| Металлический   | НУ*       | 14                                        | 15  | 14  | 18  | 24   | 24   | 27   | 28   | 22                 |
|                 | РК**      | –                                         | 18  | 23  | 31  | 36   | 41   | 42   | –    | 30                 |
| Деревянный      | НУ        | 17                                        | 18  | 19  | 19  | 22   | 22   | 28   | 32   | 23                 |
|                 | РК        | –                                         | 20  | 24  | 26  | 33   | 36   | 40   | –    | 29                 |

\*натурные условия

\*\*реверберационная камера

Значения звукоизоляции панелей достигает 29–30 дБА (от 14 до 28 дБ в нормируемом диапазоне для металлических и от 17 до 32 дБ для деревянных экранов). При натуральных испытаниях экранов было установлено, что их звукоизоляция в натуральных условиях составляет всего 22–23 дБА и почти сравнима с максимально достижимой эффективностью экранов. Нетрудно понять, что снижение эффективности экранов в этом случае может составить более 1–2 дБА, т. е. заметно на нее повлиять. Для повышения эффективности экранов с целью достижения максимально возможной эффективности можно рекомендовать экраны, изготовленные из щепобетона, звукоизоляция которых в натуральных условиях достигает 30–35 дБА.

### Заключение

Материал, из которого изготовлен экран, оказывает влияние на его акустическую эффективность. Показано, что эффективность отражающих экранов (например, экраны из бетона, светопрозрачных панелей) на 3–4 дБА ниже, чем экранов, в которых используются звукопоглощающие материалы. Для достижения максимально возможной эффективности рекомендуется применять массивные панели со звукопоглощением, например, из щепобетона.

### Список литературы

1. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с. (Новая университетская библиотека). ISBN 978-5-98704-659-3.
2. Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. Проблемы конструирования акустических экранов и их применение для снижения шума железнодорожного и автомобильного транспорта. Сборник трудов IV научно-практической конференции с международным участием, «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 26-28 марта 2013 г., с. 52-88.
3. Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. и др. Испытания акустических экранов в натуральных условиях. Сборник трудов III научно-практической конференции с международным участием, «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 22-24 марта 2011 г., с. 555-562.

## Выбор шумозащитного остекления при проектировании линейных объектов в условиях многоэтажной жилой застройки

Васильев В.А.<sup>1</sup>, Светлов В.В.<sup>2</sup>.

<sup>1</sup>Студент, «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», РФ, г. Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

<sup>2</sup>Начальник испытательной лаборатории, ООО «Институт акустических конструкций», РФ, г. Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 3

### Аннотация

Проанализировано состояние нормативной базы, показана точность существующих методик. Рассмотрены линейные источники шума в условиях многоэтажной застройки и порядок выбора шумозащитного остекления. Подробно описаны разработанные методы определения категории шумозащитного остекления. Сделаны выводы и представлены рекомендации по доработке существующей нормативно-технической документации. Предложен алгоритм выбора расчётных точек и построения шумовых разрезов для определения категории шумозащитного остекления. Даны примеры построения шумовых разрезов для линейных источников шума.

**Ключевые слова:** шумозащитное остекление, линейный источник шума, нормативная база, шумозащита, построение шумовых разрезов, шумозащитный экран.

## Selecting of soundproofing glass in the design of linear objects in a multi-storey residential building

Vasilyev V.A.<sup>1</sup>, Svetlov V.V.<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Student, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, 1-st Krasnoarmeyskaya str., h. 1, St.-Petersburg, Russia

<sup>2</sup> Head of the test laboratory, ООО "Institute acoustical designs" 1-st Krasnoarmeyskaya str., h. 3, St.-Petersburg, Russia

### Abstract

The article analyzes regulatory framework, shows the accuracy of existing methods. The article considers linear noise sources in a multi-storey building and the procedure for selecting the soundproofing glazing. Authors describe methods for determining the category of the soundproofing glazing. The article consist conclusions and recommendations for finalization of the current regulatory and technical documentation. Authors offer algorithm for selecting the calculated points and build noise profiles for determine the category of the soundproofing glazing. The article gives examples of building noise profiles for linear noise sources.

**Keywords:** noise protection glazing, linear noise source, the regulatory framework, sound insulation, building noise profiles, soundproofing screen.

### Введение

При проектировании и выборе шумозащитных мероприятий основное применение находят шумозащитные экраны (далее – ШЭ) и шумозащитное остекление. При выборе остекления многоэтажных зданий, согласно действующей документации [1-7], возникают определенные трудности.

В существующей нормативной базе выбор расчётных точек определен для одно- и двухэтажных зданий на высоте 1,5 м от поверхности (1 этаж), для трехэтажных и более

высоких зданий на 4 м (2 этаж) согласно п.12.5 [1]. Для многоэтажной застройки допускается выбор точек на уровне середины окон последних этажей [п. 2.2; 2]. Расчет, проведенный в выбранных расчетных точках с учетом звукоизолирующих свойств оконного проема, показывает необходимость применения остекления. Общих рекомендаций и алгоритмов по выбору остекления в нормативной документации не приводится, в связи с чем возможны различные варианты подбора остекления. Наиболее распространенным является выбор остекления для всего фасада по наибольшему требуемому значению изоляции воздушного шума или детальная проработка каждого этажа жилого здания путем использования большого количества расчетных точек.

Таким образом, для многоэтажного здания проектирование ограничено расчетом всего в трёх точках (1,5 м, 4 м, последний этаж), что может привести к завышенному или заниженному значениям выбранной звукоизоляции оконных проёмов для промежуточных этажей. Необходимо увеличить число расчетных точек, количество которых определяется индивидуально.

С целью упрощения решения задачи выбора необходимого и достаточного количества шумозащитного остекления в статье представлены новые методы:

1. Выбор дополнительных расчётных точек.
2. Построение шумовых разрезов, которые представляют собой карты шума, построенные в вертикальной плоскости, на основании которых, происходит решение задач по выбору шумозащитного остекления.

Метод выбора дополнительных расчетных точек основан на нахождении необходимого и достаточного количества расчетных дополнительных точек, которые позволят с высокой точностью определить как необходимость применения шумозащитного остекления, так и выбрать его звукоизоляционные свойства. Метод построения шумовых разрезов основан на использовании программных комплексов, позволяющих производить построение карт шума.

### 1. Алгоритм выбора дополнительных расчётных точек

1. Производится выбор расчётных точек (далее – РТ) у фасада, ближайшего к источнику шума (далее – передний фасад), в зоне прямого шума, на расстоянии 2-х метров на уровне середины окон первого и последнего этажей согласно п.2.2 [2].

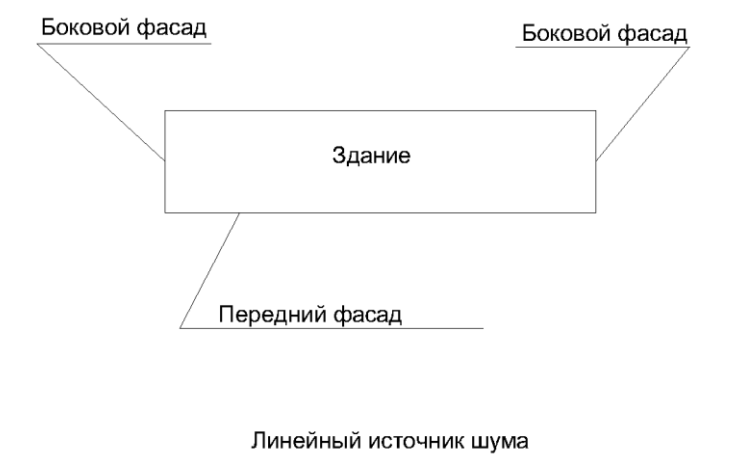


Рис. 1. Схема фасадов

2. Выполняется расчёт уровней шума в установленных РТ, с учётом ШЭ согласно п 7.4 [3].

3. Определяется требуемая изоляция воздушного шума по формуле (1) согласно п 8.5 [4].

$$\Delta L_{\text{треб}} = L_{\text{РТ}} - L_{\text{доп}} \quad (1)$$

где  $L_{\text{треб}}$  – требуемое снижение шума (в данном случае рассматривается как требуемая изоляция воздушного шума), дБА;

$L_{\text{РТ}}$  – рассчитанный уровень звука в РТ в помещении, дБА;

$L_{\text{доп}}$  – допустимый уровень звука, согласно нормативным документам, дБА.

4. Осуществляется выбор класса шумозащитного остекления, в соответствии с таблицей 1 согласно п. 4.7.3 [5]. Класс выбирается таким образом, чтобы снижение воздушного шума остеклением было больше или равно значениям, рассчитанным по п. 3 приведенного алгоритма.

*Таблица 1*

Классы звукоизоляции изделий

| Класс | Изделия со снижением воздушного шума свыше, дБА |
|-------|-------------------------------------------------|
| А     | 36                                              |
| Б     | 34-36                                           |
| В     | 31-33                                           |
| Г     | 28-30                                           |
| Д     | 25-27                                           |

*Примечание: стандартное снижение воздушного шума окном с учетом обеспечения необходимого воздухообмена (открытой форточкой) принято равным 15 дБА (пункт 7.8 [4]).*

5. В случае одинаковых классов для всех выбранных РТ, весь фасад остекляется в соответствии с этим классом. Если классы различны, производится выбор дополнительной РТ между существующими, далее производится новая итерация шагов п.п. 2-4.

6. Уровни шума в РТ на боковых фасадах принимаются равными расчетным значениям для переднего фасада с учетом поправки на видимость источника шума – 3 дБА согласно п.7.2.1 [6]. Далее производится выполнение шагов п.п. 3-5.

*Примечание: при расположении зданий на одной линии относительно источника шума выполненный расчёт, для рассмотренного здания, может быть применим для остальной застройки данной линии.*

## 2. Алгоритм выбора остекления с помощью построения шумового разреза

1. Выполняется построение шумового разреза с использованием программных комплексов для  $L_{\text{ЭКВ}}$  и  $L_{\text{макс}}$ , с учётом профиля дороги, высоты ШЭ и их взаимного расположения.

2. В соответствии с масштабом, на полученный шумовой разрез проецируется здание на заданном расстоянии от источника шума, с указанием этажей.

3. В результате полученного шумового разреза для каждого из этажей определяется эквивалентный ( $L_{\text{ЭКВ}}$ ) и максимальный ( $L_{\text{макс}}$ ) уровни звука.

4. Определяется требуемая изоляция воздушного шума по формуле:

$$\Delta L_{\text{треб}} = L_{\text{РТ}} - L_{\text{доп}} + \Delta_{\text{отр}} \quad (2)$$

где  $L_{\text{треб.}}$  – требуемое снижение шума, дБА;  
 $L_{\text{РТ}}$  – уровень звука в РТ, дБА;  
 $L_{\text{доп}}$  – допустимый уровень звука, дБА;  
 $\Delta_{\text{отр}}$  – поправка на отраженный от фасада звук, дБА ( $\Delta_{\text{отр}}=3\text{дБА}$ ).

Выбирается наибольшее требуемое снижение для каждого из этажей. На основе полученных значений выбирается класс шумозащитного остекления по таблице 1.

5. Уровни шума на боковых фасадах принимаются равными значениям, полученным по п. 4 для переднего фасада с учетом поправки на видимость источника шума – 3 дБА согласно п.7.2.1 [6].

### Пример расчета

1. С помощью программного комплекса «АРМ Акустика 3» производится построение шумового разреза для эквивалентного и максимального уровней звука согласно п.п. 1-2 метода построения шумовых разрезов. В соответствии с масштабом на полученном шумовом разрезе проецируется фасад здания на заданном расстоянии от источника шума, с указанием этажей.

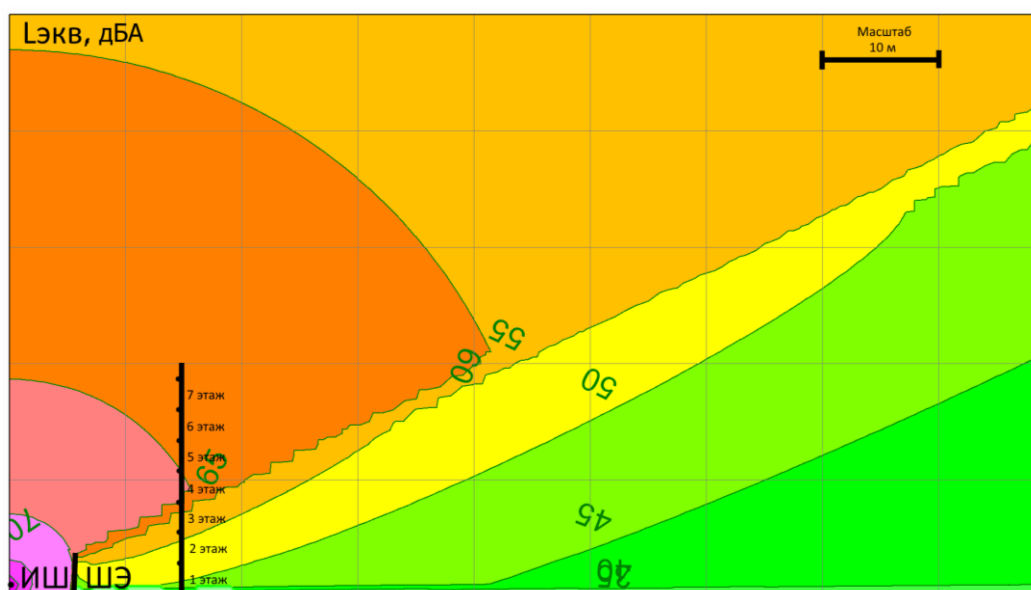


Рис. 2. Шумовой разрез  $L_{\text{экв}}$ , построенный с помощью программного комплекса «АРМ Акустика 3»

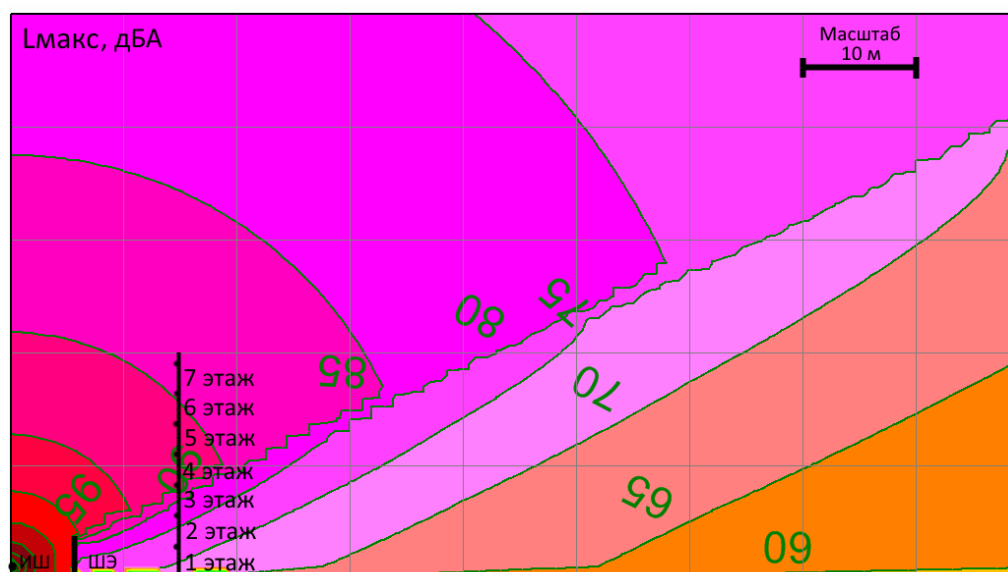


Рис. 3. Шумовой разрез  $L_{\text{макс}}$ , построенный с помощью программного комплекса «АРМ Акустика 3»

2. Затем, основываясь на п.п. 3-6 представленного алгоритма, определяется категория остекления. Берётся для примера 4 этаж. В случае с шумовым разрезом для эквивалентного УЗ полученное значение равно  $L_{\text{треб.}} = 65 \text{ дБА} - 45 \text{ дБА} + 3 \text{ дБА} = 23 \text{ дБА}$ , для максимального УЗ  $L_{\text{треб.}} = 90 \text{ дБА} - 60 \text{ дБА} + 3 \text{ дБА} = 33 \text{ дБА}$ . Выбираем из полученных значений наибольшее ( $R_{\text{Атранс}}$ ). Затем в соответствии с табл. 1 выбирается необходимая категория шумозащитного остекления. Данные для наглядности представлены в табл. 2. Изоляция транспортного шума стандартного оконного заполнения («Ст» в табл. 2) принимается равной 15 дБА.

Таблица 2

Классы звукоизоляции изделий

| Этаж | $L_{\text{экв}}$ , дБА | $L_{\text{макс}}$ , дБА | $L_{\text{доп}}$ по экв. ночь, дБА | $L_{\text{доп}}$ по макс. ночь, дБА | Первы-шение по $L_{\text{экв}}$ , дБА | Превы-шение по $L_{\text{макс}}$ , дБА | $R_{\text{Атранс}}$ , дБА | Класс остекления переднего фасада | Класс остекления бокового фасада |
|------|------------------------|-------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 50                     | 75                      | 45                                 | 60                                  | 5                                     | 15                                     | 18                        | Д                                 | Ст.                              |
| 2    | 50                     | 75                      | 45                                 | 60                                  | 5                                     | 15                                     | 18                        | Д                                 | Ст.                              |
| 3    | 55                     | 85                      | 45                                 | 60                                  | 10                                    | 25                                     | 28                        | Г                                 | Д                                |
| 4    | 65                     | 90                      | 45                                 | 60                                  | 20                                    | 30                                     | 33                        | В                                 | Г                                |
| 5    | 60                     | 90                      | 45                                 | 60                                  | 15                                    | 30                                     | 33                        | В                                 | Г                                |
| 6    | 60                     | 90                      | 45                                 | 60                                  | 15                                    | 30                                     | 33                        | В                                 | Г                                |
| 7    | 60                     | 85                      | 45                                 | 60                                  | 15                                    | 25                                     | 28                        | Г                                 | Д                                |

### Заключение

1. Анализ существующей нормативной документации показал, что она не содержит алгоритмов по определению изоляции воздушного шума при выборе шумозащитного остекления.

2. Метод выбора дополнительных расчетных точек является обобщением имеющихся подходов по выбору шумозащитного остекления, позволяющий с высокой

точно определять необходимую изоляцию воздушного шума остекления для жилых зданий при затрате минимальных временных ресурсов.

3. Метод построения шумовых разрезов основан на использовании программных комплексов для расчета шума и имеет ряд преимуществ. Они заключаются в быстром определении зоны превышения нормативных значений у фасада здания, наглядности и возможности применения аналогичных шумовых разрезов для большого количества однотипных участков.

4. Приведенные в статье методы основаны на действующей нормативной документации. Описанные алгоритмы являются логичным дополнением, которое сокращает время работ и увеличивает точность инженерных расчетов.

5. Необходимо внести в существующую нормативную документацию поправки с учетом приведенных методик.

### **Список литературы**

1. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003
2. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. Росавтодор, 2003.
3. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.
4. СНиП 23-03-2003 Защита от шума.
5. ГОСТ 23166-99 Блоки оконные. Общие технические условия.
6. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам.