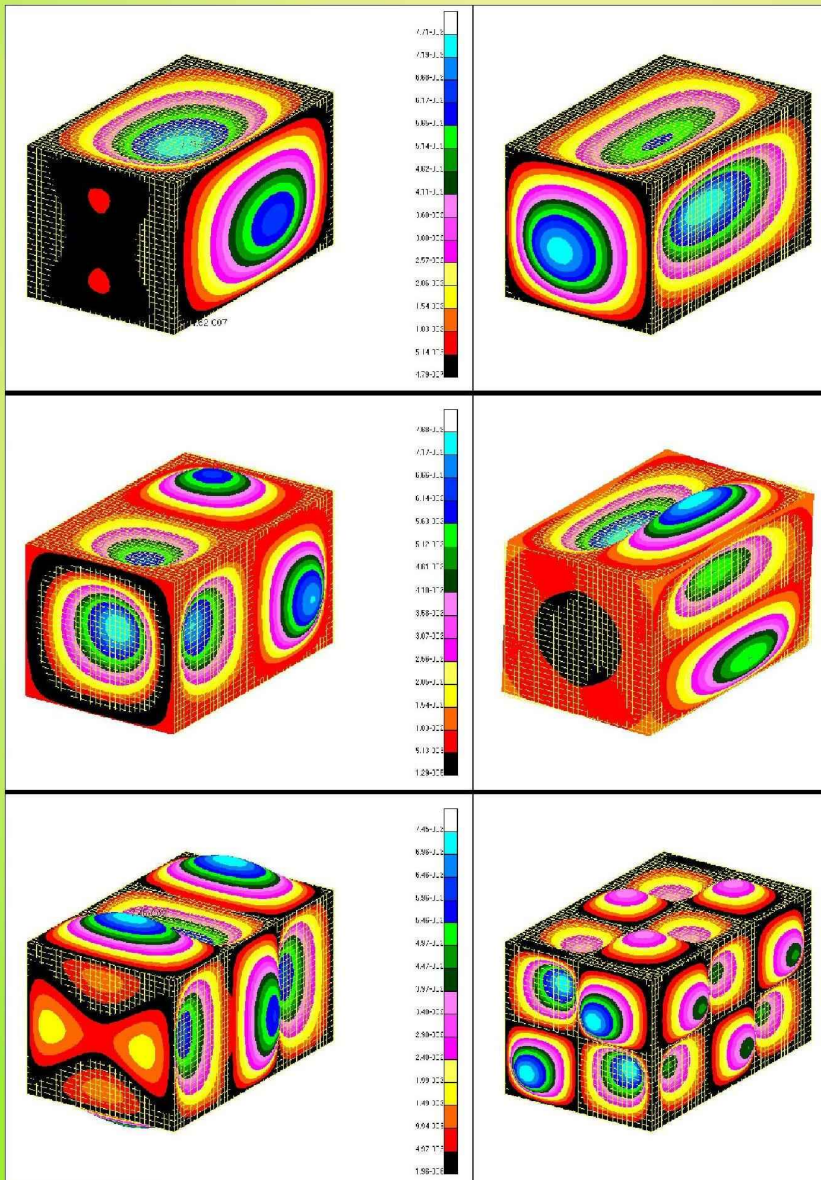


Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



II
2016

Noise Theory and Practice

1

Научный журнал

Том 2 №2

Учредитель - Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций" (ООО "Институт акустических конструкций") при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Главный редактор

Иванов Н.И. д.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заместитель главного редактора

Курцев Г.М. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Редакционная коллегия

Дроздова Л.Ф. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заплетников И.Н. д.т.н., проф.
г. Донецк, Украина

Цукерников И.Е. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Sergio Luzzi проф.
г. Флоренция, Италия

Тупов В.Б. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Васильев А.В. д.т.н., проф.
г. Самара, РФ

Тюрин А.П. д.т.н., проф.
г. Ижевск, РФ

Тюрина Н.В. д.т.н.
г. Санкт-Петербург, РФ

Шашурин А.Е. к.т.н., доц.
г. Санкт-Петербург, РФ

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. 1-ая Красноармейская, д. 3/5
+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Бойко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной
службе по надзору в сфере связи,
информационных технологий
и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-61637

Содержание

Георгиев В.Б., Крылов В.В.

АНГЛ

Структурно-акустические свойства гибких
прямоугольных конструкций
стр. 2-18

Булкин В.В., Калиниченко М.В.

РУС

Предварительные результаты построения и проверки
лабораторной заглушенной камеры
стр. 19-26

Васильев А.В.

РУС

Об опыте исследования и снижения вибрации
компрессорных установок
стр. 27-34

Гришина С.Ю., Курцев Г.М., Путчев А.Д.

РУС

Использование программного продукта для
выполнения расчета ожидаемой шумности
стр. 35-41

Тюрин А.П., Парахин Д.В.

РУС

Оценка риска потери слуха как повышение
порогов слышимости
стр. 42-48

Структурно-акустические свойства гибких прямоугольных конструкций

Георгиев В.Б.¹, Крылов В.В.²

¹ Научный сотрудник, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, Великобритания

² Профессор, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо, Лафборо, Лестершир, LE11 3TU, Великобритания

Аннотация

Прямоугольные коробчатые конструкции широко применяются в большом количестве инженерных конструкций, например, в качестве элементов железнодорожных вагонов, большегрузных автомобилей, зданий, инженерных сооружений и т. д. Хотя гибкие прямоугольные коробки представляют собой геометрически простые типы инженерных сооружений, их структурно-акустические свойства не могут быть описаны в виде простых аналитических решений. В настоящей работе проводится комплексное численное исследование типичных гибких прямоугольных коробчатых конструкций для выяснения физики структурно-акустического взаимодействия в них и изучения возможности сокращения связанного корпусного шума внутри кабины. Метод конечных элементов был использован для вычисления резонансных частот, форм колебаний и функций структурно-акустической частотной характеристики различных моделей прямоугольных коробчатых конструкций. Полученные результаты могут способствовать лучшему пониманию структурно-акустических свойств гибких прямоугольных конструкций, таких как многочисленные комплексные структуры, использующие данные прямоугольные конструкции как строительные элементы.

Ключевые слова: гибкие прямоугольные конструкции; структурно-акустические свойства, метод конечных элементов, структурно-акустические методы, функции частотного диапазона.

Structural-Acoustic Properties of Flexible Rectangular Boxes

Georgiev, V.B.¹, Krylov, V.V.²

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

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

Abstract

Rectangular box-like structures are used widely in a large number of engineering applications, e.g. as elements of railway carriages, heavy goods vehicles, buildings, civil engineering constructions, etc. Although flexible rectangular boxes represent one of the geometrically simple types of engineering structures, their structural-acoustic properties can not be described by closed-form analytical solutions. In the present study, a comprehensive numerical investigation of typical all-flexible rectangular box structures has been carried out to elucidate the physics of structural-acoustic interaction in them and to explore the possibilities of reduction of the associated structure-borne interior noise. Finite element method has been used to compute the resonant frequencies, the mode shapes and the structural-acoustic frequency response functions of different rectangular box models. The obtained results could assist in better understanding of structural-acoustic properties of flexible rectangular boxes as well as of numerous more complex structures using rectangular boxes as their building elements.

Keywords: Flexible rectangular boxes; Structural-acoustic properties, Finite element analysis, Structural-acoustic modes, Frequency response functions.

Introduction

Flexible rectangular box structures, often called box-like or box-type structures, are used widely in a large number of engineering applications, e.g. as elements of railway carriages, heavy goods vehicles, buildings, civil-engineering constructions, etc. Although all-flexible rectangular boxes represent one of the geometrically simple types of engineering structures, the analysis of their structural-acoustic properties can not be performed in terms of closed form solutions. Earlier, Dickinson and Warburton [1] have obtained approximate analytical expressions for the natural frequencies of uncoupled vibrations of such structures, considering them as the systems consisting of plates with the boundary conditions approximated by Fourier series. Equalizing the resulting expressions to the actual boundary conditions led to an infinite set of equations that had to be truncated to obtain the approximate solutions. These authors also have conducted experimental measurements of the natural frequencies. Later, Hooker and O'Brien [2] have calculated the lowest natural frequencies for a box of the same dimensions using finite element (FE) method and compared them with the approximate analytical and experimental results obtained by Dickinson and Warburton [1].

More recently, the authors of the paper [3] used FE calculations to carry out vibration analysis of a thin-plate box, considering only in-plane motion. They asserted that under certain conditions, the vibrational response is dominated by long wavelength in-plane waves. Later on they extended their study, analysing flexural vibrations of the same model using a combination of FE and analytical approaches [4]. The proposed method aimed to predict uncoupled vibrations of thin-plate structures in the medium frequency range. In the papers [5-8], vibrations of rectangular box-like structures have been investigated analytically using some simple approximations, e.g. taking into account only in-plane waves being transmitted to the adjacent walls under the impact of the initially flexural waves.

Some authors have utilized rectangular box models to verify different optimization procedures for noise reduction [9-12]. In this regard, the rectangular box models assisted in a quicker estimation of the proposed design modifications and of the efficiency of noise reduction.

In spite of the extensive use of the above-mentioned all-flexible rectangular box structures, their coupled structural-acoustic behaviour was not properly analysed. Indeed, the existing approximate analytical solutions for structural normal modes of vibration [1] are rather complex, and their use for a coupled structural-acoustic analysis is too problematic. As far as we are aware, numerical investigations of structural-acoustic properties of all-flexible rectangular boxes have not been reported either.

The aim of this paper is to carry out a comprehensive numerical investigation of structural-acoustic properties of all-flexible rectangular boxes. In the first part of the paper, the attention will be paid to understanding the uncoupled structural and acoustic properties of flexible rectangular boxes and to establishing relationships between its geometrical symmetry and modal patterns. This part will thus revisit the results obtained in the pioneering papers [1, 2]. A comparison will be made, where possible, of the results obtained in the present paper with the results of [1, 2]. In the second part of the paper, the coupled structural-acoustic properties of all-flexible rectangular boxes will be studied. In particular, their frequency response functions (FRF's) will be investigated and their features interpreted using the results of the first part. Some of the results described in the present paper have been reported in the authors' earlier paper [13].

1. Basic Model Description

The basic model under consideration represents a rectangular box with all-flexible walls of the same thickness made of steel (with the values of Young's modulus $E = 2 \cdot 10^{11}$ N/m², Poisson's ratio $\sigma = 0.31$ and mass density $\rho = 7950$ kg/m³), see Fig. 1.

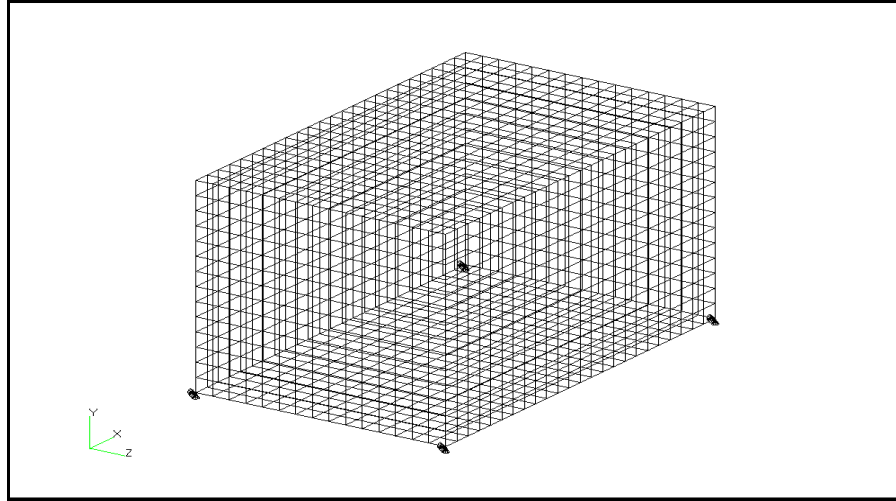


Fig. 1. Finite element model of a rectangular box structure

The only boundary conditions imposed on the model are applied at the corners of the bottom plate, which simulates fixing the box at four points to a rigid foundation. The model dimensions are as follows: $x = 2.4$, $y = 1.4$ and $z = 1.5$ meters. The wall thickness of the model was chosen to be 8 mm, which corresponds to a fundamental structural vibration frequency of about 15–20 Hz.

Initially, an analysis of the uncoupled structural and acoustic sub-systems is carried out, and then some structural-acoustic modes and a set of FRF's of the coupled structural-acoustic system is calculated and discussed.

2. Structural and Acoustic Analysis of the Uncoupled Model

In this section, using finite element software, MSC.Nastran and MSC.Patran, the uncoupled normal vibration modes and the corresponding natural frequencies of the all-flexible box structure under consideration is being analyzed. Note that for the purpose of the uncoupled analysis, a slightly different model is used. The difference from the above-mentioned basic model used in the fully coupled analysis is in the absence of boundary conditions at four corners at the bottom. The purpose of this was to generalize the uncoupled analysis of the rectangular box structure. Thus, “free-free” boundary conditions were adopted everywhere, whereas in the coupled analysis the model was considered as being placed on a certain foundation. In other words, the boundary conditions utilized in the coupled analysis simulated an attaching mechanism, which restricts the structural behavior of the model. In the uncoupled analysis, a refined finite element mesh was used consisting of 7248 CQUAD finite elements - for the structural sub-system, and 5040 CHEXA finite elements - for the acoustic sub-system.

2.1 Qualitative Interpretation of the Structural Behaviour of Rectangular Boxes

Figure 2 shows some structural vibration modes calculated for the uncoupled rectangular box model. As the box structure under consideration is fully symmetrical in respect of the three orthogonal coordinate planes, a number of symmetric and anti-symmetric structural modes should occur (see also [2]). In the 3-D picture (Fig. 2), the symmetric and anti-symmetric normal modes can not be seen clearly. This is why in Fig. 3 the same normal modes are presented in XY plane, where symmetric and anti-symmetric modes are clearly seen.

Except for the existence of symmetric and anti-symmetric modes, all-flexible rectangular box structures exhibit another interesting phenomenon known from the general symmetry considerations, namely the presence of repeated frequencies associated with degenerate modes. This phenomenon, of course, occurs in rectangular boxes of higher symmetry. To illustrate it numerically, some additional calculations have been conducted for a cubic box model with the dimensions (1, 1, 1) m (see Fig. 4) and for a rectangular box model with the dimensions (2.4, 1.5, 1.5) m (see Fig. 5).

It is interesting to attempt a kind of qualitative interpretation of structural vibrations of flexible rectangular boxes. In particular, looking at Fig. 4, one can suggest that, in respect of plate wave propagation, the box structure under consideration can be considered as an inhomogeneous plate-like structure with spatially varying geometry and stiffness.

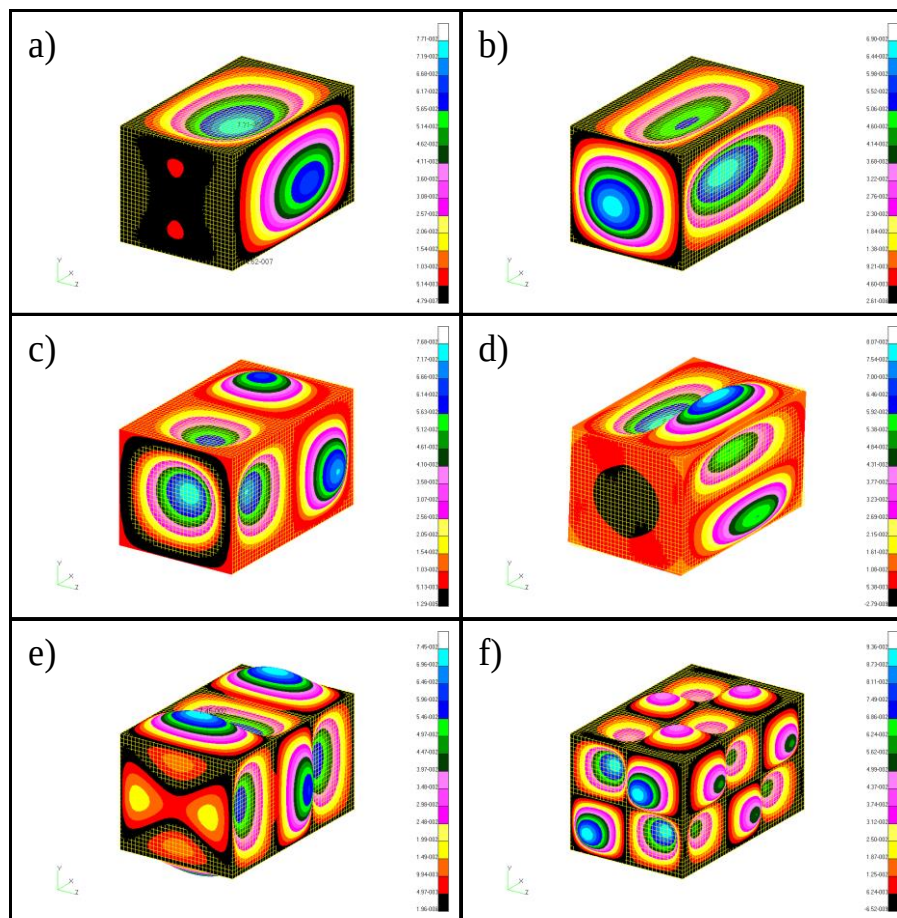


Fig. 2. Some structural modes of a rectangular box, at: a) 13.692 Hz, b) 22.069 Hz, c) 34.730 Hz, d) 42.138 Hz, e) 43.541 Hz and f) 90.904 Hz

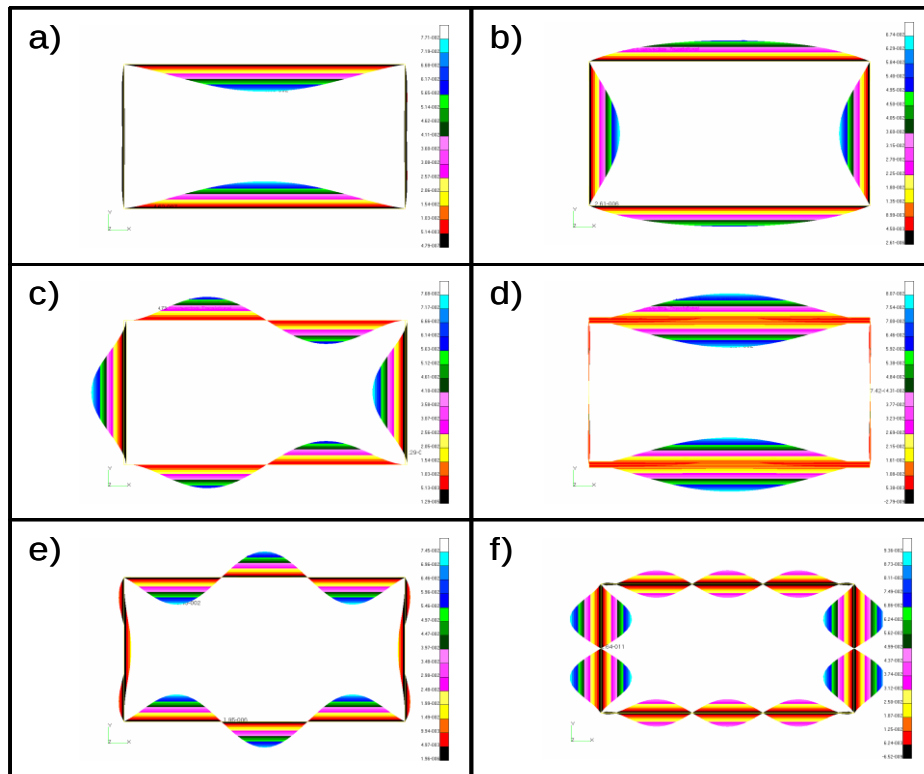


Fig. 3. Symmetric and anti-symmetric normal modes at: a) 13.692 Hz, b) 22.069 Hz, c) 34.730 Hz, d) 42.138 Hz, e) 43.541 Hz and f) 90.904 Hz

The structure's plates and edges are respectively more and less prone to vibrate. In this regard, the edges can be likened to a sort of stiffeners or ribs. It has been pointed out by Skudrzyk [14] that such ribs can transmit (without significant losses) the twisting moment around their longitudinal axis, and only at very high frequencies the rotary inertia can suppress the transmission. On the other hand, the bending moment around their transverse axes is not transmitted except for very high frequencies.

In other words, it follows from this qualitative interpretation that waves which nodal lines are parallel to the edges can be relatively easily transmitted to an adjacent plate, whereas those with nodal lines perpendicular to the edges are efficiently isolated. Thus, the higher stiffness of the edges defines different transmission properties of the waves in different directions, which directly influences the plate wave propagation.

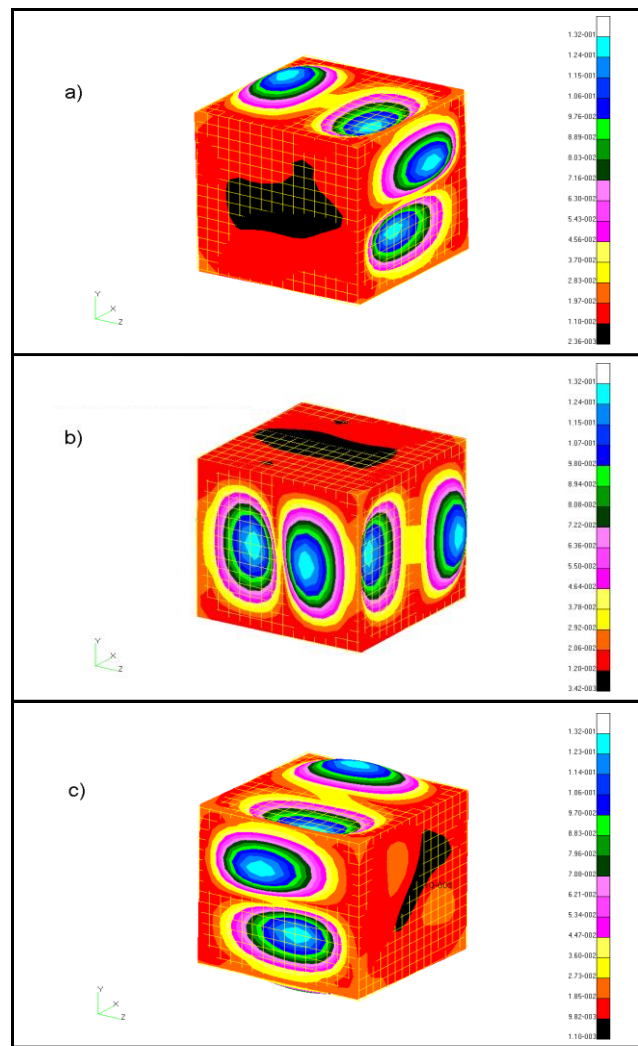


Fig. 4. 'Waveguide modes' of a cubic box structure at 105.11 Hz

Returning to the box structure under consideration and bearing in mind the above-mentioned qualitative properties of the edges, it can be assumed that the edges form three closed-loop waveguides on the box surfaces that govern plate wave propagation and form the normal modes of vibration. For example, in Fig. 4 the wave circulation around each of the coordinate axes can be clearly seen. Furthermore, the above-mentioned three quasi-circumferential waveguides could be assumed to form relatively independent closed-loop resonators, which means that predominant vibration modes occur in one of these guides and rarely the vibratory motion spreads on two or three waveguides simultaneously. In this way, one can conclude that predominant normal modes of box structures consist of the normal modes of each of the above-mentioned three closed-loop 'waveguide resonators'.

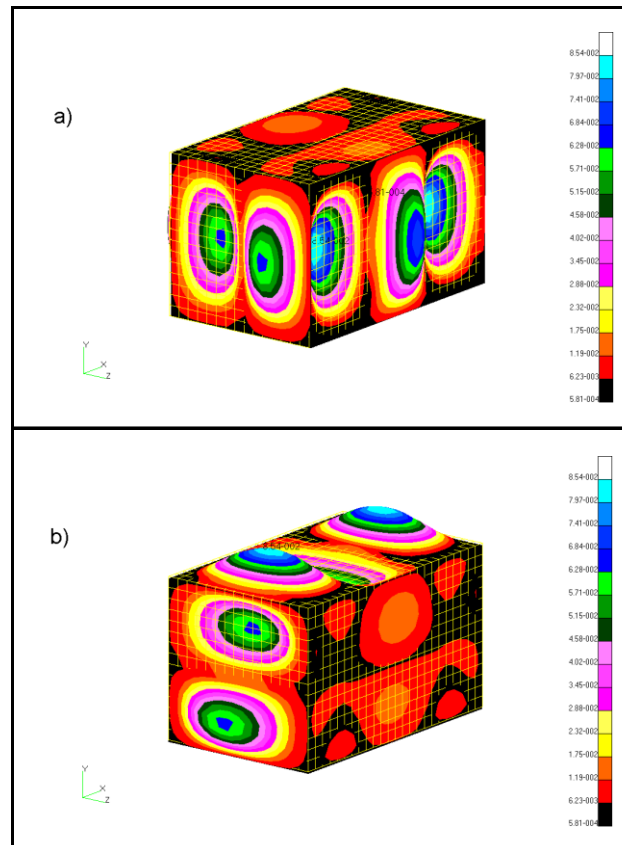


Fig. 5. ‘Waveguide modes’ of a modified box model ‘A’ at 42.36 Hz in the directions of:
 a) Y-axis and b) Z-axis

To demonstrate the influence of geometrical dimensions on the existence of repeated frequencies, it is convenient to compare the above-mentioned waveguide resonators between them. According to the above interpretation, the initial model of a box structure (see Figs. 1 and 2), with the dimensions 2.4, 1.4 and 1.5 m respectively along the coordinates x , y and z , forms three different coupled waveguide resonators and its natural frequencies are all different. In the light of the above, the next logical step is to consider the most symmetrical model with all waveguide resonators being identical. In this regard, a cubic box, which forms three absolutely identical waveguides along the different coordinates, satisfies the necessary requirements. As expected, in this case the predominant normal modes occur at a number of sets of three repeated natural frequencies. For example, in Fig. 4 one can see the modes corresponding to one of these sets of repeated resonance frequencies, i.e. at 105.11 Hz. For each of the modes shown in Fig. 4, each of the resonators vibrates in the same manner as the other. In other words, in the case of a cubic model there are three different normal modes corresponding to the same frequency, as expected (a triple degeneracy), and each of them belongs to one of the waveguide resonators.

Using a slightly modified rectangular box model (let us call it model ‘A’), a change associated with the transition between the cubic model (Fig. 4) and the original rectangular model (see Figs. 1 and 2) was investigated (see Fig. 5). The dimensions of the model ‘A’ were 2.4, 1.5 and 1.5 m, which has made it more symmetric compared to the initial rectangular model but less symmetric in comparison with the cubic model. As expected, this structure has two identical modes in respect of y and z coordinates and one different mode in respect of

x axis. Finite element calculations show a number of sets of two repeated natural frequencies associated with the two identical waveguide resonators, and most of the other resonances are associated with the third resonator. In Fig. 5 one can see modes associated with wave propagation in the two identical resonators around y and z directions. In this case, the behavior of the equal resonators is similar to those in the case of a cubic model. The difference is in the presence of the third resonator associated with a significant number of normal modes that never occur at a repeated frequency.

Note in this connection that vibrations of a simple non-circular (oval-like) cylindrical shell structure have been studied numerically and experimentally [15, 16] as well as analytically [17]. It has been demonstrated that the natural frequencies of this oval-like shell model can be approximated by the local resonant frequencies of each of its quasi-flat plate components. This approximation was possible as a result of weak coupling between the top and bottom quasi-flat plates of this model due to much higher effective stiffness of the adjacent curved plates (shells) separating the top and the bottom quasi-flat plates. In this regard, a rectangular box is very different, as each of its constitutive plates has four other plates adjacent to it, and all adjacent plates are strongly coupled to each other, so that no separate consideration of plate vibration is permitted.

A rectangular box structure can be considered as a compound of six rectangular plates which individual fundamental frequencies, assuming the same material properties for each of them, depend only on their geometrical characteristics. The basic box model studied in this paper has dimensions of 2.4, 1.4 and 1.5 m in respect of x, y and z coordinates, and its individual plate components are the following: plate component 1 (2.4, 1.5 m), plate component 2 (2.4, 1.4 m) and plate component 3 (1.5, 1.4 m). These dimensions determine very close sets of resonant frequencies of the individual component plates.

Table 1. Structural and acoustic natural frequencies of an uncoupled box model

№	Box structure, natural frequencies, Hz		Plate component 1, natural frequencies, Hz	Plate component 2, natural frequencies, Hz	Plate component 3, natural frequencies, Hz	Acoustic, FE calculated, natural frequencies, Hz	Acoustic, exact, natural frequencies, Hz
	1	2	3	4	5	6	7
1	13.692	13.693	11.805 (1, 1)	13.061 (1, 1)	18.209 (1, 1)	69.07 (1, 0, 0)	69.02 (1, 0, 0)
2	19.306	17.019	21.726 (2, 1)	22.974 (2, 1)	43.609 (2, 1)	110.6 (0, 0, 1)	110.4 (0, 0, 1)
3	20.749	18.506	37.282 (1, 2)	39.514 (3, 1)	47.387 (1, 2)	118.5 (0, 1, 0)	118.3 (0, 1, 0)
4	22.069	22.074	38.275 (3, 1)	42.307 (1, 2)	72.463 (2, 2)	130.4 (1, 0, 1)	130.2 (1, 0, 1)
5	24.821	23.834	47.090 (2, 2)	52.094 (2, 2)	85.958 (3, 1)	137.2 (1, 1, 0)	137.0 (1, 1, 0)
6	26.290	25.876	61.448 (4, 1)	62.675 (4, 1)	96.024 (1, 3)	138.4 (2, 0, 0)	138.0 (2, 0, 0)
7	28.509	26.652	63.458 (3, 2)	68.427 (3, 2)	114.33 (3, 2)	162.2 (0, 1, 1)	161.9 (0, 1, 1)
8	29.983	27.250	79.735 (1, 3)	91.038 (1, 3)	120.62 (2, 3)	176.2 (1, 1, 1)	175.9 (1, 1, 1)
9	34.730	28.773	86.394 (4, 2)	91.317 (4, 2)	145.23 (4, 1)	177.2 (2, 0, 1)	176.8 (2, 0, 1)
10	42.138	34.276	89.381 (2, 3)	92.450 (5, 1)	161.70 (3, 3)	182.2 (2, 1, 0)	181.8 (2, 1, 0)

In Table 1, columns 3, 4 and 5, the first ten analytically calculated natural frequencies of the separate plate components satisfying simply supported boundary conditions are presented. One can see that resonant frequencies of these plates are noticeably different from the FE results for the resonant frequencies of the full box structure (columns 1 and 2 in Table 1). This agrees with the above-mentioned statement about the lack of possibility to approximate rectangular box resonant frequencies by resonant frequencies of its separate plate components.

Note that the natural frequencies of the full box structure presented in Table 1 have been calculated for the two cases: with “free-free” boundary conditions (column 1) and with simply supported boundary conditions imposed on the all edges of the model (column 2). Despite some discrepancies between these sets of frequencies, their closeness, at least for the first eight modes, is indicative. In this frequency range, the structure under both sets of boundary conditions has high modal density. This is why under “free-free” boundary conditions there are 312 resonance peaks in this range (excluding the first six rigid-body natural frequencies) and the last one occurs at 498.90 Hz, whereas under simply supported boundary conditions the result is 311 peaks with the last natural frequency at 499.99 Hz. These calculations support the assumption made earlier that in the low and medium frequency ranges the edges of a rectangular box-structure transmit predominantly flexural waves which nodal lines are parallel to them.

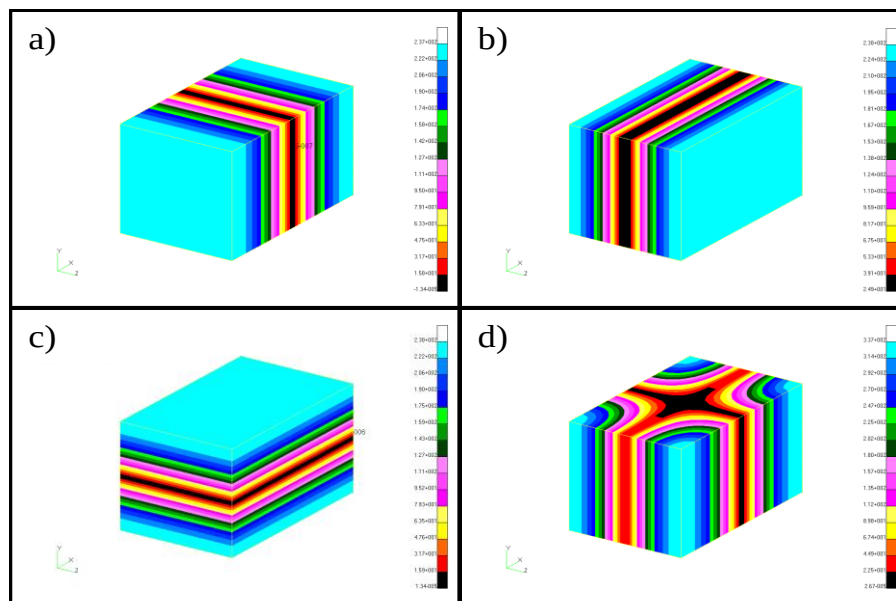


Fig. 6. First four uncoupled acoustic modes of a rectangular box enclosure, at: a) 69.07 Hz, b) 110.64 Hz, c) 118.57 Hz and d) 130.43 Hz

Figure 6 and Table 1 show some of the normal modes and natural frequencies of the uncoupled acoustic sub-system. The comparison between the analytically calculated natural frequencies (Table 1, column 7), which are determined very easily for the acoustic rectangular sub-system, and those calculated using finite element techniques (Table 1, column 6) shows a good agreement between them and thus validates the chosen mesh size. Even in the medium frequency range (for mode (6, 2, 1)) the exact solution defines the natural frequency of 489.44 Hz, whereas the finite element code gives 499.67 Hz. In other words, using this finite element mesh, a maximum relative error of 2 % in the highest frequency range of interest was achieved, which guarantees correct and reliable numerical results.

2.2 Comparison with Other Theoretical and Experimental Results

It is interesting to compare the results of the present numerical approach with the results obtained experimentally and theoretically by the earlier authors. For that purpose, a box structure with the dimensions $x = 0.36576$, $y = 0.3048$ and $z = 0.24384$, m has been calculated, i.e. the same one that has been used by Dickinson and Warburton [1] and by Hooker and O'Brien [2] who investigated it from the viewpoint of purely structural vibration behavior.

Figure 7 demonstrates the first 8 normal modes calculated in the present paper for Dickinson and Warburton's model, whereas Fig. 8 shows the same normal modes in XY plane only - in order to demonstrate symmetric and anti-symmetric spatial patterns more clearly. The similarity between these normal modes and those shown in Fig 2 and Fig. 3 is quite obvious.

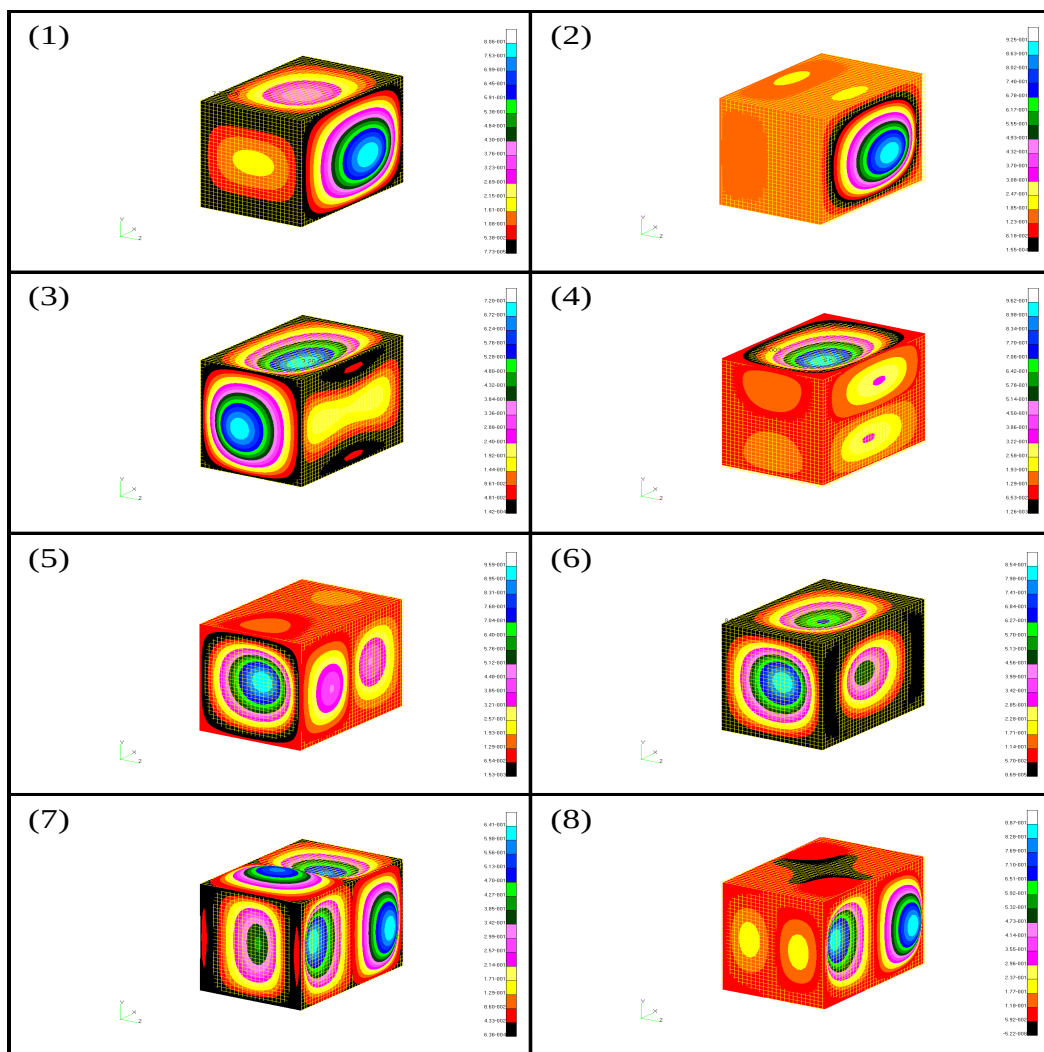


Fig. 7. First eight normal modes calculated for Dickinson and Warburton's model

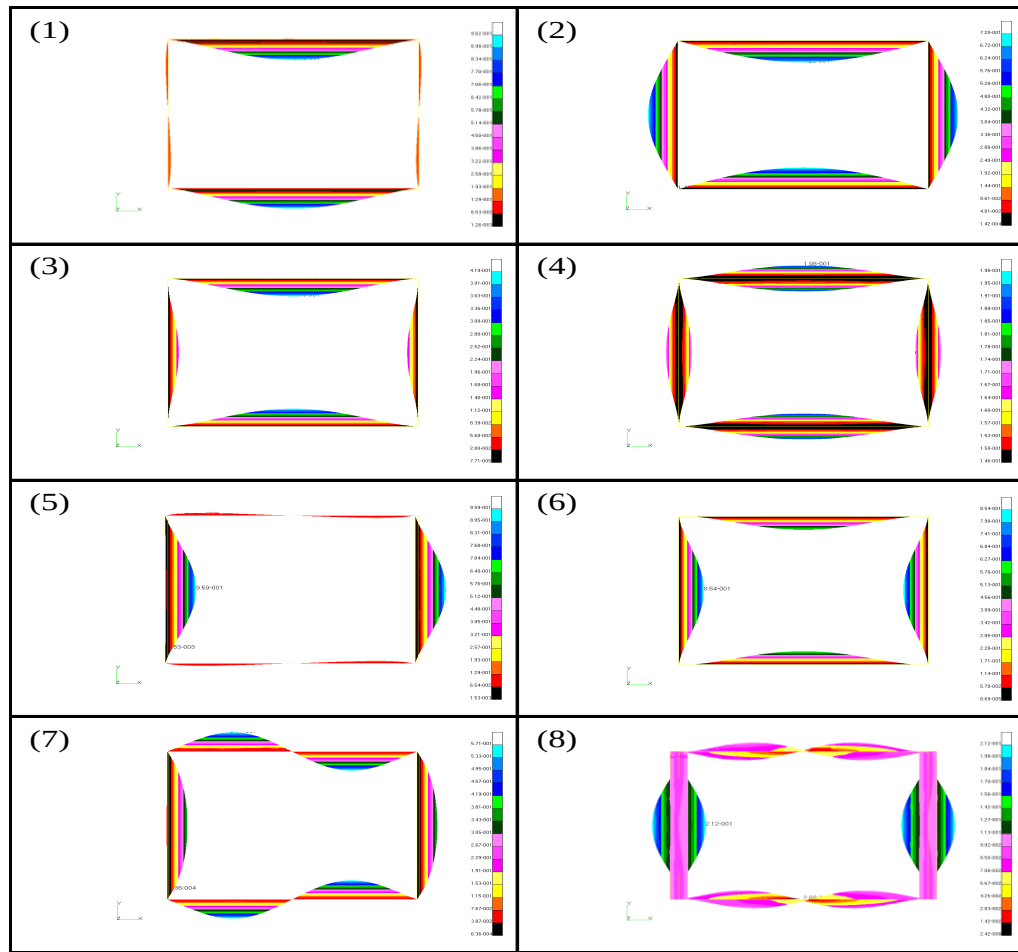


Fig. 8. First eight normal modes calculated for Dickinson and Warburton's model in XY plane

In Table 2, the natural frequencies of the model under consideration obtained by different authors are presented. The approximate analytical results of Dickinson and Warburton [1].are shown in column 2, whereas column 3 presents their experimental results. In column 4, the numerical results obtained using the procedure adopted for all numerical calculations in the present paper are shown. In column 5, another set of numerical data obtained by Hooker and O'Brien [2] can be seen.

As one can see, there is a good agreement between the experimental measurements (column 3) and the numerical results of the present paper (column 4). On the other hand, comparing the FE results of the present work and of the work of Hooker and O'Brien [2] with the experimental results, one can see a noticeable improvement in accuracy of numerically calculated natural frequencies in the present paper as compared to those calculated by Hooker and O'Brien [2], which could be expected for a modern finite element software. Comparing the present FE results with the approximate analytical calculations of Dickinson and Warburton [1], one can see that the precision of the latter is generally not as good as that of the present work, but it is better than the precision achieved by Hooker and O'Brien [2].

Table 2. Measured and calculated natural frequencies of vibration for Dickinson and Warburton's box model

Nº	Theoretical frequencies, Hz, (Dickinson and Warburton 1967)	Experimental frequencies, Hz, (Dickinson and Warburton 1967)	FE frequencies, Hz, (Present work)	FE frequencies, Hz, (Hooker and O'Brien 1974)
1	2	3	4	5
1	179	178	178.53	184
2	203	228	230.36	206
3	258	264	270.88	262
4	272	282	281.87	279
5	283	297	301.85	291
6	333	328	331.54	336
7	384	395	397.82	394
8	397	399	399.16	409
9	437	451	449.87	452
10	455	479	473.91	465
11	486	495	485.43	497
12	499	497	499.29	512
13	570	571	565.08	588
14	577	580	575.10	595
15	624	634	625.15	669
16	648	642	640.51	671

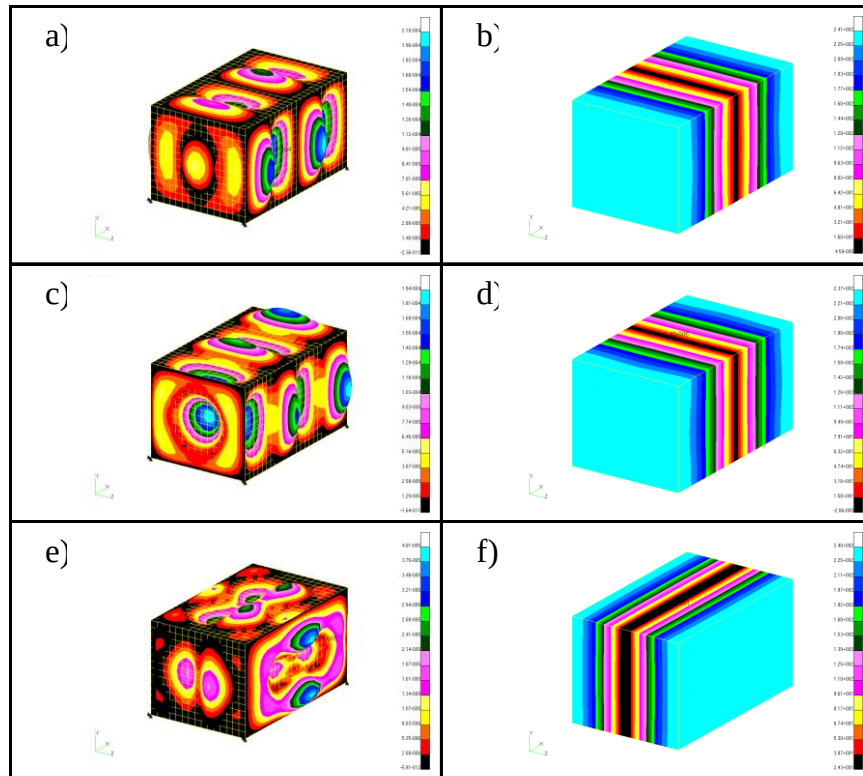
3. Structural-Acoustic Analysis of the Fully Coupled Model

In this section, fully coupled structural-acoustic modes are investigated, and a set of structural-acoustic frequency response functions (FRF's) at specific acoustic nodes are discussed and compared. As was mentioned above, simply supported boundary conditions at the corner nodes of the bottom plate (Fig. 1) were imposed to simulate an attaching mechanism. In the coupled model, 1812 CQUAD structural finite elements and 5040 CHEXA acoustic finite elements were used. Energy losses in the structure were modeled using 3 % damping factor. As far as air acoustic losses are concerned, a simple damping coefficient of 1 % was used for the sake of simplicity.

In Figure 9, some of the normal modes of the fully coupled model, that are influenced by the first and second uncoupled acoustic modes, are presented. As it is well known [18], the coupling depends on the spatial similarity and frequency closeness between the uncoupled structural and acoustic normal modes. Therefore, some of the structural modes can couple better with certain acoustic modes, in contrast to others. The three normal modes shown in Fig. 9, at about 68, 71 and 111 Hz, are not much affected by the coupling effects and are very similar to the corresponding uncoupled modes. Note that these particular modes also do not make significant contributions to the overall structural-acoustic frequency response functions (see Figs. 10 – 13).

The structural-acoustic pressure FRF's calculated in the centre of the box interior (at node 4826) and away from the centre (at node 6825) are shown in Figs. 10 and 11 respectively. For each of these figures, the driving force with the amplitude of 200 N is applied in the centre and in the vicinity of a corner of the bottom plate. In Figs. 12 and 13 respectively, the same FRF's are plotted together for different nodes and for the driving force applied either in the centre or in the vicinity of a corner of the bottom plate.

Taking into account the value of the first uncoupled acoustic natural frequency of the model, which is about 69 Hz, the graphs presented in Figs. 10 – 13 can be regarded as consisting of two parts. The first part, below 69 Hz, represents the area where FRF's are induced by structural vibrations of the model. The second part, above 69 Hz, is the area where FRF's are formed by a complex interaction of the structural and fluid vibrations. In the first part of the graphs, one can notice that resonant amplitudes depend only on the position of the external force and do not depend on the position of a receiver. This can be clearly seen in Figs. 10 and 11, where the difference between them is around 15 dB, and in Figs. 12 and 13, where FRF's at both receiver positions simply coincide.



*Fig. 9. Normal modes of a coupled box model:
a, b) at 68.352 Hz; c, d) at 71.848 Hz; and e, f) at 111.72 Hz.*

In the second part of the graphs, above 69 Hz in Figs. 10 – 13, the FRF's demonstrate more complex behaviour. The maximum peaks in this part occur at different frequencies for each FRF. For example, in Fig. 12, the FRF at node 4826 has a maximum peak about 32 dB that occurs at 175 Hz, whereas for the FRF at node 6825, the maximum peak is about 27 dB at about 130 Hz. This means that one and the same excitation can affect in different way a potential receiver. In this case, the position of node 4826 is much more prone to higher interior noise than the position of node 6825. Of course, under different conditions the situation might be different.

As expected and as was mentioned above, the position of an external force can influence significantly the sound pressure response in a box structure. If a force acts close to a nodal line of a structural model, then the force can not excite many of the structural normal modes and the pressure response inside the model will be much lower in a certain frequency range. In practice, a complex geometry of the structure and a high density of the normal modes make it quite difficult to find the appropriate nodal lines. However, in the case of success, a noticeable noise reduction can be achieved. In this regard, the comparison between FRF's for different positions of the disturbing force, see Figs. 10 and 11, shows significant

differences between the overall pressure responses. This means that the disturbing force applied to these positions excites different normal modes. Thus, the center of the bottom plate is an anti-nodal position for some of the normal modes, and a force applied to this position can induce a significant sound pressure response inside the box model. In the same time, the position in the vicinity of a corner of the bottom plate can be hardly considered as anti-nodal for whichever normal mode, and generation of interior sound by a disturbing force applied there can be substantially reduced.

Another key feature that can influence the sound pressure response in an enclosed cavity is the position of a receiver (e.g., a microphone). As in the case of external force, the position of a microphone can increase or decrease noise level perceived by a receiver. Assuming that the location of a measurement device is close to a nodal line of a certain acoustic mode of the enclosure, the pressure response at that position will be insignificant compared to all other positions.

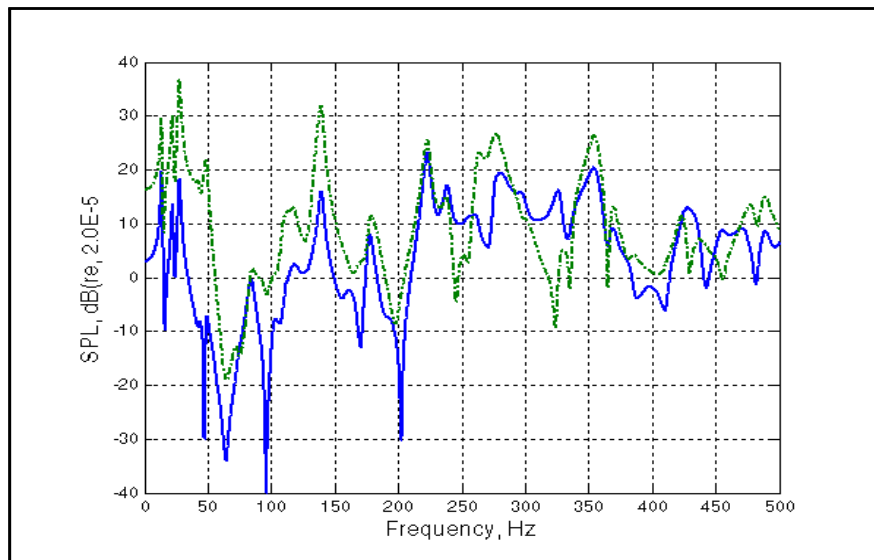


Fig. 10. Structural-acoustic FRF's calculated at node 4826 for a driving force applied close to a corner (solid curve) and in the centre of the bottom plate (dash-dotted curve)

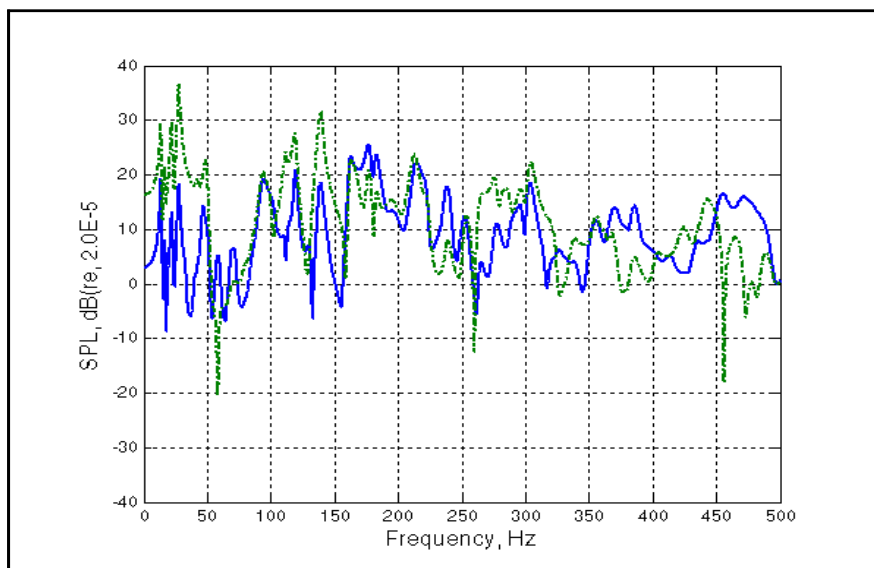


Fig. 11. Structural-acoustic FRF's calculated at node 6825 for a driving force applied close to a corner (solid curve) and in the centre of the bottom plate (dash-dotted curve)

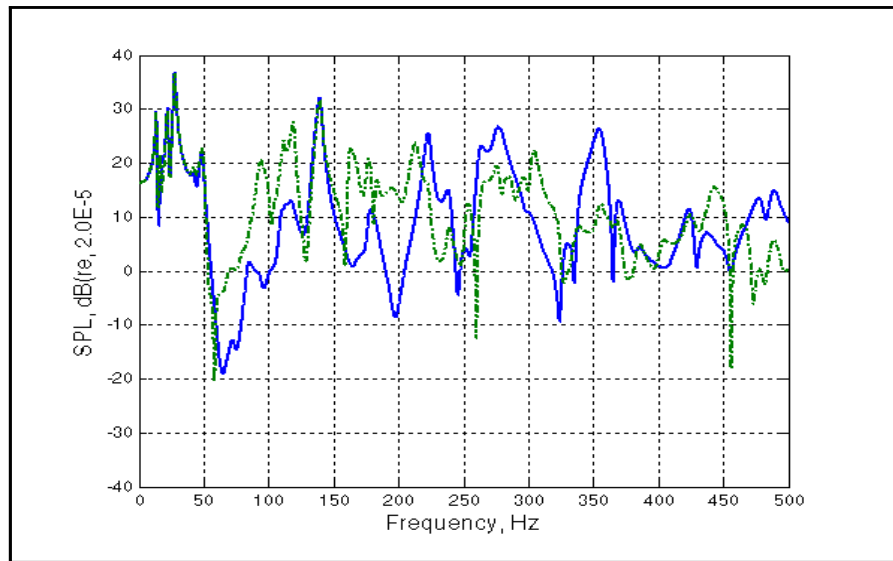


Fig. 12. Structural-acoustic FRF's calculated at node 4826 (solid curve) and at node 6825 (dash-dotted curve) for a driving force applied in the centre of the bottom plate

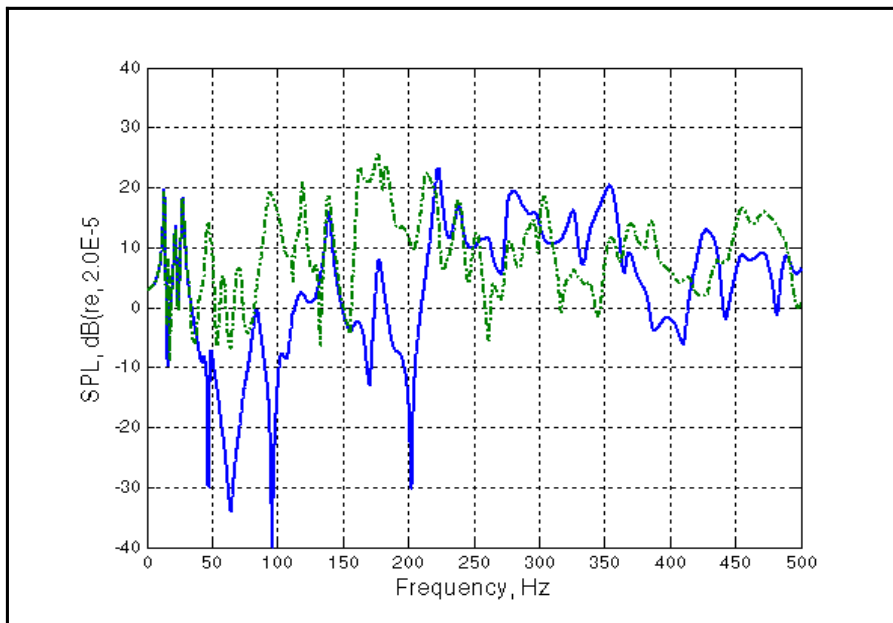


Fig. 13. Structural-acoustic FRF's calculated at node 4826 (solid curve) and at node 6825 (dash-dotted curve) for a driving force applied close to a corner of the bottom plate

In this regard, comparing the graphs shown in Figs. 12 and 13, one can notice that for a range between 50 and 200 Hz the FRF at node 4826 is significantly lower, in comparison with the pressure FRF at node 6825. Because node 4826 (the center of a rectangular enclosure) is nodal for the first four acoustic modes (see Fig. 6), the decrease in sound pressure level is well noticeable in the considered frequency range. Above 200 Hz, this location is not nodal any more, and the sound pressure level becomes nearly the same as that for node 6825.

4. Conclusions

In the present paper, a comprehensive finite element analysis of structural, acoustic, and coupled structural-acoustic properties of all-flexible rectangular boxes has been carried out. Although the all-flexible model is geometrically similar to the widely used simple model of a rigid rectangular box with only one flexible wall (that can be described analytically), it is much more complex from the point of view of its structural-acoustic behaviour. Therefore, its analysis represents an important step forward in understanding structural-acoustic properties of more complex and more realistic structural-acoustic models.

The initial attention in this study has been paid to the uncoupled structural behaviour of the model, where the results of the pioneering papers in this area have been revisited and their accuracy improved.

In the second part of the paper, a fully coupled structural-acoustic analysis has been undertaken, and a number of coupled structural-acoustic modes and a set of structural-acoustic frequency response functions have been calculated and analysed for different positions of a driving force and a receiver. The results obtained at different positions demonstrate that, depending on the position of a driving force and a receiver, the resulting frequency response functions can be significantly reduced in certain frequency intervals.

References

1. Dickinson, S.M., Warburton, G.B., "Vibration of box-type structures", *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 9, pp. 325-334, 1967.
2. Hooker, R.J., O'Brien, D.J., "Natural frequencies of box-type structures by a finite element method", *Journal of Applied Mechanics*, vol. 41, pp. 363-365, 1974.
3. Grice, R.M., Pinnigton, R.J., "Vibration analysis of a thin-plate box using a finite element model which accommodates only in-plane motion", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 232(2), pp. 449-471, 2000.
4. Grice, R.M., Pinnigton, R.J., "Analysis of the flexural vibration of a thin-plate box using a combination of finite element analysis and analytical impedances", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 249(3), pp. 499-527, 2002.
5. Fulford, R.A., Petersson B.A.T., "Estimation of vibrational power in built-up systems involving box-like structures, part 1: Uniform force distribution", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 232(5), pp. 877-895, 2000.
6. Fulford, R.A., Petersson, B.A.T., "Estimation of vibrational power in built-up systems involving box-like structures, part 2: Infinite top-plate and circular geometry", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 232(5), pp. 897-915, 2000.
7. Liang, J., Petersson, B.A.T., "Dominant dynamic characteristics of built-up structures", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 247(4), pp. 703-718, 2001.
8. Petersson, B.A.T., "Vibro-acoustic features of box-like structures", *Proceedings of the International Conference "NOVEM 2005"*, Saint Raphael, France, April 2005, 12 pp. (on CD).
9. Marburg, S., Beer, H.J., Gier, J., Hardtke, H.J., Rennert, R., Perret, F., "Experimental verification of structural-acoustic modelling and design optimization", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 252(4), pp. 591-615, 2002.
10. Hagiwara, I., Wang, D.W., Shi, Q.Z., Rao, R.S., "Reduction of noise inside a cavity by piezoelectric actuators", *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 125, pp. 12-17, 2003.

11. Luo, J., Gea, H.C., "Optimal stiffener design for interior sound reduction using a topology optimization based approach", *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 125, pp. 267-273, 2003.
12. Damaren, C.J., "Optimal location of collocated piezo-actuator/sensor combinations in spacecraft box structures", *Smart Materials and Structures*, vol. 12, pp. 494-499, 2003.
13. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., "Numerical investigation of structure-borne interior noise in flexible rectangular boxes", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, vol. 29(5), pp. 50-57, 2007.
14. Skudrzyk, E., *Simple and complex vibratory systems*, The Pennsylvania State University Press, 1968, pp 281-299.
15. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., Winward, R.E.T.B., "Finite element analysis of structural-acoustic interaction in simplified models of road vehicles", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, vol. 26(2), pp. 25-36, 2004.
16. Georgiev, V.B., Krylov, V.V., Winward, R.E.T.B., "Finite element calculations of structural-acoustic modes of vehicle interior for simplified models of motorcars", *Proceedings of the 33rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, "Internoise 2004"*, Prague, Czech Republic, 22-25 August 2004, 8 pp. (on CD).
17. Krylov, V.V., Georgiev, V.B., "New approach to investigation of resonant vibrations of noncircular shells based on the theory of coupled waveguides", *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, vol. 2(9), pp. 1761-1771, 2007.
18. Fahy, F.J. *Sound and structural vibration*. Academic Press, London, 1985.

Предварительные результаты построения и проверки лабораторной заглушённой камеры

Булкин В.В.¹, Калиниченко М.В.²

¹ Профессор кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ

² Старший преподаватель кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ

Аннотация

Представлено описание малогабаритной лабораторной заглушённой камеры, применяемой для исследования средств защиты от акустических излучений. Дано обоснование принципа её построения, описаны её конструктивные особенности. Стены, потолок и пол камеры покрыты звукопоглощающим материалом в форме клиньев и волны. Предусмотрена возможность размещения исследуемых средств защиты (экранов) на направляющих на трёх уровнях. Измерительный микрофон может располагаться на мягкой подвеске в верхней части камеры или на штативе. Приведены результаты предварительных исследований реальных амплитудно-частотных характеристик внутреннего (рабочего) объёма камеры до и после нанесения звукопоглощающего материала на внутреннюю поверхность камеры. Представлено обсуждение предварительных результатов проведенных экспериментов. Определены вопросы дальнейших работ по улучшению камеры. Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 14-08-00186.

Ключевые слова: акустический шум, акустическая камера, амплитудно-частотная характеристика, шумозащита.

Preliminary results of build and test lab anechoic chamber

Bulkin V.V.¹, Kalinichenko M.V.²

¹ Professor, Department "Technosphere safety", Murom Institute (branch) Vladimir state University, Murom, Vladimir region, Orlovskaya str., 23, Russian Federation

² Senior lecturer of the Department "Technosphere safety", Murom Institute (branch) Vladimir state University, Murom, Vladimir region, Orlovskaya str., 23, Russian Federation

Abstract

The description of laboratory small-sized anechoic chamber, used to study remedies from the acoustic radiation. The justification for the principle of its construction, described its design features. The walls, ceiling and floor of the chamber covered with sound absorbing material in the form of wedges and waves. Accommodate investigated means of protection (screens) on the rails at three levels. The measurement microphone can be placed on a soft suspension bracket at the top of the camera or on a tripod. The results of preliminary studies of the real amplitude-frequency characteristics of the internal (working) chamber volume before and after applying the sound-absorbing material on the inner surface of the chamber. The preliminary results of the experiments are present in the article. The issues identified further work on improving the camera. The work is executed at support of RFBR grant 14-08-00186.

Keywords: acoustic noise, acoustic chamber, the amplitude-frequency characteristic, the noise.

*E-mail: vvbulkin@mail.ru (Булкин В.В.), marinakali@mail.ru (Калиниченко М.В.)

Введение

Одним из важнейших факторов, формирующих здоровье населения города, является шум. Неблагоприятные акустические условия могут приводить к патологии сердечно-сосудистой и нервной систем у наиболее восприимчивых слоёв населения. Исследованиями последних лет установлено, что под влиянием шума наступают изменения в органах зрения человека (снижается устойчивость ясного видения и острота зрения, изменяется чувствительность к различным цветам и др.) и вестибулярном аппарате, нарушаются функции желудочно-кишечного тракта, повышается внутричерепное давление, происходят нарушения в обменных процессах организма и т. п.

Влияние акустического шума на человека известно и много раз рассмотрено в самых разных научных работах (например, [1, 2], и др.). Изучение возможностей защиты человека от данных воздействий является важной составляющей учебного процесса по направлению подготовки «Техносферная безопасность».

Для проведения измерений в акустическом диапазоне используются безэховые камеры (БЭК) – помещение, в котором не возникает эхо.

Их назначение предусматривает возможность решения большого спектра задач, от исследования акустических характеристик различных конструкций до применения в учебном процессе для изучения особенностей защиты от акустических шумов [3]. Обычно такие камеры конструируют так, чтобы они ещё и изолировали внутренний объём от внешних сигналов. Всё это позволяет производить измерения сигнала, пришедшего непосредственно от источника, исключив отражения от стен и шум извне.

Стены, потолок и пол таких камер покрыты материалом, поглощающим соответствующие волны.

Акустические безэховые камеры используются для имитации пространства, в котором исходящие от некоего источника звуковые волны не возвращаются. Это позволяет тестировать и измерять акустический эффект от различных устройств. Для обеспечения безэховости используется звукопоглощающий материал (ЗПМ) в форме клиньев определенной высоты, форма и размеры которых зависят от диапазона рабочих частот [4].

Размер самой камеры зависит от типа требуемых измерений. Например, критерий различия ближнего и дальнего поля излучателя устанавливает минимальное расстояние между антеннами передатчика и приёмника. В соответствии с этим и учитывая, что требуется пространство для размещения поглотителей излучения, расчётный размер камеры может оказаться очень большим.

Целью выполненной работы является разработка малогабаритной лабораторной камеры для исследования средств защиты от акустических излучений.

1. Проектирование камеры

Поскольку задача создания достаточно негабаритной (малогабаритной) лабораторной камеры предполагает невозможность использования этой камеры в исследованиях различий ближнего и дальнего поля излучателя, диаграммы направленности приёмных и излучающих элементов (микрофонов и акустических систем), размеры такой камеры следует определять исходя из реального объёма помещения лаборатории при условии обеспечения минимума возможных функций по анализу источников излучения и средств защиты от них. Исходя из этого, было определено, что камера будет иметь размеры в пределах $2 \times 1 \times 0,8$ м при вертикальной ориентации.

Камера выполнена из панелей, каркас которых основан на применении строительных металлических профилей шириной 50 мм. Этот размер выбран исходя из толщины звукопоглощающей минеральной ваты. Для внешней обшивки панелей использована фанера толщиной 8 мм (наружное покрытие) и 4 мм (внутреннее покрытие). На передней стороне камеры имеются две двери, обеспечивающие максимальный доступ во внутренний объём.

С целью обеспечения дополнительных функций камеры, внутри стенок размещён экранирующий материал, что обеспечивает возможность использования камеры для исследования средств защиты от электромагнитных излучений.

С целью выравнивания характеристики камеры и снижения уровня эха внутренняя поверхность покрыта ЗПМ, в качестве которого используется акустический поролон пирамидального и волнообразного профилей. В верхних углах использованы т. н. бас-ловушки, предназначенные для поглощения низкочастотных акустических сигналов.

Двери камеры установлены на петлях. Их фиксация в закрытом состоянии осуществляется с помощью накладных фиксаторов. На одной из дверей установлена колодка с разъёмами для соединения внешних и внутренних устройств системы. Аналогичная колодка установлена на внутренней поверхности двери. Предусмотрена клемма для соединения внутреннего экрана с заземляющим контуром.

Для исследования эффективности шумозащитных экранов предусмотрены направляющие для установки экранирующих конструкций на трёх разных уровнях.

В качестве излучателей акустического сигнала используются акустические системы 15АС-213 от министереокомплекса «Ода-102». Диапазон воспроизводимых частот 63...20000 Гц, номинальное электрическое сопротивление 4 Ом, предельная (паспортная) мощность 25 Вт. Габариты АС - 178×160×265 мм.

В качестве усилителя применён усилитель мощности от комплекса «Ода-102».

Измерительный микрофон может быть установлен в верхней части камеры на мягкой подвеске или зафиксирован, например, на стандартной микрофонной стойке. С целью обеспечения удобства работы с камерой она установлена на прорезиненные колёса на шарнирах.

Размеры камеры: высота 2262 мм, ширина 960 мм, глубина 760 мм.

Внешний вид камеры показан на рисунке 1. На внутренней поверхности дверей хорошо просматривается акустический поролон типа «Волна», на внутренней поверхности камеры – поролон типа «Пирамида». Также хорошо видны направляющие для установки шумозащитных экранов.



Рис. 1. Вид заглушённой камеры с открытыми дверцами

На рисунке 2 показана верхняя часть внутренней зоны камеры. В центре на мягкой подвеске – микрофон шумомера ВШВ-03. Слева и справа от него видны поролоновые бас-ловушки.

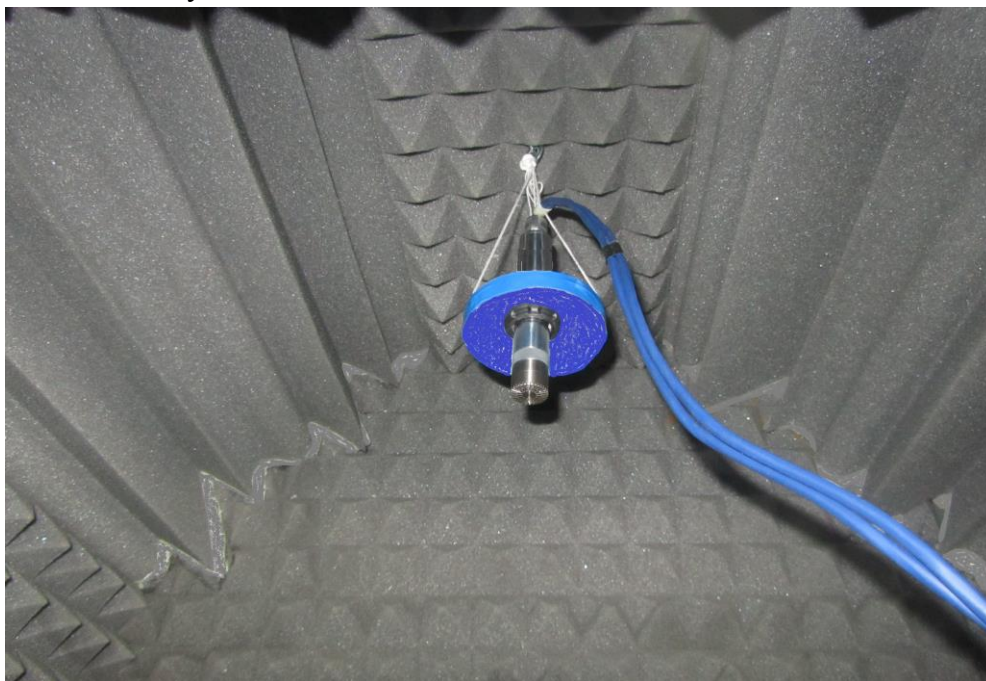


Рис. 2. Верхняя часть внутренней зоны камеры с микрофоном

На рисунке 3 представлена нижняя часть внутренней зоны камеры. Акустические системы установлены в бас-ловушки другого типа («Куб»), которые являются для них своеобразным пеналом.



Рис. 3. Нижняя часть внутренней зоны камеры с акустическими системами

2. Экспериментальная проверка характеристик камеры

Проверка камеры с точки зрения ослабления акустического сигнала и анализа амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) внутреннего (рабочего) объема проводилась следующим образом.

Для проверки уровня ослабления акустического сигнала самой конструкцией камеры был использован громкоговоритель рупорный динамический ГР-6Л, обеспечивающий, в сочетании с усилителем звуковой частоты, уровень звукового давления на расстоянии 1 м – 116,5 дБ на частоте 1000 Гц. При установке в закрытую камеру (без внутреннего поглощающего слоя) фиксируемый уровень звукового давления уменьшился до 66,5 дБ. Таким образом, конструкция камеры обеспечивает уровень ослабления в 50 дБ.

Оценка АЧХ осуществлялась с использованием установленных в камере акустических систем и шумомера ВШВ-003 на средневзвешенных частотах третьоктавных диапазонов. Общий вид АЧХ камеры без внутреннего ЗПМ показан на рисунке 4. Как следует из графика, разброс значений имеет диапазон 30 дБ.

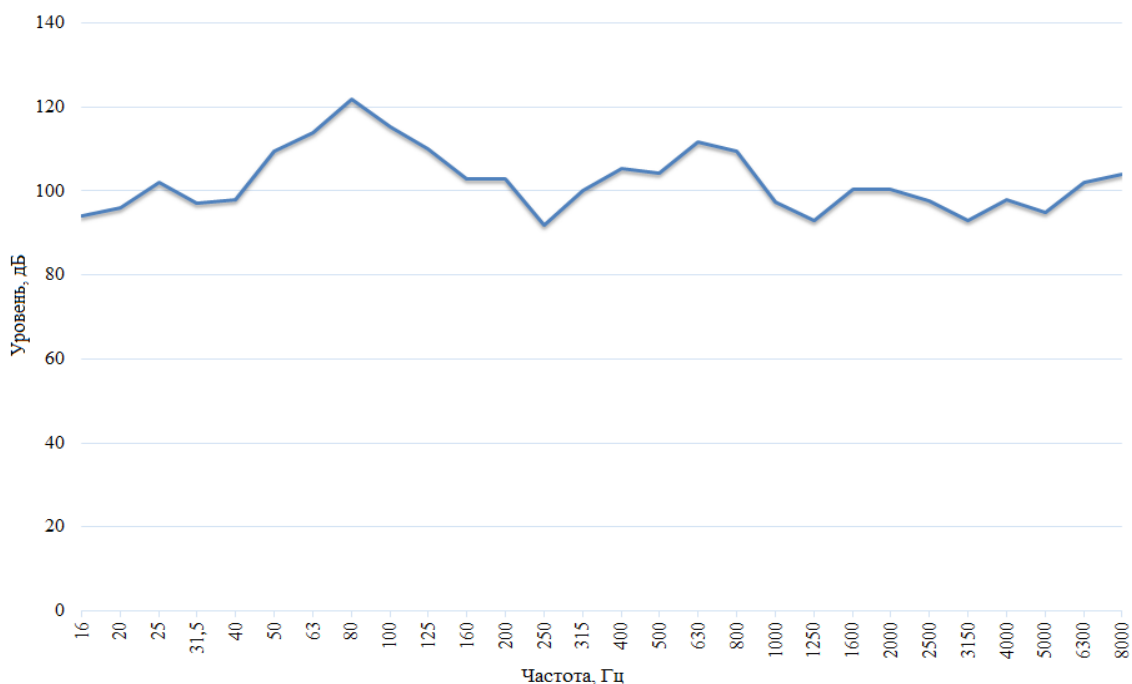


Рис. 4. АЧХ камеры без внутреннего ЗПМ

Кроме того, аналогичный анализ АЧХ был проведён и после нанесения ЗПМ на внутреннюю поверхность камеры. Результат представлен на рисунке 5. Как следует из графика, разброс значений имеет диапазон 34 дБ.

Можно сделать вывод о том, что нанесение ЗПМ привело к некоторому увеличению неравномерности АЧХ. Причину такой реакции на применение звукопоглощающего покрытия ещё следует установить, однако уже понятно, что может быть следует изменить порядок расположения на внутренней поверхности разных по профилю ЗПМ. Кроме того, следует, также, проверить реальную АЧХ самих акустических систем.

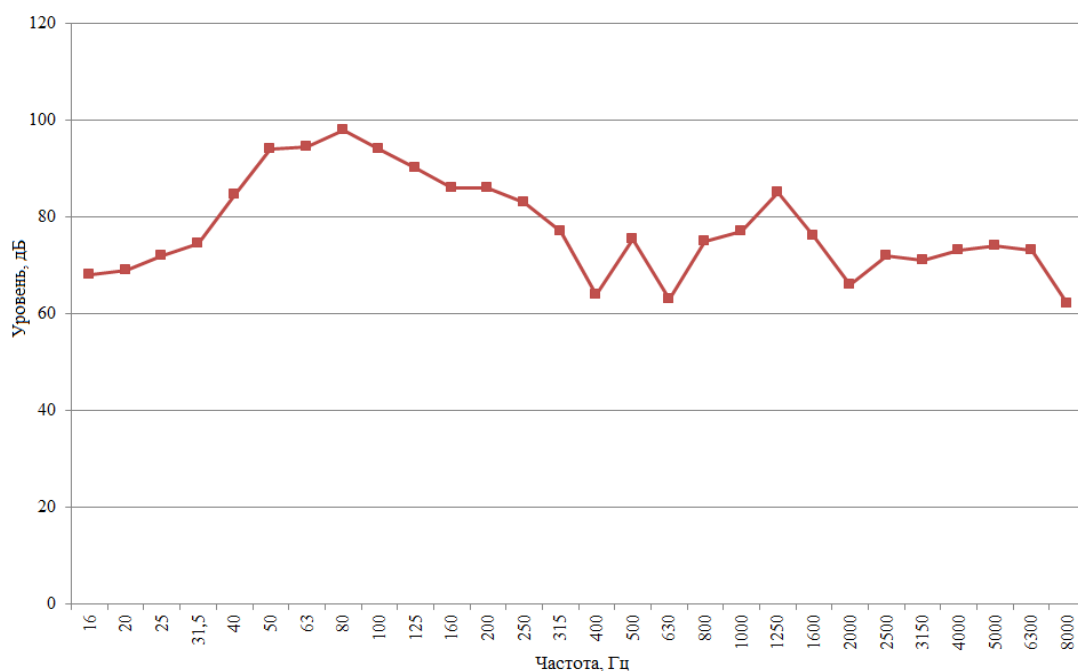


Рис. 5. АЧХ камеры с внутренним ЗПМ

Однако в целом такое положение может быть принято допустимым, поскольку при проведении реальных исследований полученный результат должен быть скорректирован с учётом исходной АЧХ.

3. Обсуждение предварительных результатов

Рассматриваемая камера предназначена только для лабораторного использования в учебном процессе и в научных исследованиях, проводимых на кафедре техносферной безопасности Муромского института Владимирского государственного университета. Как уже говорилось, в силу малых её габаритов не ставилась задача обеспечить возможность проведение измерений в т. н. дальней зоне, включая получение диаграммы направленности излучателя (акустических систем) или микрофона. Поэтому дадим оценку полученным результатам исходя именно из этих соображений.

В таблице 1 представлены некоторые параметры и их характеристики для акустических камер I-IV классов [5]. Очевидно, что ни под один класс спроектированная камера не подходит ни по габаритным размерам, ни по изолирующей способности (нанесение на внутреннюю поверхность камеры акустического поролона не изменило уровень ослабления акустического сигнала, оставив его в пределах 50,5 дБ).

Однако для целей учебного процесса или для качественной оценки, например, эффективности шумозащитных экранов, такая камера вполне применима.

Таблица 1. Некоторые характеристики акустических камер

Основные параметры и характеристики	Типы камер			
	I	II	III	IV
Размеры свободного пространства камеры ($a \times b \times h$), м	12×11×6	10×9×5	7×6,6×4	4×3,6×3,4
Средняя изолирующая способность от воздушного шума ограждений камеры (R), дБ	61	61	58	58

Заключение

Созданная камера соответствует поставленной цели – разработке малогабаритной лабораторной камеры для исследования средств защиты от акустических воздействий. Обеспечиваемый уровень ослабления акустического сигнала (до 51 дБ) позволяет использовать камеру в учебном процессе и ряде научных исследований.

Требуется коррекция АЧХ акустического поля в камере с целью сужения диапазона разброса уровня сигнала на различных частотах.

Можно считать, что поставленная цель реализована в полном объёме.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 14-08-00186.

Список литературы

1. Мухамедова Г.Р. Характеристики отоакустической эмиссии у лиц, подвергающихся воздействию интенсивного производственного шума: Автореф. дис. ... канд. мед. наук. –М.: 2006. -16 с.
2. Шарапов Р.В., Соловьев Л.П., Булкин В.В. Существование человека в рамках техносферы / Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. –Муром: ИПЦ МИ ВлГУ, 2012, №1. –С.31-39.
3. Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Sal'nikov I.N. About the possibility of the use of dual-chamber acoustic screens-resonators to reduce noise / Noise Theory and Practice.2015; Vol.1, № 1. pp.32-41.
4. Ермолаев А.В. Исследование акустических характеристик микросистемных приборных средств при вибрационной и ударной нагрузке в безэховой камере / Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, № 1(86), 2011. –С.327-331.
5. Методические указания по расчёту и проектированию акустических камер для измерения шумовых характеристик машин. Утверждены 28 июля 1978 года Директором НИИСФ Госстроя СССР. –Режим доступа: <http://base.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc;base=ESU;n=16255>.

Об опыте исследования и снижения вибрации компрессорных установок

Васильев А.В.*

Самарский государственный технический университет, адрес: 443100, г. Самара,
Молодогвардейская, 244

Аннотация

Проведены исследования вибрационного состояния компрессорных установок различных типов: четырехступенчатых поршневых компрессоров АО «КуйбышевАзот» и винтовых компрессоров АО «АВТОВАЗ». Результаты исследований позволяют прийти к выводу о значительном превышении вибрации в ряде точек измерений. Предложены мероприятия по снижению вибрации компрессорных установок.

Ключевые слова: вибрация, компрессорные установки, анализ, снижение

About the experience of research and reduction of vibration of compressor plants

Vasilyev A.V.

Head of Department of Chemical Technology and Industrial Ecology of Samara State Technical University,
Samara, Russian Federation

Abstract

Research of vibration state of compressor plants of different types are described: 4-stage piston compressors of KuibyshevAzot Company and screw compressors of AVTOVAZ Inc. Results of research are allowing to conclude that there is significant exceeding of vibration level in a number of points of measurements. Measures for reduction of vibration of compressor plants are suggested.

Keywords: vibration, compressor plants, analysis, reduction.

Введение

Компрессорные установки широко применяются в различных отраслях промышленности. При этом их вибрация представляет серьезную проблему и может привести не только к негативному воздействию на производственный персонал, но и к снижению производительности работы компрессоров, разрушению трубопроводов и агрегатов и др. [1-9, 13, 16, 17]. Автором проведены исследования вибрационного состояния компрессорных установок различных типов. Целью исследований являлись экспериментальные измерения амплитудно-частотных характеристик вибрации компрессорных установок и их конструктивных элементов (всасывающий и нагнетающий трубопроводы, корпус, опоры, фундамент, холодильник и др.) и принятие заключения о соответствии уровней вибрации установленным нормативам. Для определения характера вибрационного возбуждения компрессора и его элементов измерялись уровни вибраций при работе компрессора с полной нагрузкой и без нагрузки. Измерения проводились в наиболее виброопасных точках в трех направлениях:

- х – вертикальное направление, перпендикулярное оси трубопроводов;
- у – направление, параллельное оси трубопроводов;

*E-mail: vasilyev.av@samgtu.ru

z – направление, перпендикулярное осям x и y .

Для проведения исследований использовалась виброизмерительная аппаратура фирмы «Брюль и Кьер», Дания.

Настоящая статья посвящена анализу некоторых результатов измерений вибрации для различных типов компрессорных установок и разработке мероприятий по снижению вибрации.

1. Исследование вибрации четырехступенчатых компрессорных установок

В качестве объекта исследований был взят компрессор № 9/01-4 марки 4НВ5К 400/620 с максимальным давлением нагнетания четвертой ступени $p=23 \text{ кг/см}^2$, производительностью $Q=6500 \text{ м}^3/\text{ч}$; а также их конструктивных элементов (всасывающий и нагнетающий трубопроводы, корпус, опоры, фундамент, холодильник). Компрессор используется на производстве в АО «КуйбышевАзот». На рис.1 представлено расположение точек измерения уровней вибраций на фундаменте ресиверов и холодильников, а также трубопроводов компрессора. Результаты измерений представлены в таблице 1. Анализ полученных результатов показывает, что в низкочастотном диапазоне практически везде проявляются колебания на основной частоте $f = 12,5 \text{ Гц}$. В целом же наиболее интенсивны вибрации за второй ступенью компрессора.

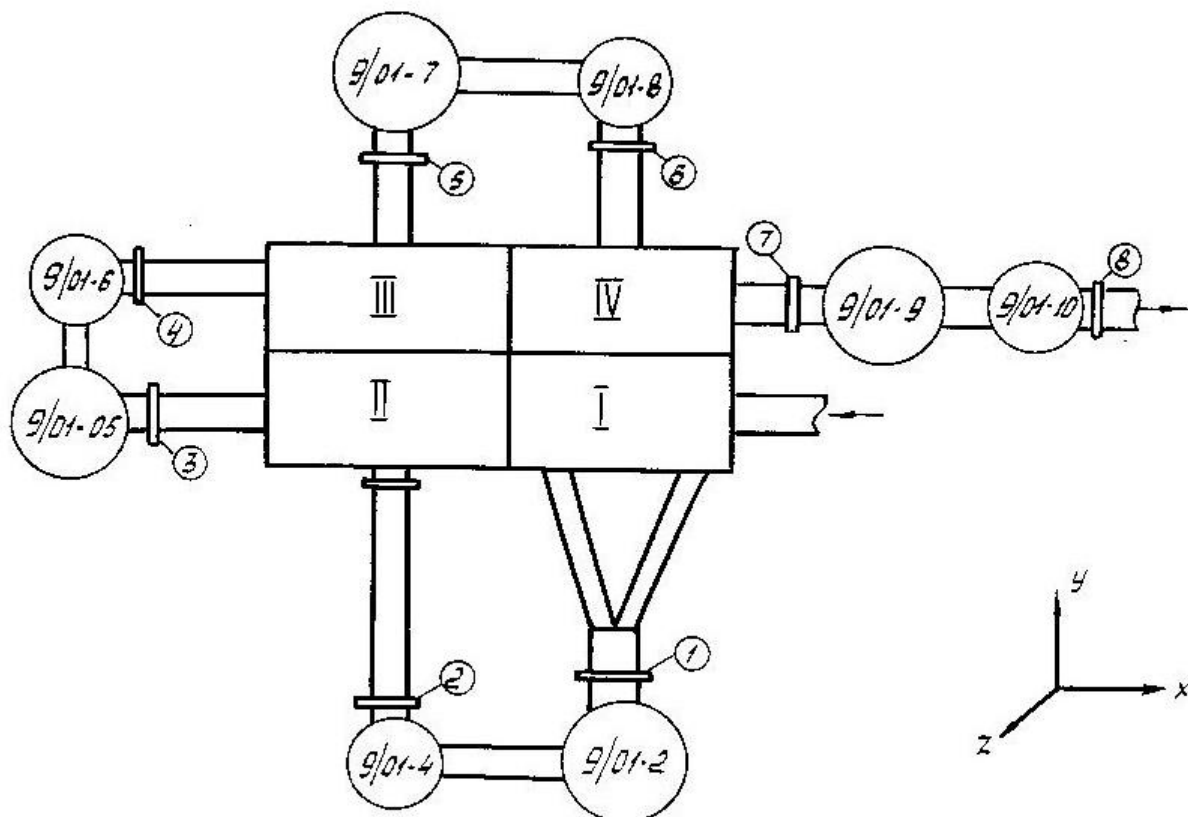


Рис.1. Схема точек измерения вибрации 4-х ступенчатого компрессора цеха 27 АО «КуйбышевАзот»

Таблица 1. Общие уровни виброускорений трубопроводов компрессора № 9/01 при 100% нагрузке (дБ)

Номера точек измерений	Направление x	Направление y	Направление z
1	89	90	92
2	79	90	82
3	94	89	90
4	90	88	88
5	89	89	87
6	89	87	82
7	86	97	88
8	78	85	76

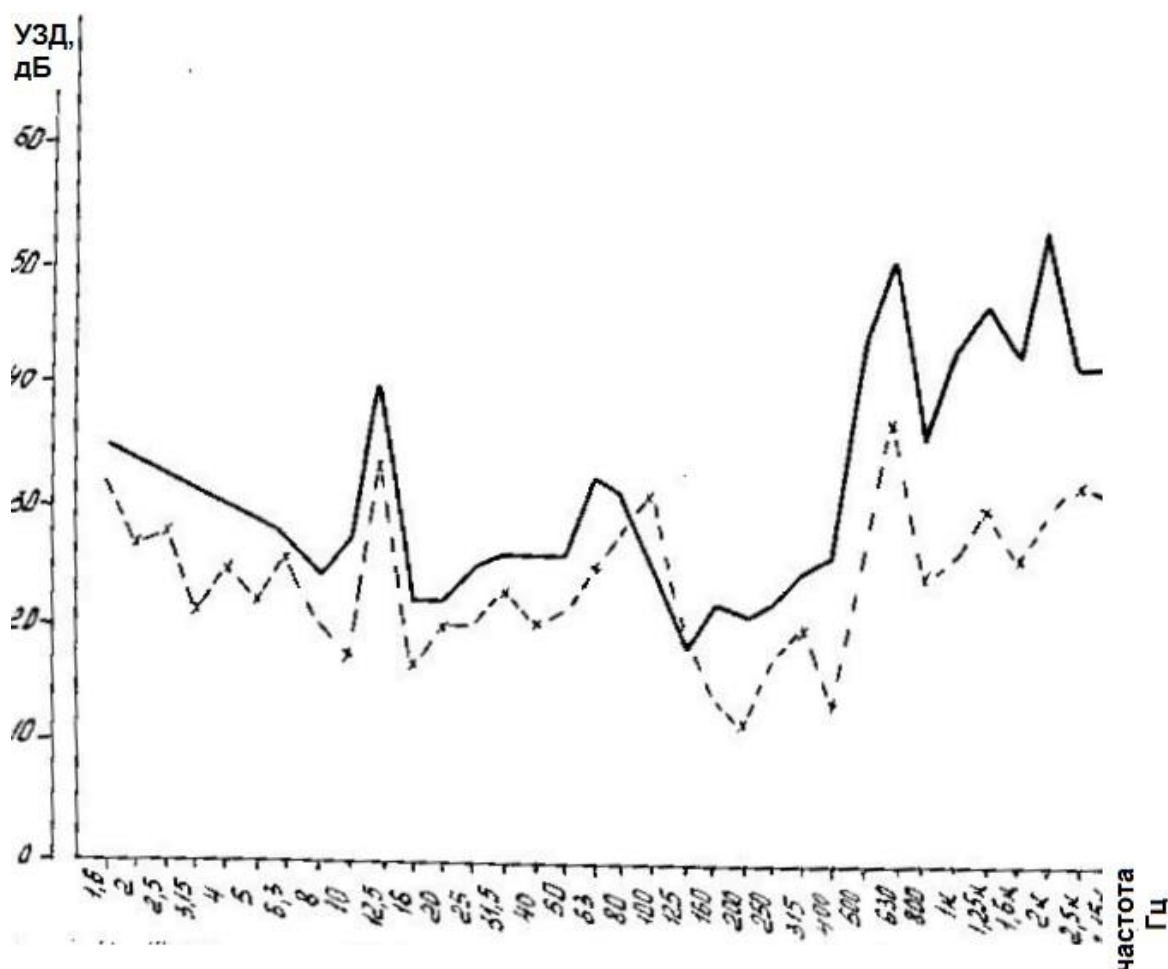


Рис.2. Третьооктавный спектр виброперемещений в т.3, направление y (при рабочей нагрузке и без нагрузки)

Также исследовалась вибрация четырехступенчатых оппозитных поршневых углекислотных компрессоров цеха №4 АО «КуйбышевАзот» и их трубопроводов. Были проведены измерения амплитуд виброперемещений и значений виброскоростей в различных плоскостях (одночисловые значения и октавные спектры). При этом компрессоры работали в режиме полной нагрузки. В связи с высокими уровнями вибрации были проведены также измерения на нагнетательном трубопроводе начиная от выхода пятой ступени компрессора 1 и до компрессора 4 в наиболее виброопасных

точках. Максимально допустимая амплитуда вибрации технологических трубопроводов составляет 0,2 мм (200 мкм) при частоте вибрации не более 40 Гц. Анализ результатов измерений показал, что имеется ряд точек с явным превышением предельно-допустимых нормативов. В некоторых точках превышение нормативных значений размаха колебаний достигает 3 и более раз. Анализ спектров виброскорости в некоторых виброопасных точках показал, что наиболее высокие уровни вибрации наблюдаются на частотах от 1 до 40 Гц, т.е. в низкочастотной области спектра.

2. Исследование вибрации винтовых компрессорных установок

Винтовые компрессоры относятся к компрессорам роторного типа, в которых изменение объема осуществляется ротором, совершающим вращательное движение. По сравнению с компрессорами других типов, например, поршневыми или центробежными, вибродиагностика винтовых компрессоров имеет свою специфику. Это подтверждают результаты проведенного вибрационного обследования винтового компрессора №43 энергетического производства АО «АВТОВАЗ». Важнейшим диагностическим параметром здесь является уровень вибрации на опорах подшипников. Было проведено измерение уровней вибрации обследуемого компрессора на опорах подшипников в трех направлениях: В – вертикальное; Г – горизонтальное; О – осевое. Для проведения измерений и их анализа использовались следующие приборы фирмы «Брюль и Кьер»:

- интегрирующий виброметр 2513;
- цифровой измерительный магнитофон WQ0860;
- анализатор спектра 2515;
- самописец уровня 2317.

Измерения среднеквадратичных значений виброскорости были произведены интегральным виброметром 2513 (рабочий диапазон частот по виброскорости от 10 до 10000 Гц).

Результаты измерений уровней вибрации в мм/с сведены в таблицу 2.

Таблица 2. Результаты измерений уровней вибрации винтового компрессора №43 (измеряемый параметр – виброскорость, мм/с).

Направление/ номер измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вертикальное	6,7	7,5	6,0	7,5	1,2	0,9	5,0	2,8	4,2	4,0
Горизонтальное	6,0	4,5	4,2	7,5	5,2	4,7	6,5	3,5	3,5	5,5
Осевое	9,5	8,5	10,0	10,0	3,5	3,5	9,0	6,7	4,7	6,7

На рис. 3-4 показаны спектральные значения виброскорости в различных измеренных точках.

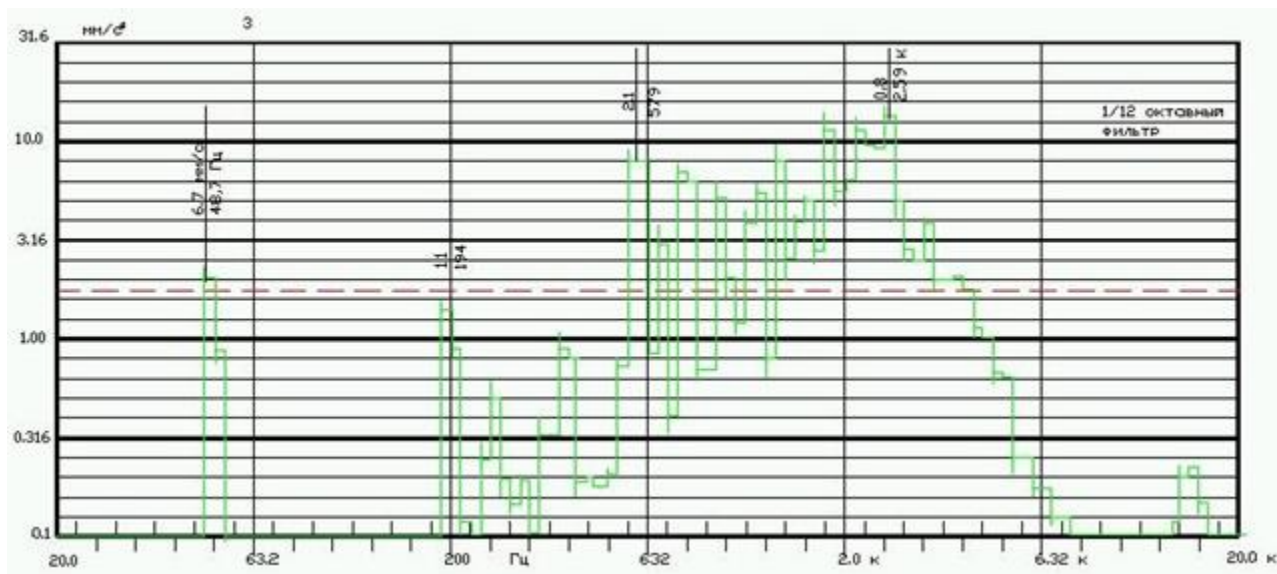


Рис.3. 1/12 октавный спектр виброскорости винтового компрессора, т.1х

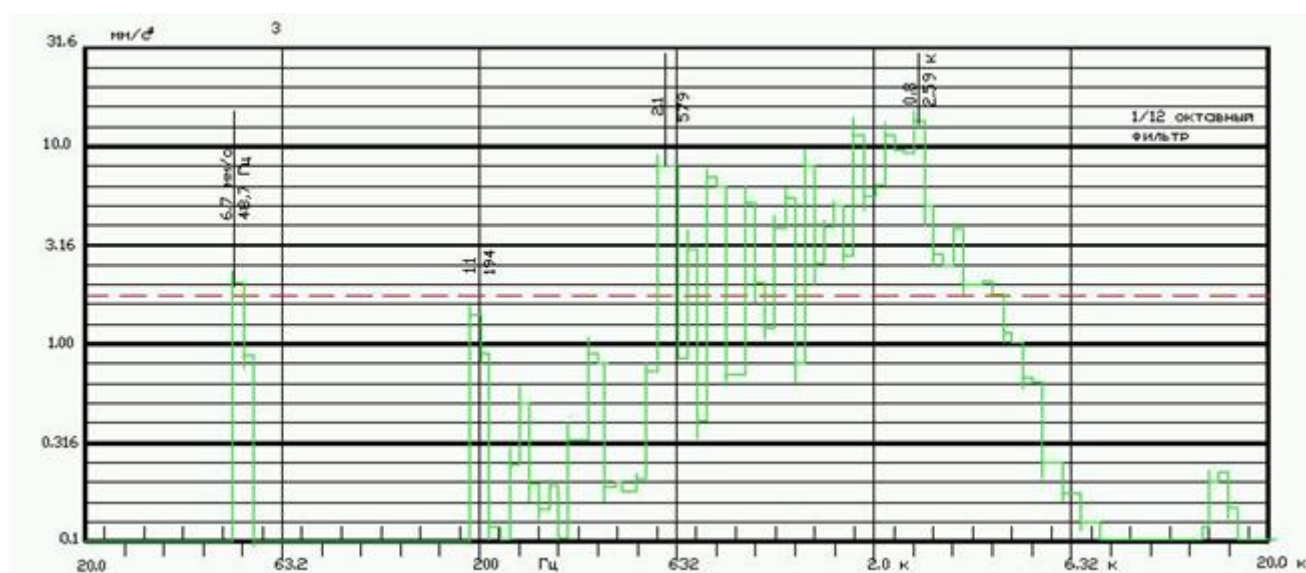


Рис. 4. 1/12 октавный спектр виброскорости винтового компрессора, т.3х

Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие выводы:

1. Вибрационное состояние компрессора по стандарту ISO – 2372 для машин группы G соответствует качественной оценке:

- а) Корпус низкого давления (К.Н.Д.) – «Допустимый предел» (от 4,5 до 11,2 мм/с);
- б) Корпус высокого давления (К.В.Д.) – «Допустимый предел»;
- в) Электродвигатель – «Допустимый предел».

2. Во всех измерительных точках в спектрах вибрации максимальными являются составляющие с частотой вращения привода $f = 48,7$ Гц (для 6% постоянной относительной ширины полосы пропускания ПОШП – логарифмическая ось частоты) и $f = 49,6$ Гц (для постоянной полосы пропускания ППП – линейная ось частоты), что свидетельствует о расцентровке связи К.Н.Д. – электродвигатель и незначительной расцентровке связи К.В.Д. – электродвигатель.

3. Значительными по уровню являются составляющие с частотой 194 Гц (для 6% ПОШП) и 198,2 Гц (для ППП). Вибрация на данной частоте вызвана пульсацией воздуха в проточной части компрессора:

$$f_{\text{пульс}} = n_{\text{винт}} * f_{\text{вращ}} \quad (1)$$

где $f_{\text{пульс}}$ – частота пульсации, Гц;

$n_{\text{винт}}$ – число винтов ротора, шт.;

$f_{\text{вращ}}$ – частота вращения, Гц.

4. Уровни вибрации, указанные в пунктах 2 и 3, усиливаются ввиду недостаточной жесткости фундамента (появляются трещины) и ослабления связи корпус – фундамент.

5. Составляющие с частотами зубчатого зацепления (износ зубчатой пары), дефекта стержней ротора электродвигателя, дисбаланс валов, дефектов подшипников качения имеют незначительные уровни.

3. Разработка мероприятий по снижению вибрации компрессорных установок

Исходя из результатов измерений, разрабатывались и различные мероприятия по снижению вибрации для различных марок компрессоров. Так, для уменьшения вибрации на всасывании поршневых компрессоров в диапазоне низких частот были разработаны специальные конструкции пустотелых компактных гасителей пульсаций [4, 5, 15].

Для уменьшения вибрации четырехступенчатых компрессоров цеха 27 необходимо ослабление пульсаций давления газа в магистрали трубопровода между компрессором и холодильником. Анализ частотных спектров вибрации показывает, что для данного компрессора высокие уровни вибрации трубопровода на выходе второй ступени вызваны в значительной мере преобладающими значениями вибрации на основной частоте работы компрессора ($f=12,5$ Гц). Поэтому в данном случае оправданным является разработка конструкции резонансного гасителя. Были разработаны различные конструкции резонатора.

Для снижения вибрации винтовых компрессоров рекомендуются центровка агрегата, обтяжка болтов крепления корпусов винтовых компрессоров, а также установка осевого разбега роторов винтовых компрессоров.

Для снижения вибрации компрессорных установок и их трубопроводов предлагается использование ряда других мероприятий, среди которых:

1. Установка различных типов креплений трубопроводов, усиление опор под нагнетательный трубопровод, установка виброизолирующих опор [1, 9, 11].

2. Уменьшение количества поворотов трубопроводов.

3. Установка дроссельных шайб во фланцевых соединениях трубопроводов.

4. Использование вибродемпфирования.

5. Установка динамических гасителей пульсации давления газа в нагнетательном трубопроводе, рассчитанных на высокое давление ($p > 200$ кг/см²) [6, 10].

6. Разработка гасителей крутильных колебаний [12] и др.

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что вибрация компрессорных установок различных типов представляет собой серьезную проблему. В ряде точек измерений установлены значительные превышения нормативных значений. Предложен ряд мероприятий по снижению вибрации компрессорных установок.

Список литературы

1. Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного звука и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем: монография / Самара, 2011.
2. Васильев А.В. Акустическая экология города: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Васильев; Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2007 – 166 с.
3. Васильев А.В. К вопросу об обеспечении шумовой и вибрационной безопасности энергетических машин и установок. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. № 1-9. С. 2187-2199
4. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. Наука - производству. 2004. № 8. С. 68-70.
5. Васильев А.В. Снижение пульсаций давления и шума всасывания поршневых машин с использованием низкочастотных глушителей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Москва, 1994.
6. Васильев А.В., Глейзер А.И., Дмитриев В.Н., Прасолов С.Г. Теория и методы проектирования машин с пониженной вибронагруженностью. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. №4. С. 95-109.
7. Васильев В.В. Особенности оценки воздействия шума в условиях химических производств. Академический журнал Западной Сибири. 2014. Т. 10. № 5. С. 106-107.
8. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л., Машиностроение, 1972. 224 с.
9. Глейзер А.И., Васильев А.В. Вибродемпфирование и динамическое гашение колебаний энергетических машин и установок. Безопасность в техносфере. 2011. № 3. С. 35-37.
10. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Динамический виброгаситель: патент на изобретение RUS 2468268 25.02.2011
11. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Виброопора: патент на изобретение RUS 2466313 18.04.2011
12. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Гаситель крутильных колебаний: патент на изобретение RUS 2470202 07.07.2011
13. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
14. Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Крохин В.Н., Береснев В.А., Шафиков Р.Х. Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины: патент на изобретение RUS 2065121.
15. Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Крохин В.Н., Волченков В.И., Десяткин А.М. Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины: А.С. СССР № 1789748 А1.

16. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. С. 3242-3249.

17. Vasilyev A.V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. С. 43-46.

Использование программного продукта для выполнения расчета ожидаемой шумности

Гришина С. Ю.^{1*}, Курцев Г. М.², Путчев А. Д.³

¹ Магистрант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

² Профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

³ Студент, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. д. Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

Аннотация

В данной статье рассматривается программа для расчета ожидаемой шумности. Цель данной статьи – обоснование использования программы. Были приведены некоторые формулы, используемые при расчете ожидаемой шумности от нескольких источников излучения шума. Дана схема проникновения долей шума от источников через основные каналы в кабину строительно-дорожных машин, формирующие акустическое поле в кабине. Кратко описаны работа программы и её написание. Составлена блок-схема, представляющая совокупность этапов работы алгоритма, в котором отдельные шаги изображаются в виде блоков различной формы.

Ключевые слова: шум, кабина строительно-дорожных машин, акустическое поле, программа, расчет ожидаемой шумности.

The use of the software for calculation of the expected noise

Grishina S.Y.¹, Kurzev G.M.², Putechev A.D.³

¹ Graduate student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

² Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

³ Student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

This article presents a program for the calculation of the expected noise. The purpose of this article is the justification for using this program. Formulas were given for calculating the expected noise from several sources of noise emission. Transmission of noise part from sources through main channels to cabin of construction machine is presented by scheme. It generates the acoustic field in the cabin. The program is described briefly. The block-scheme represents the set of steps of the algorithm. Individual steps are depicted as blocks of various shapes.

Keywords: noise, cabin of construction machine, acoustic field, program, calculating the expected noise.

Введение

Шум в строительно-дорожной технике неблагоприятен для рабочего и является причиной снижения производительности труда. Для анализа воздействия шума на водителя строительно-дорожной машины (далее – СДМ) необходимо сформировать математическую модель и рассчитать шум, проникающий в кабину. Расчет ожидаемой шумности в кабине является трудоемким и долгим процессом. Поэтому для облегчения

*E-mail: gsy62@mail.ru (Гришина С.Ю.)

выполнения расчета была разработана программа, основанная на аналитической модели определения ожидаемой шумности.

1. Расчетная модель

1.1 Акустическая схема проникновения шума в кабину СДМ

На рисунке 1 представлен образец строительно-дорожной техники, на котором схематично обозначены пути проникновения шума в кабину водителя от основных источников излучения.

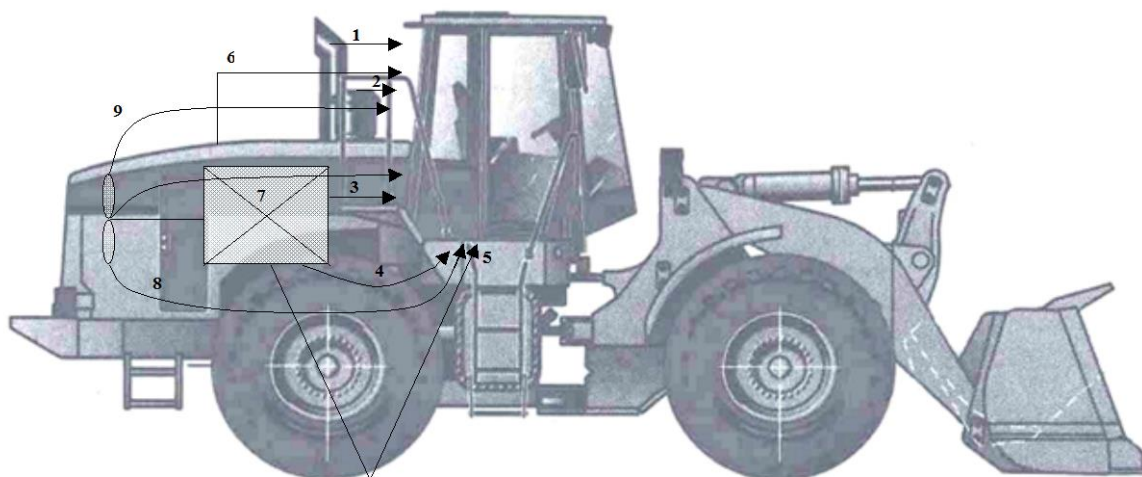


Рис. 1. Условная акустическая схема проникновения шума в кабину СДМ

1 – шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины; 2 – шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины; 3 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 4 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно; 5 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через нижний открытый проём в капоте и далее через пол кабины; 6 – шум двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки; 7 – шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 8 – шум вентилятора, системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через пол кабины; 9 – шум вентилятора, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки

1.2 Формулы, используемые в программе при расчете ожидаемой шумности

Шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола, определен по формуле [1]:

$$L_{\text{вып}}^{\text{каб}} = L_{\text{w вын}} - 20 \lg R_{\text{вын}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i} \cdot 10^{-0,1(3H_{\text{каб}i} + t_{\text{диф}}^{\text{каб}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}i}}{A_{\text{каб}}} + PH_{\text{вын.}} - \beta_{\text{вын.}} - x + 6, \text{дБ} \quad (1)$$

где $L_{\text{w вын}}$ - звуковая мощность, излучаемая выпуском, дБ;

$R_{\text{вып}}$ - расстояние от среза выпускной трубы до ближайшей панели кабины, м;
 $S_{\text{каб}i}$ - площадь i -го ограждения, через которые шум выпуска проникает в кабину, м^2 ;

n - число элементов ограждения кабины, шт.;

$ЗИ_{\text{каб}i}$ - звукоизоляция i -го элемента кабины, дБ;

$t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}$ - добавка к звукоизоляции i -го ограждения кабины в зависимости от расположения ее панелей к выпуску, дБ, $t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}=5$ дБ – для потолка и боковых панелей, $t_{\text{дифр}i}^{\text{каб}}=8$ дБ – для задней панели по отношению к выпуску;

$A_{\text{каб}}$ - звукопоглощение кабины, $A_{\text{каб}} = \bar{\alpha}_{\text{каб}} \cdot S_{\text{каб.общ.}}$, м^2 ;

$\bar{\alpha}_{\text{каб}}$ - средний коэффициент звукопоглощения кабины;

$S_{\text{каб.общ.}}$ - общая площадь внутренних ограждений кабины, м^2 ;

$ПН_{\text{вып}}$ - показатель направленности выпуска, дБ;

$\beta_{\text{вып}}$ - добавка, учитывающая расположение выпускной трубы по отношению к кабине погрузчика, дБ;

χ - числовая добавка, которая при $\Omega = \pi$ равна 5 дБ, при $\Omega = 2\pi$ - 8 дБ, $\Omega = 4\pi$ - 11 дБ, (Ω - пространственный угол излучения источников, при излучении в открытое пространство он составляет 4π , в полупространство 2π , в двугранный угол - π).

Шум вентилятора системы охлаждения, проникающий на рабочее место через радиатор охлаждения и далее через перегородку между моторным отсеком и кабиной, определен по формуле [3]:

$$L_{\text{вент.пер}}^{\text{каб}} = L_{\text{w вент}} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{кап.вент.}}}{S_{\text{кап.вент.общ.}}} + \frac{4\psi_{\text{кап.вент.}}}{B_{\text{кап.вент.}}} \right) - 3I_{\text{рад}} + 10 \lg \frac{S_{\text{рад}}}{S_{\text{кап.вент.}}} - 10 \lg B_{\text{кап.дв.}} + \quad (2)$$

$$- 3I_{\text{пер.}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{S_{\text{кап.дв.}}} - 10 \lg A_{\text{каб}} + 6, \text{ дБ}$$

где $L_{\text{w вент.}}$ - звуковая мощность, излучаемая вентилятором системы охлаждения, дБ;

$\chi_{\text{кап.вент.}}$ - коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля вентилятора;

$S_{\text{кап.вент.общ.}}$ - общая площадь внутренних ограждений панелей капота вентилятора, м^2 ;

$\Psi_{\text{кап.вент.}}$ - коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля под капотом вентилятора;

$B_{\text{кап.вент.}}$ - постоянная капота вентилятора, м^2 ;

$$B_{\text{кап.вент.}} = \frac{A_{\text{кап.вент.}}}{(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап.вент.}})};$$

$A_{\text{кап.вент.}}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 ;

$$A_{\text{кап.вент.}} = \bar{\alpha}_{\text{кап.вент.}} \cdot S_{\text{кап.вент.общ.}};$$

$\bar{\alpha}_{\text{кап.вент.}}$ - средний коэффициент звукопоглощения под капотом вентилятора;

$S_{\text{кап.вент.}}$ - площадь ограждений капота вентилятора, через которые проникает звук, м^2 ;

$ЗИ_{рад}$ - звукоизоляция радиатора системы охлаждения, дБ;

$S_{рад}$ - площадь радиатора, м²;

$B_{кап.дв.}$ - постоянная капота двигателя, м²;

$B_{кап.дв.} = \frac{A_{кап.дв.}}{(1 - \alpha_{кап.дв.})}$; $A_{кап.дв.}$ - звукопоглощение капота двигателя, м²;

$ЗИ_{пер}$ - звукоизоляция перегородки, через которую звук проникает в кабину от двигателя, дБ;

$S_{пер}$ - площадь перегородки между кабиной и моторным отсеком, через которую проникает звук в кабину от двигателя, м²;

$S_{кап.дв.}$ - площадь ограждений капота двигателя, через которые проникает звук, м²;

$A_{каб}$ - формулу (1).

Шум двигателя, проникающий на рабочее место через пол кабины непосредственно, определен по формуле [3]:

$$L_{дв.пол}^{каб} = L_{wдв} + 10 \lg \left(\frac{\chi_{кап.дв.}}{S_{кап.дв.общ.}} + \frac{4\psi_{кап.дв.}}{B_{кап.дв.}} \right) + 10 \lg \frac{S_{кан.}}{S_{кап.дв.}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{пол i}}{\sum_{i=1}^k S_{пол i} \cdot 10^{-0,13 И_{пол i}}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^k S_{пол i}}{A_{каб.}} + 1, дБ \quad (3)$$

где $S_{кан.}$ - площадь сечения канала, по которому звук от двигателя проходит под полом кабины, м²;

$S_{пол i}$ - площадь i-го элемента пола со звукоизоляцией $ЗИ_{пол i}$, через которые звук проникает в кабину, м²;

k - число элементов с различной величиной звукоизоляции;

$L_{wдв}$ - звуковая мощность, излучаемая двигателем, дБ;

$\chi_{кап.дв.}$, $S_{кап.дв.общ.}$, $\psi_{кап.дв.}$, $B_{кап.дв.}$, $S_{каб.дв.}$ - см. формулу (2),

а $A_{каб}$ - формулу (1).

2. Программа

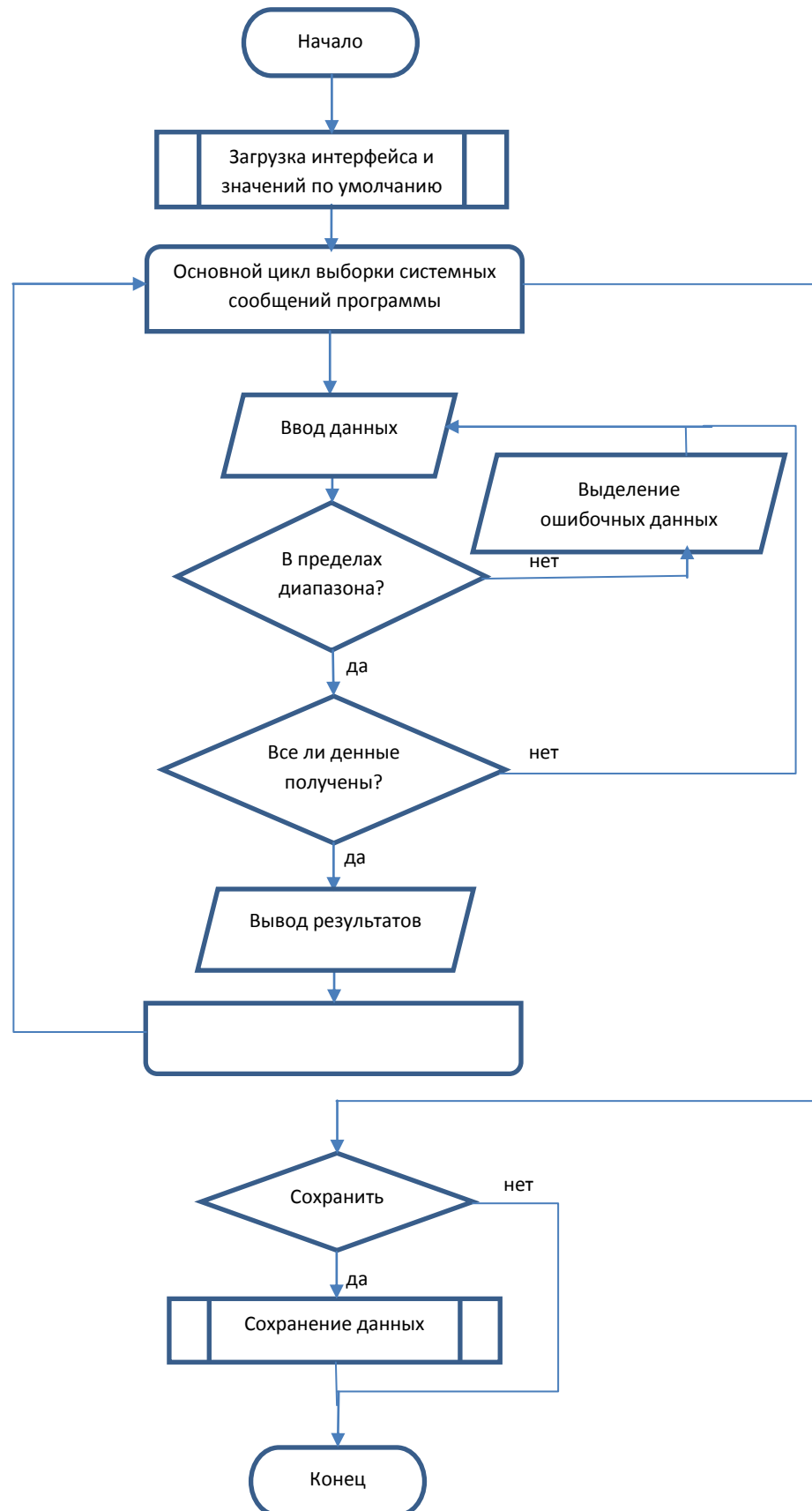
2.1 Описание программы

Программа предназначена для автоматического расчета шума, проникающего отдельными каналами в кабину для всех октавных полос частот. Все данные заносятся в таблицу, либо в конкретную формулу при наведении на переменную курсора мышки. После подтверждения ввода происходит проверка попадания данных в указанный диапазон. Если для текущей формулы все данные были введены в нужном диапазоне, высчитывается результат, который заносится в конечную таблицу. Когда все данные введены, таблица получается заполненной, по которой можно увидеть конечный результат. Их можно сохранить в файл, который легко открыть в блокноте. В нем содержатся исходные данные, а также таблица с результатами, чтобы не запускать программу для просмотра результатов многократно. Для изменения данных, существует возможность изменить их в блокноте, и, запустив программу заново, получить новый результат.

Программа написана на языке C++ в среде разработки DevCpp v4.9. Весь интерфейс, оболочка программы и алгоритм обработка данных были написаны

вручную без использования каких-либо встроенных обработчиков и стандартных объектов Windows.

2.2 Блок схема программы



2.3. Пример расчета с помощью программы

Был произведен пробный расчет для шума выпуска, проникающего на рабочее место оператора через панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между моторным отсеком и кабиной и пола на октавной полосе частот 1000 Гц.

На рис. 2 приведен пример ввода данных в программу, а на рис. 3 вывод данных в итоговую таблицу, которая отображает расчет уровней звукового давления от источника излучения выпуска и через основные каналы проникновения шума.

БЖД (Звукоизоляция кабины)

Октавная полоса частот: 1000

$S_{\text{каб.общ.}}$	3	$S_{\text{кап.вент.}}$		$ЗИ_{\text{кап.вент.}}$		$ЗИ_{\text{рад.}}$		$t_{\text{каб.диф.и}}$	4	$\alpha_{\text{кап.дв.}}$	
$S_{\text{кап.вент.}}$		$S_{\text{кап.дв.}}$		$ЗИ_{\text{кап.дв.}}$		$ПН_{\text{вып.}}$	1	$t_{\text{кап.вент.}}$		$\alpha_{\text{каб.}}$	0.5
$S_{\text{кап.дв.}}$		$S_{\text{пол.и}}$	1	$ЗИ_{\text{пол.и}}$		$ПН_{\text{всас.}}$		$t_{\text{кап.и}}$		$R_{\text{вып.}}$	0.65
$S_{\text{кан.}}$		$S_{\text{рад.}}$		$ЗИ_{\text{каб.и}}$	1.2	$\beta_{\text{вып.}}$	1	$h_{\text{дв.}}$		$R_{\text{всас.}}$	
$S_{\text{пер.}}$		$S_{\text{пр.}}$		$ЗИ_{\text{пер.}}$		$\beta_{\text{всас.}}$	0	$\alpha_{\text{з.}}$		$R_{\text{дв.}}$	
x		x2	11	x3		$S_{\text{кап.и дв.}}$	1.5			x1	
$S_{\text{кап.дв.общ.}}$		$L_{\text{в гидр.}}$		$L_{\text{в вып.}}$	97.8	$L_{\text{в всас.}}$		$L_{\text{в дв.}}$		$L_{\text{в вент.}}$	

$$L_{\text{каб.вып.}} = L_{\text{в вып.}} - 20 \lg R_{\text{вып.}} - 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб.и}}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб.и}} * 10^{-0.1 (ЗИ_{\text{каб.и}} + t_{\text{каб.диф.и}})}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб.и}}}{A_{\text{каб.}}} + ПН_{\text{вып.}} - \beta_{\text{вып.}} - x2 + 6, \text{ дБ}$$

Рис. 2. Ввод данных

БЖД (Звукоизоляция кабины)

Октавная полоса частот: 63 125 250 500 1000 2000 4000 8000

	$L_{\text{каб.сум.}}$	$L_{\text{каб.гидр.}}$	$L_{\text{каб.вып.}}$	$L_{\text{каб.всас.}}$	$L_{\text{каб.дв.пер.}}$	$L_{\text{каб.дв.пол.}}$	$L_{\text{каб.дв.пр.}}$	$L_{\text{каб.дв.кап.}}$	$L_{\text{каб.вент.пер.}}$	$L_{\text{каб.вент.пол.}}$	$L_{\text{каб.вент.кап.}}$
63	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
125	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1000	0	0	91.3417	0	0	0	0	0	0	0	0
2000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$L_{\text{каб.сум.общ.}}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Рис. 3. Таблица конечных данных в октавных полосах частот

Вывод

Данная программа позволяет рассчитывать уровни звукового давления и уровни звука в октавных полосах частот от всех источников излучения и через основные каналы проникновения шума в кабину СДМ. Так же программа производит расчет суммарных уровней звукового давления и уровней звука, с помощью которых можно произвести ориентировочную оценку звукового поля в кабине.

Список литературы

1. Балишанская Л. Г., Дроздова Л. Ф., Иванов Н. И. и др. Техническая акустика транспортных машин: Справочник. – СПб.: Политехника, 1992. – 365с.: ил.
2. ГОСТ 19.701-90 “Схемы алгоритмов программ, данных и систем”.
3. Шашурин А. Е. Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами (на примере строительно-дорожной техники): Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. – СПб.: БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, 2010.

Оценка риска потери слуха как повышение порогов слышимости

Тюрин А.П.^{1*}, Парахин Д.В.²

¹ Д.т.н, проф., ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», ул. Студенческая, д. 7, г. Ижевск, Удмуртская Республика, РФ

² Преподаватель, ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», ул. Студенческая, д. 7, г. Ижевск, Удмуртская Республика, РФ

Аннотация

Оценка риска потери слуха у рабочих профессий может быть оценена как снижение порогов слышимости. Исследования, выполненные на двух группах населения, соответственно, подверженных и неподверженных шумовому воздействию, позволили сформировать основные положения по оценке потери слуха у разных категорий людей. При этом учитываются пол, возраст и стаж работы человека. Содержание данной рукописи уточняет правила вычисления повышения порогов слуха в соответствии с положениями международного стандарта «Determination of occupational noise exposure and estimation of noise-induced hearing impairment». Показана взаимосвязь российского руководства по гигиенической оценке условий труда с положениями стандарта в плане выбора основных критериев, участвующих в вычислениях.

Ключевые слова: риск, повышение порога слышимости, уровень звука, рабочие профессии.

Risk assessment of hearing impairment as an increasing of hearing thresholds

Tyurin A.P.¹, Parakhin D.V.²

¹ DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk Technical University, Studencheskaya str., 7, Izhevsk, Udmurt Republic, Russia

² Senior lecturer, Kalashnikov Izhevsk Technical University, Studencheskaya str., 7, Izhevsk, Udmurt Republic, Russia

Abstract

Risk assessment of hearing loss from working professions can be estimated as a reduction in the hearing thresholds. Studies carried out on two groups of the population, respectively, subject to and not susceptible to noise levels, allowed to form the basic statement on the assessment of hearing loss among different categories of people. This takes into account sex, age and length of human work. The contents of this manuscript clarifies the rules for calculating of increasing hearing thresholds in accordance with the international standard «Determination of occupational noise exposure and estimation of noise-induced hearing impairment». The interrelation of the Russian leadership on the hygienic assessment of working conditions with the statement of the standard in terms of the choice of the main criteria involved in the calculations.

Key words: risk, increasing of hearing thresholds, sound level, occupations of workers.

1. Постановка задачи

При решении вопросов охраны труда и обеспечении безопасности жизнедеятельности важным является оценка профессиональных рисков на основе специальных методик. Риск, обусловленный повышенным шумовым воздействием, связан с изменением порогов слышимости работников, находящихся в зоне повышенного шумового воздействия. Прогнозирование воздействия шума на пороги слышимости человека, как в условиях работы, так и вне ее также весьма актуально при планировании мероприятий по улучшению условий производственной среды.

*E-mail: asd1978@mail.ru (Тюрин А.П.)

Порог слышимости, дБ, связанный с возрастом и шумом, H' , у людей, подверженных шумовому воздействию, можно вычислить с использованием следующей эмпирической формулы [1]:

$$H' = H + N - \frac{HN}{120}, \text{ дБ} \quad (1)$$

где H – порог слышимости, дБ, связанный с возрастом;

N – действительное или потенциальное значение сдвига порога, обусловленное воздействием шума, дБ.

Член $\frac{HN}{120}$ начинает вносить поправки в результаты при условии, что $H + N$ более чем 40 дБ.

2. Аналитическое решение

Используя положения, предложенные в [1, 2, 3], решим следующую задачу применительно к некоторой профессии с заранее известным фактическим уровнем звука на рабочем месте. Для исследования примем, что на рабочих местах трудятся женщины.

Необходимо вычислить риск поражения слуха при шумовом воздействии на органы слуха рабочего в возрасте 45 лет, которые испытывают на себе воздействие уровня шума в среднем каждый день $L_{A,8h} = 90$ дБ в течение 15 лет (8 ч/день, 5 дней в неделю, 50 недель/год). В этом случае класс условий его труда характеризуются второй степенью вредности третьего класса. В соответствии с Р 2.2.2006-05 [4] вредные условия труда второй степени приводят к нарушениям в состоянии здоровья по крайней мере через 15 лет, следовательно, стаж взят именно на этом уровне.

Для оценки поражающего воздействия шума используем частоты 500, 1000, 2000, 3000, 4000 и 6000 Гц. Пороговые средневозрастные пороги слышимости H_Q для населения, не подверженного воздействию шума, вычисляются в соответствии с [1] (табл. 1) и далее усредняются по всем частотам. Поскольку методика предполагает только учет возраста в 30, 40, 50 и 60 лет, то с использованием графического метода как нелинейной (рис. 1), так и линейной интерполяции (в отдельных случаях) находим значения порогов слышимости, дБ, для рабочих возраста 45 лет применительно к долям (квантилям) распределения в 0,9; 0,5; 0,1.

Таблица 1. Значения порогов слышимости, в дБ

Частота, Гц	Пороги слышимости, дБ														
	Возраст, годы/ доли (квантили)														
	30			40			45			50			60		
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
Мужчины	-6	1	9	-5	2	11	Не определяем			-4	4	14	-3	6	18
500	-6	1	9	-5	2	11				-4	4	14	-2	7	19
1000	-7	1	11	-6	3	15				-4	7	21	-1	12	29
2000	-7	2	13	-5	6	19				-2	12	29	3	20	42
3000	-7	2	14	-4	8	23				0	16	37	7	28	55
4000	-8	3	16	-5	9	26				0	18	41	8	32	62
6000															
Женщины	-6	1	9	-5	2	11	-4,5	3	12,5	-4	4	14	-3	6	18
500	-6	1	9	-5	2	11	-4,5	3	12,5	-4	4	14	-2	7	19
1000	-6	1	10	-5	3	13	-4,1	4,3	15,3	-3	6	18	-1	11	25
2000	-7	1	11	-5	4	15	-4,1	6	17,8	-3	8	21	0	13	30
3000	-7	1	12	-6	4	17	-4,8	6,2	20,9	-3	9	25	1	16	35
4000	-8	2	14	-6	6	21	-4,1	8,8	25,9	-2	12	31	2	21	45
6000															

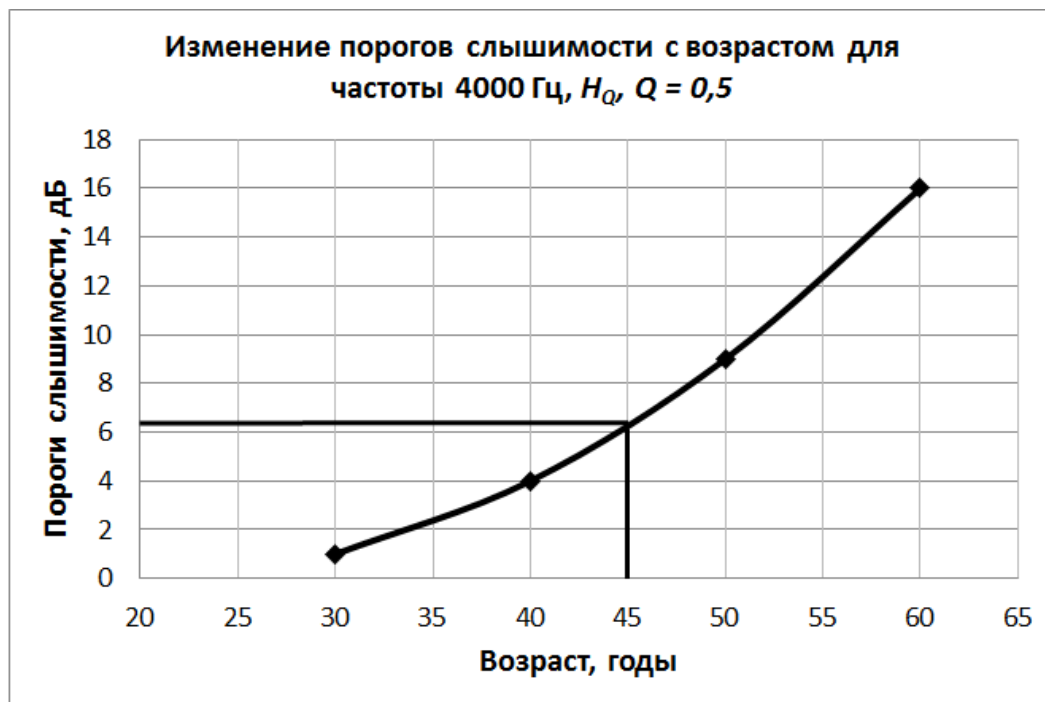


Рис.1. Изменение порогов слышимости с возрастом для частоты 4000 Гц, H_Q , $Q = 0,5$

В табл. 2 отражены значения сформированного порогового сдвига в зависимости от стажа работы для разных долей распределения работающего населения. На рис. 2 методом нелинейной интерполяции (или линейной в отдельных случаях) определены значения порогов слышимости, формирующихся под воздействием шума в течение трудового стажа, для женщин возраста 45 лет и стажа, равного 15 лет, отраженные в табл. 2.

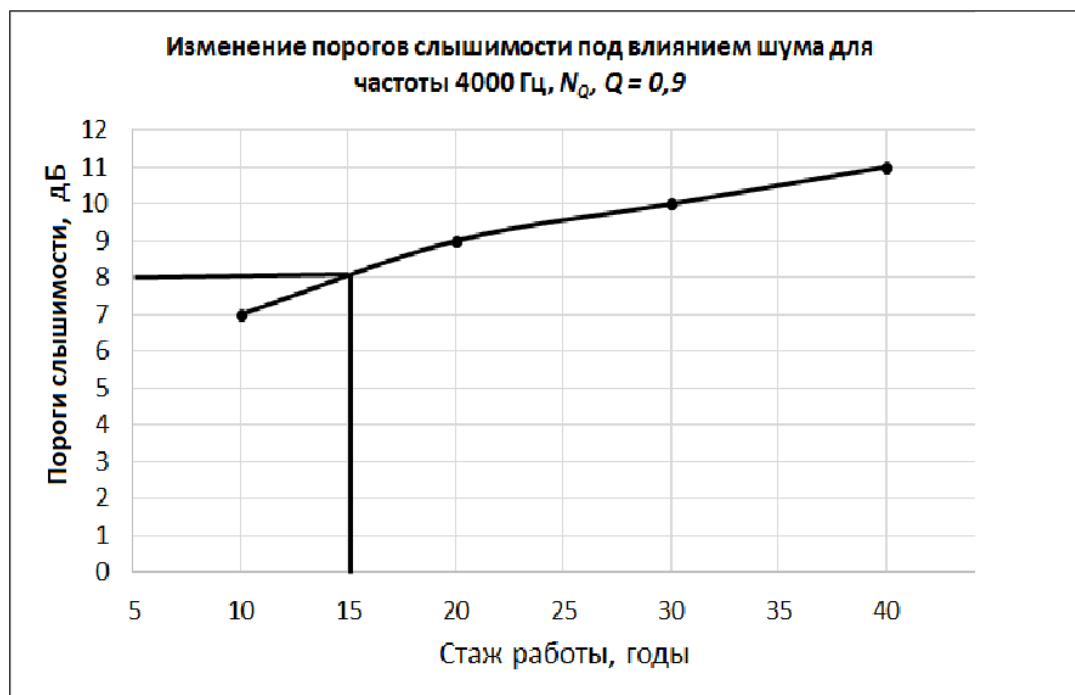


Рис. 2. Изменение порогов слышимости под влиянием шума для частоты 4000 Гц, $N_Q, Q = 0,9$

$$\begin{aligned}
 H_{0,9;45} &= \frac{[(-4,5) + (-4,5) + (-4,1) + (-4,1) + (-4,8) + (-4,1)]}{6} = -4,35 \text{ дБ}, \\
 H_{0,5;45} &= \frac{[3 + 3 + 4,3 + 6 + 6,2 + 8,8]}{6} = 5,2 \text{ дБ}, \\
 H_{0,1;45} &= \frac{[12,5 + 12,5 + 15,3 + 17,8 + 20,9 + 25,9]}{6} = 17,5 \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Таблица 2. Сформированный пороговый сдвиг, обусловленный воздействием шума уровня $L_{A, 8h} = 90$ дБ

Частота, Гц	Сформированный пороговый сдвиг, обусловленный воздействием шума, дБ														
	Время воздействия, годы														
	10			15			20			30			40		
	Квантили														
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2000	0	2	6	1	3	7	2	4	8	3	5	9	4	6	10
3000	4	8	13	5,7	9,1	14,6	7	10	16	8	11	18	9	12	19
4000	7	11	15	8	12	16,7	9	13	18	10	14	19	11	15	20
6000	3	7	12	3,5	7,5	13	4	8	14	5	9	15	6	10	15

Далее, значения сформированного порогового сдвига, обусловленные воздействием шума, вычисляются по формуле:

$$\begin{aligned}
 N_{0,9;15} &= \frac{0 + 0 + 1 + 5,7 + 8 + 3,5}{6} = 3,0 \text{ дБ}, \\
 N_{0,5;15} &= \frac{0 + 0 + 3 + 9,1 + 12 + 7,5}{6} = 5,3 \text{ дБ}, \\
 N_{0,1;15} &= \frac{0 + 0 + 7 + 14,6 + 16,7 + 13}{6} = 8,6 \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Тогда результаты распределения порогов слышимости, обусловленные возрастом и шумом для работников, подверженных шумовому воздействию, находятся как

$$\begin{aligned}
 H_{0,9}^* &= H_{0,9;45} + N_{0,9;15} = -4,35 + 3,0 = -1,35 \text{ дБ}, \\
 H_{0,5}^* &= H_{0,5;45} + N_{0,5;15} = 5,2 + 5,3 = 10,5 \text{ дБ}, \\
 H_{0,1}^* &= H_{0,1;45} + N_{0,1;15} = 17,5 + 8,6 = 26,1 \text{ дБ}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Пояснение результатов вычисления представлено на рис. 3 в Гауссовых координатах с различными величинами риска ослабления слуха. Корректируя данные [5], можно отметить, что существует доля работников, ухудшение слуха которых не происходит.

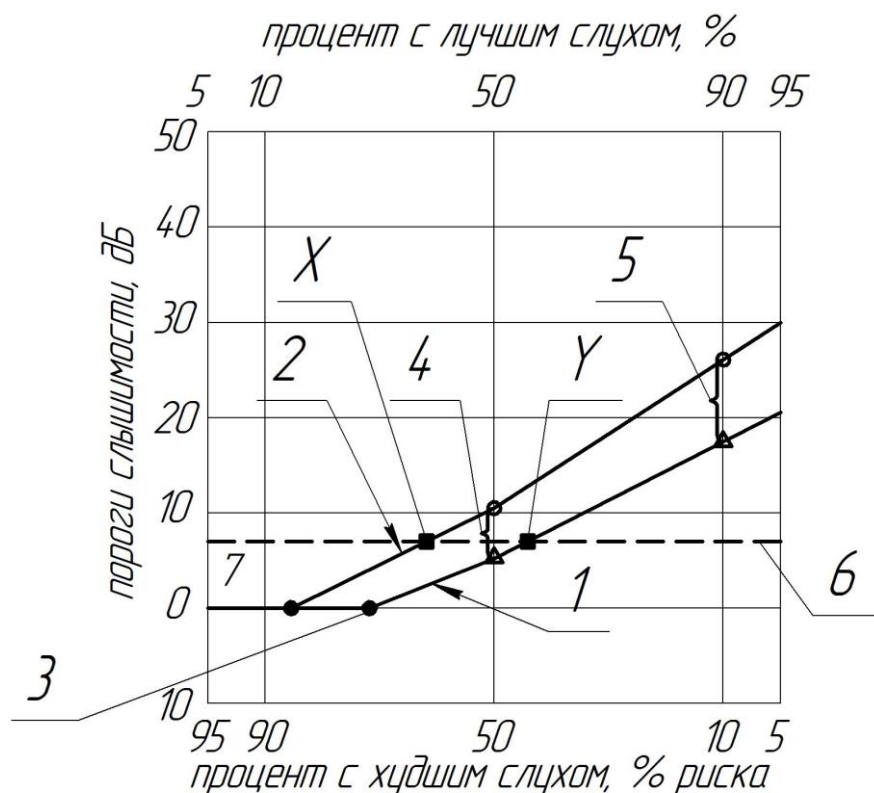


Рис. 3. Оценка риска при воздействии шума на исследуемую категорию работников

- 1 – пороги слышимости работников, не подверженных шумовому воздействию;
- 2 – пороги слышимости работников, подверженных шумовому воздействию;
- 3 – значение доли работников, ухудшения слуха которых не происходит;
- 4 – значение сдвига порога для 50 % работников;
- 5 – значение сдвига порога для 10 % работников;
- 6 – существующее превышение шума на рабочих местах пультащиков (7 дБ);
- $X = 61,8\%$ – риск поражения вследствие возраста и шума;
- $Y = 44,1\%$ – риск снижения слуха у работников.

Ограничительное значение принято на уровне 7 дБ, как среднее значение превышения нормативного значения уровня звукового давления на рабочих местах исследуемой категории работников. Можно заметить, что при увеличении процента людей с нарушениями порогов восприятия (по нижней оси абсцисс), начиная с 72 % повышения порогов слуха не происходит.

Разница между точками X и Y составляет 17,7 %. Эта величина равна риску ухудшения слуха вследствие воздействия шума, наблюдаемого у исследуемой категории работников. То есть в течение, по крайней мере, 15 лет работы у 17,7 % работников произойдет снижение порогов слышимости на 7 дБ.

Таким образом, вычисления показывают, что количество работников с определенным значением риска снижения слуха обратно пропорционально значениям сдвига порогов слышимости.

Список литературы

1. Acoustic – Determination of occupational noise exposure and estimation of noise-induced hearing impairment / International Standard ISO 1999. Second edition 1990-01-15. – ISO: Switzerland, 1990. – 21 pp.
2. Johnson, D.L. Derivation of presbycusis and noise induced permanent threshold shift (NIPTS) to be used for the basis of a standard on the effects of noise on hearing, AMRL-TR-78-128, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, USA, September 1978.
3. 19. Passchier-Vermeer, W. The effects of age, ontological factors and occupational noise exposure on hearing threshold levels of various populations. Basic and Applied Aspects of Noise-induced Hearing Loss, Salvi, Richard J., Henderson, D., Hamernik, R.P., and Colletti, V. (editors), Plenum Press, New York and London, 1986.
4. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда. Руководство. Р 2.2.2006 – 05.
5. Парахин, Д. В. Обеспечение допустимых норм шума и напряженности труда в рабочей зоне пультовщиков предприятий машиностроительного профиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.26.01 : защищена 19.05.16 / Д. В. Парахин. – СПб., 2016. – 149 с. – Библиогр.: с. 133-144.