

ISSN 2412-8627

Vol. 3 No. 4

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



IV
2017

Acoustic Design Institute

К Юбилею профессора Васильева Андрея Витальевича!



Васильев Андрей Витальевич

*Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Химическая
технология и промышленная экология»*

*Самарского государственного
технического университета,
почетный работник высшего
профессионального образования.*

29 октября 2017 г. исполнилось **55** лет члену редакционной коллегии журнала *Noise Theory and Practice*, доктору технических наук, профессору, почетному работнику высшего профессионального образования Васильеву Андрею Витальевичу. А.В. Васильев - известный ученый в области инженерной экологии и виброакустики. Имеет ряд государственных наград, неоднократный победитель российских и зарубежных конкурсов на получение грантовой поддержки научных исследований и академической мобильности. Третье место лауреат губернской премии Самарской области по науке и технике. Автор свыше 700 научных работ, в т.ч. 7 монографий, 12 учебников и учебных пособий, 15 патентов. Руководитель научной школы, отмеченной грантом Президента РФ по поддержке ведущих научных школ России. Заведует кафедрой химической технологии и промышленной экологии Самарского государственного технического университета, начальник отдела инженерной экологии и экологического мониторинга Самарского научного центра РАН. Широкую известность как отечественной, так и зарубежной научно-образовательной общественности получили проводимые под руководством А.В. Васильева международные экологические конгрессы «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» (ELPIT), ставшие одним из крупнейших экологических мероприятий в России.

Желаем Юбилею крепкого здоровья и дальнейших творческих успехов!

С Уважением, редакционная коллегия журнала Noise Theory and Practice.

Dedicated to the anniversary of Professor Andrey V. Vasilyev!



Andrey V. Vasilyev

*Doctor of Engineering Science, Professor,
Head of Chemical technology and industrial
ecology chair of the Samara State Technical
University, Honorary Worker of Higher
Professional Education of the Russian
Federation, honored ecologist of the Samara
region.*

Samara, Russian Federation

On 29th October 2017 a member of the editorial Board of the 'Noise Theory and Practice' journal, Doctor of Engineering Science, Professor, Honorary higher professional education worker Andrey Vitalyevich Vasilyev. A.V. Vasilyev, a well-known scientist in the field of environmental engineering and vibroacoustics, reached the age of fifty-five. He is a multiple state award winner, a repeated winner of Russian and international competitions for grant support of scientific research and academic mobility, a threefold winner of the Samara region Provincial prize for science and technology, an author of over 700 scientific papers, including 7 monographs, 12 textbooks and manuals, 15 patents. He is the head of scientific school marked by the grant of President of the Russian Federation to support the leading scientific schools of Russia; Head of Department of chemical technology and industrial ecology at Samara State Technical University, Head of Department of engineering ecology and ecological monitoring of the Samara RAS scientific center. International Environmental Congresses 'Environment and health and safety of industrial and transport complexes' (ELPIT) held under the leadership of A.V.Vasilyev have become one of the largest environmental events in Russia and widely known by both domestic and foreign scientific and educational community.

We wish him splendid health and further creative achievements!

Sincerely,

Editorial Board of the Journal 'Noise Theory and Practice'

Научный журнал

Том 3 №4

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

Бойко Ю.С. к.т.н.
г. Санкт-Петербург, РФ

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. Промышленная, д. 19, лит. Р
+7 (812) 500-08-26

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 77-71448

Содержание

Азбаид Эль Уахаби А., Крылов В.В.

АНГЛ

Ультразвуковое моделирование открытых траншей, используемых в качестве сейсмических барьеров для защиты от грунтовых вибраций, вызванных дорожным движением
стр. 5-13

Пильненко А.К., Заплетников И.Н.

РУС

Владыченко Н.И.

Виброакустические свойства пищевых продуктов
стр. 14-20

Гаврилюк В.Н., Тимушев С.Ф., Аксенов А.А.

РУС

Об одной постановке краевой задачи аэроакустики с импедансными граничными условиями
стр. 21-28

Кирпичников В.Ю., Дроздова Л.Ф.,

РУС

Шашурин А.Е., Яковлева Е.В.

Об уровнях псевдозвуковых давлений вблизи озвучиваемой пластины
стр. 29-36

Осетров А.В.

РУС

Исследование разрешения при различных схемах измерений в акустической томографии
стр. 37-49

Андрющенко А.К., Аникин М.К.

РУС

Шумозащитные мероприятия по снижению уровней шума от соударения металлических труб
стр. 50-59

Светлов В.В.

РУС

Расчет эффективности технологического шумозащитного экрана для снижения шума от воздухозаборных решеток компрессорных установок
стр. 60-68

Editor-in-chief

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

Deputy Editor-in-Chief

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

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova, Professor
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Igor Zapletnikov, Professor
Doctor of Engineering Science
Donetsk, Ukraine

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

Sergio Luzzi, Professor
Florence, Italy

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

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

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

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

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

Iuliia Boiko
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Location address of the Editorial office

19 building 'R' Promyshlennaya str.
St. Petersburg, Russian Federation
Phone 8 (812) 500-08-26
www.noisetp.com
e-mail: noise.science@gmail.com

Executive Secretary

Boiko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-71448

Contents

- | | |
|--|-----|
| Azbaid El Ouahabi A., Krylov V.V.
Ultrasonic Modelling of Open Trenches
Used as Seismic Barriers Against
Traffic-induced Ground Vibrations
p. 5-13 | ENG |
| Pilnenko A.K., Zapletnikov I.N.
Vladychenko N.I.
Vibro-acoustic properties of food products
p. 14-20 | RUS |
| Vladimir N. Gavriilyuk; Sergey F. Timushev
Andrey A. Aksenov
On a formulation of the boundary-value problem of
aeroacoustics with impedance boundary conditions
p. 21-28 | RUS |
| V. Kirpichnikov, L. Drozdova
A. Shashurin, E. Yakovleva
Psevdozvukovyh pressure levels near resonant plate
p. 29-36 | RUS |
| Osetrov A.V.
Resolution investigation for the different measurement
schemes in acoustical tomography
p. 37-49 | RUS |
| Andryushchenko A.K., Anikin M.K.
Noise-protective actions for decrease in noise levels
from impact of metal pipes
p. 50-59 | RUS |
| Svetlov V.V.
Calculations of the technological noise barrier
efficiency of reducing noise from the air
intake compressor plants
p. 60-68 | RUS |

УДК 534.832

OECD 02.01.IM

Ultrasonic Modelling of Open Trenches Used as Seismic Barriers Against Traffic-induced Ground Vibrations

Azbaïd El Ouahabi, A.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

Various types of seismic barriers are used in practice to protect buildings from traffic-induced ground vibrations, mainly from propagating Rayleigh surface waves. One of the widely used types of seismic barriers are open trenches. Experimental investigations of real size trenches at frequencies typical for traffic-induced ground vibrations, i.e. at 10-100 Hz, are costly and time consuming. In the present work, an alternative and much less expensive approach is proposed - a reduced-scale experimental modelling using ultrasonic Rayleigh wave propagation over very small-scale replicas of real trenches. Experimental investigations of propagation of Rayleigh wave pulses with the central frequency of 1 MHz, which corresponds to the value of scaling factor of about 1:1000, have been carried out for a single trench and for periodic combinations of trenches. The results of the measurements of transmission and reflection coefficients of Rayleigh waves for different incident angles show that, for typical values of the parameters used in the experiments, periodic combinations of trenches represent efficient seismic barriers against traffic-induced ground vibrations.

Keywords: Ground vibrations; Open trenches, Rayleigh waves, Ultrasonic modelling.

Ультразвуковое моделирование открытых траншей, используемых в качестве сейсмических барьеров для защиты от грунтовых вибраций, вызванных дорожным движением

Азбаïд Эль Уахаби, А.¹, Крылов, В.В.²

¹ Научный сотрудник, Кафедра авиационной и автомобильной техники, Университет Лафборо,
Лафборо, Лестершир, LE11 3TU, Великобритания

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

Аннотация

Различные типы сейсмических барьеров используются на практике для защиты зданий от грунтовых вибраций, вызванных дорожным движением, главным образом от распространяющихся поверхностных волн Рэлея. Одним из широко используемых типов сейсмических барьеров являются открытые траншеи. Экспериментальные исследования траншей реальных размеров на частотах, типичных для вибраций, вызванных дорожным движением, т.е. при 10-100 Гц, являются дорогостоящими и требуют много времени. В настоящей работе предлагается альтернативный и гораздо менее дорогостоящий подход - экспериментальное моделирование с уменьшенным масштабом и с использованием распространения ультразвуковых волн Рэлея по очень мелким репликам реальных траншей. Экспериментальные исследования распространения импульсов рэлеевских волн с центральной частотой 1 МГц, что соответствует значению масштабного коэффициента около 1: 1000, были проведены для единичной траншеи и для периодических комбинаций траншей. Результаты измерений коэффициентов прохождения и отражения волн Рэлея при различных углах падения показывают, что при типичных значениях параметров, используемых в экспериментах, периодические комбинации траншей представляют собой эффективные сейсмические барьеры для защиты от грунтовых вибраций, вызванных дорожным движением.

траншеи представляют собой эффективные сейсмические барьеры для защиты от грунтовых вибраций, вызванных дорожным движением.

Ключевые слова: *грунтовые вибрации; открытые траншеи, волны Рэлея, ультразвуковое моделирование.*

Introduction

One of the ways to reduce ground vibrations from railways or road traffic is to influence the propagation path from source to receiver by introducing seismic barriers. The advantage of interventions on the propagation path is that no modifications of the track or road are required. Several types of seismic barriers have been proposed in the past to protect buildings from traffic-induced ground vibrations, mainly from propagating Rayleigh surface waves. Among such barriers are trenches (both open and in-filled) [1-6], large concrete blocks embedded in the ground [7-9], rows of vertical piles [10-13], periodic arrays of vertical holes [14], heavy masses placed on the ground surface [15, 16], etc. Open trenches represent one of the types of seismic barriers that are used most frequently, partly because of the relative simplicity of their construction.

Theoretical predictions of Rayleigh wave propagation through trenches, as well as through other types of seismic barriers, are very difficult. Analytical solutions are possible only for a limited number of cases, for example in the case of very shallow trenches, where perturbation theory can be used [17]. In the majority of situations though the only methods of theoretical prediction are numerical approaches, which require much of computation time. For that reason, in order to obtain a reliable prediction of the behaviour of seismic barriers in specific locations, a typical practical solution is to use direct experimental measurements on real size seismic barriers at frequencies typical for traffic-induced ground vibrations, i.e. at 10-100 Hz [18, 19]. Such direct measurements are costly and time consuming.

In the present paper, an alternative and much less expensive approach to a full-scale experimental testing of trenches is proposed. This is their reduced-scale experimental modelling using ultrasonic Rayleigh wave propagation over very small-scale replicas of real trenches. Note that very similar problems are considered also in the field of ultrasonic non-destructive testing used for detection and identification of cracks and other defects in solids and structures (see e.g. [20-23]). In the present work, we describe the methodology of the approach and the results of the experimental investigations of propagation of Rayleigh wave pulses with the central frequency of 1 MHz, which corresponds to the scaling factor of about 1:1000, through a single trench and through combinations of periodically positioned trenches. The results of the measurements of transmission and reflection coefficients of ultrasonic Rayleigh waves over the above-mentioned reduced-scale replicas of open trenches demonstrate that the proposed experimental approach is simple and efficient, and it helps to quickly evaluate the ability of single trenches and of their periodic combinations to suppress the transmitted Rayleigh waves. Part of the material described in this paper has been presented at the recent conference on noise and vibration engineering [24].

1. Manufacturing of Experimental Samples

The experimental samples have been made of 20 mm-thick Aluminium plates having horizontal dimensions of 350 x 250 mm (each of these samples can be considered as an elastic half space for Rayleigh waves at frequencies around 1 MHz). In order to investigate ultrasonic Rayleigh wave propagation over model trenches, very small-scale replicas of combinations of periodically positioned trenches, including a single trench, have been made. A CNC (Computer Numerically Controlled) milling machine was used to produce model trenches. The central frequency of Rayleigh wave pulses used in the experiments was 1 MHz, which corresponds to the Rayleigh wavelength in Aluminium $\lambda_R = 2.9$ mm.

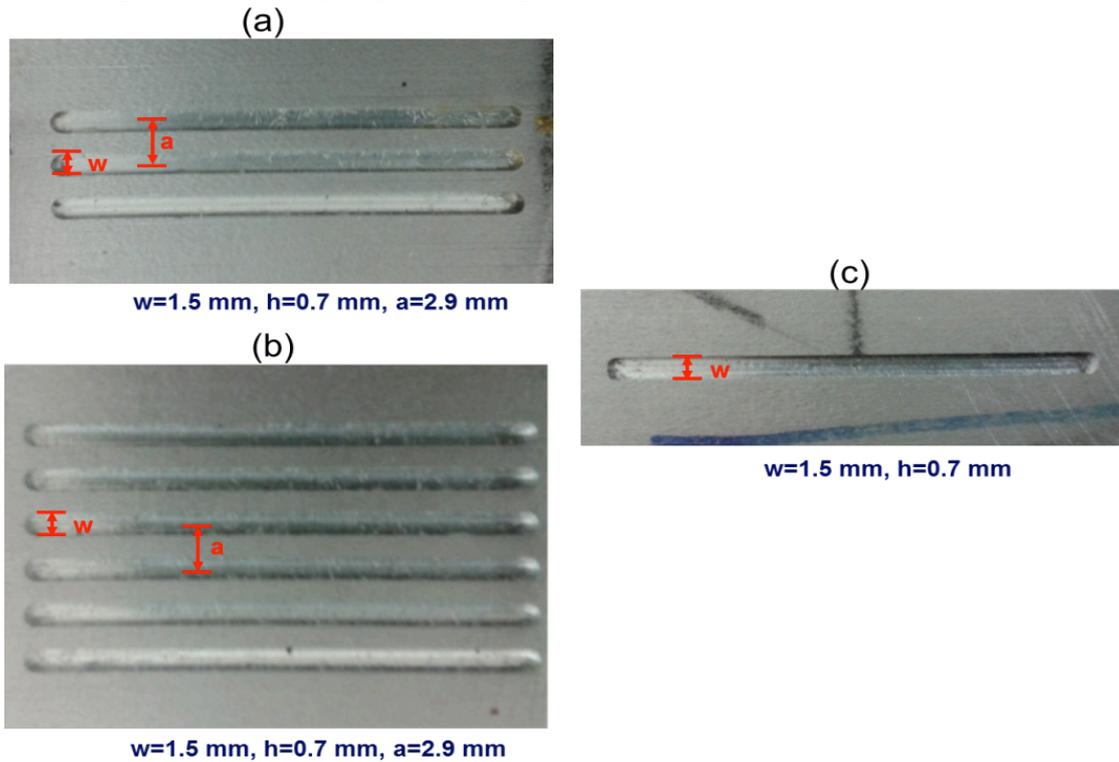


Fig. 1. Close up photographs of the combinations of periodically positioned trenches, and of a single trench, made on the surfaces of Aluminium rectangular blocks: (a) three trenches, 3Th07a29w15, (b) six trenches, 6Th07a29w15, and (c) a single trench, 1Th07w15.

A single trench (1Th07w15) and three (3Th07a29w15) and six (6Th07a29w15) periodically positioned trenches with the same length (29.4 mm) were produced on the surfaces of Aluminium rectangular plates with a constant depth, $h = 0.75$ mm, and width, $w = 1.5$ mm. The distance, centre-to-centre, between two trenches a was selected to be equal to the Rayleigh wavelength in Aluminium at frequency of 1 MHz, i.e. $a = \lambda_R = 2.9$ mm. Figure 1 shows photographs of a single model trench (c), and of periodic combinations of three (a) and six (b) trenches.

2. Experimental Setup

The laboratory arrangement used for measurements of transmission and reflection coefficients of propagating Rayleigh wave pulses with the central frequency of 1 MHz, which corresponds to the value of scaling factor of about 1:1000, over model trenches is shown in Fig. 2.

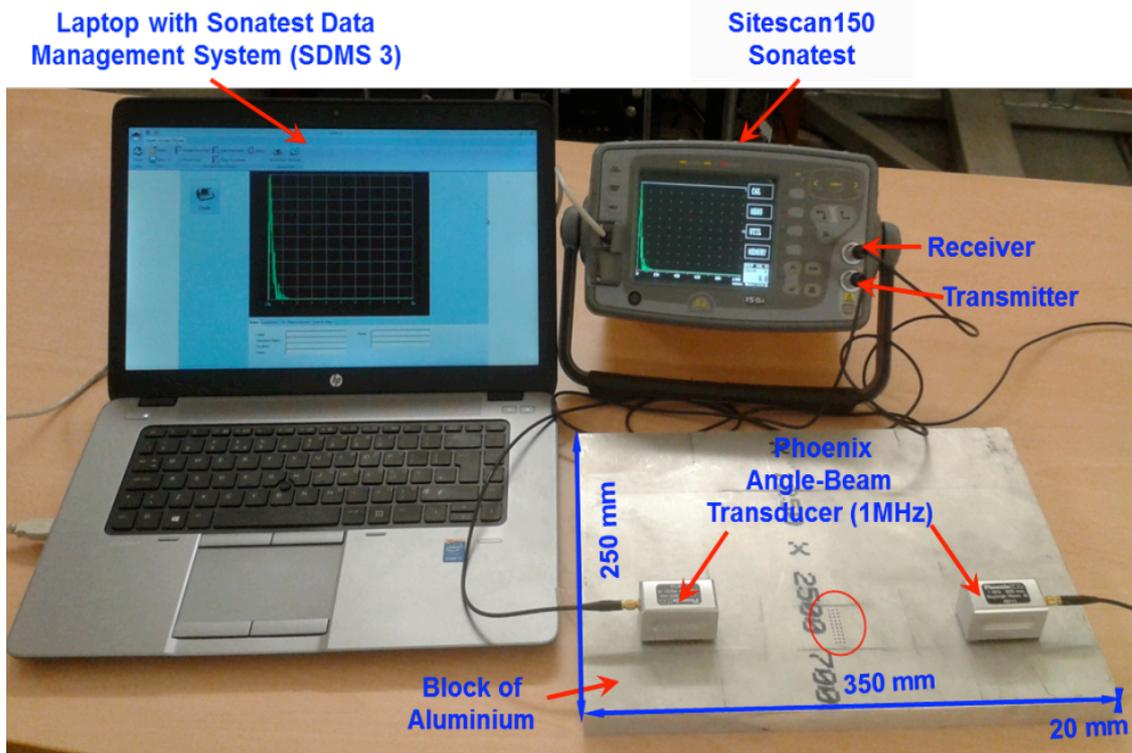


Fig. 2. Photograph of the experimental setup showing the Perspex angle-beam transducers with the central frequency of 1 MHz, an Aluminium rectangular sample, a Sitescan150, and a Laptop with SDMS 3

Two Phoenix angle-beam piezoelectric ultrasonic transducers with the central frequency of 1 MHz, 20 mm diameter crystal and linear dimensions $L51 \times W27 \times H31$ mm were used to generate and receive ultrasonic Rayleigh waves on the surfaces of Aluminium rectangular blocks. A Sitescan150 ultrasonic testing system from Sonatest Ltd was used both to drive the transducer and to receive/display the ultrasonic signals. A Sonatest Data Management System version 3 (SDMS 3) was installed in the Laptop to interface and record the acquired data from Sitescan150 for further post processing.

The separation between the transmitter and the receiver was $d = 5$ cm. The reduced-scale models of open trenches were produced in the middle of one half of the Aluminium rectangular plates. Another half was used for the measurements of the propagation of ultrasonic Rayleigh waves over smooth surface (in the absence of trenches) for reference purposes. Measurements were performed in transmission mode. The transducer connected to the Transmitter of Sitescan150 generated an ultrasonic Rayleigh wave pulse on the surface of an Aluminium plate. Another transducer was connected to the Receiver of Sitescan150 and placed behind the seismic barriers, separated by distance d , and received the ultrasonic Rayleigh waves generated by the transducer (transmitter).

3. Experimental Results and Discussion

Single open trenches and periodic combinations of open trenches as seismic barriers were investigated in order to study their effects on Rayleigh wave propagation. Single trenches, both open and in-filled, are used widely as seismic barriers against train- and traffic-induced ground vibrations [1-6].

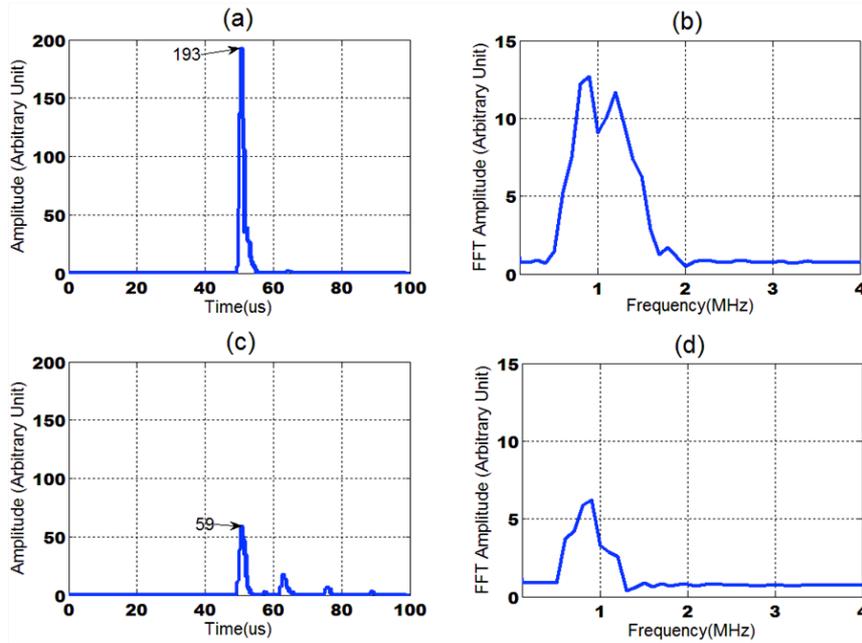


Fig. 3. Signals of ultrasonic Rayleigh waves, θ_i and $\theta_r = 0^\circ$: (a) Full wave rectifier signal transmitted over a smooth surface, and (b) the corresponding frequency spectrum; (c) Full wave rectifier signal transmitted over a single trench, and (d) the corresponding frequency spectrum

Periodic combinations of trenches are not known to be used as seismic barriers, but they are used widely as reflective gratings (with periods $a = \lambda_R/2$) in electronic signal processing devices using different types of surface acoustic waves, including Rayleigh waves (see e.g. [17]). In what follows we describe the results of reduced-scale ultrasonic investigations of the behaviour of single trenches and of their periodic combinations as seismic barriers.

A single trench has been produced on the surface of an Aluminium plate with the dimensions mentioned above. The transducers (transmitter and receiver) were initially located in the normal position and separated by the distance $d = 5$ cm. The measurements results for ultrasonic Rayleigh wave propagation over a smooth surface and over a single trench are shown in Fig. 3. It can be seen that the amplitude reduction factor for a single trench, calculated from the data displayed in Fig. 3 as $59/193$, is about 0.30, which is in line with the earlier published measurements (see e.g. [22]).

For oblique incidence and for the receiver being in the normal position, the measured transmission pulses are shown in Fig. 4. The amplitude reduction factors in these cases are 0.16 and 0.02 for the angles of incidence $\theta_i = 30^\circ$ and 60° respectively.

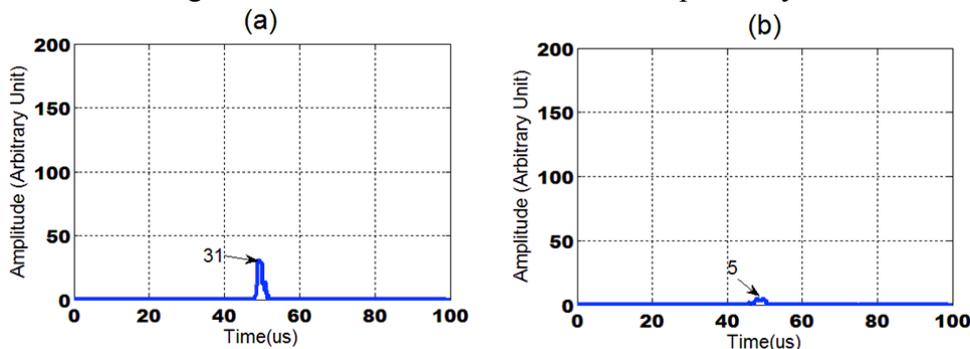


Fig. 4. Full-wave rectifier signal of ultrasonic Rayleigh wave transmitted over a single trench at oblique incidence, the receiver is at the normal position, $\theta_r = 0^\circ$: (a) Transmitter at $\theta_i = 30^\circ$, (b) Transmitter at $\theta_i = 60^\circ$

In the case of Rayleigh wave reflection from a single trench at oblique incidence, the obtained results are shown in Fig. 5. The reflection coefficients calculated from the observed amplitudes are 0.19 and 0.29 for the angles of 30° and 60° degrees respectively.

Measurements of Rayleigh wave transmission were repeated for the cases of three and six periodically positioned trenches when both transducers (transmitter and receiver) were located in the normal position. The results for Rayleigh wave transmission over a smooth surface and over three trenches, as well as over a smooth surface and over six trenches are shown in Figs. 6 and 7 respectively.

The corresponding amplitude reductions factors are 0.1 and 0.04 - for three trenches and for six trenches respectively. A strong attenuation of the signals for these cases is apparent. These results demonstrate that, for the values of the parameters used in the experiments, the attenuation of Rayleigh waves propagating over periodic systems of trenches, if the period is equal to the Rayleigh wavelength, is strong enough, and their practical use can be recommended when generated ground vibrations are severe.

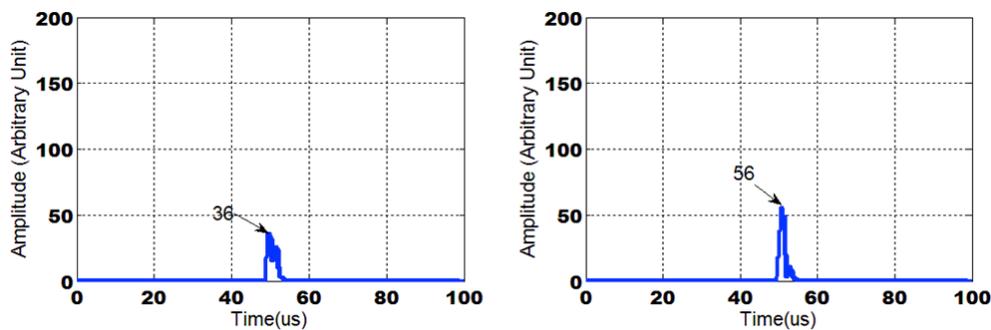


Fig. 5. Full-wave rectifier signal of ultrasonic Rayleigh wave reflection from a single trench: (a) $\theta_i = 30^\circ$, $\theta_r = 30^\circ$, (b) $\theta_i = 60^\circ$, $\theta_r = 60^\circ$

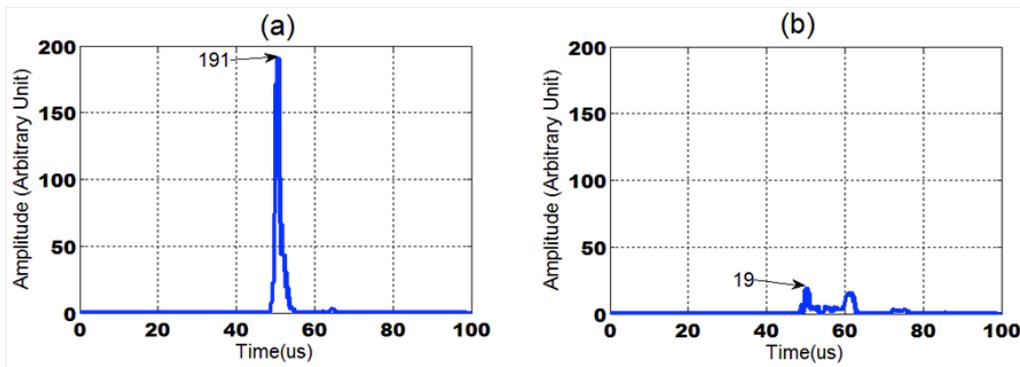


Fig. 6. Full wave rectifier signals of ultrasonic Rayleigh waves, θ_i and $\theta_r = 0^\circ$: (a) signal transmitted over a smooth surface, and (b) signal transmitted over three trenches

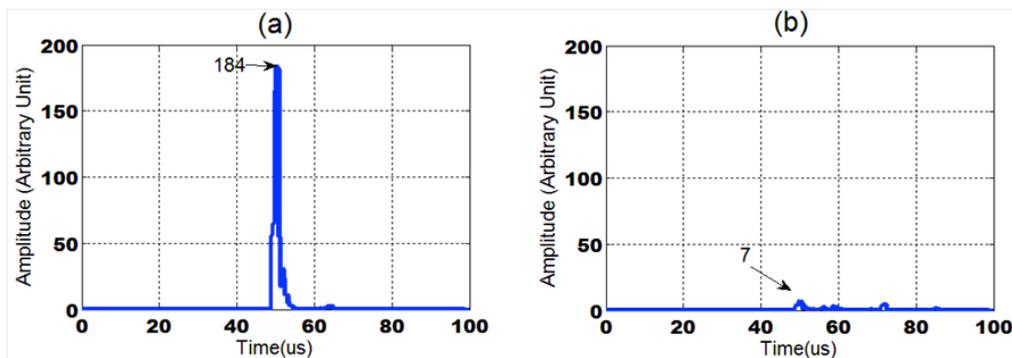


Fig. 7. Full wave rectifier signals of ultrasonic Rayleigh waves, θ_i and $\theta_r = 0^\circ$: (a) signal transmitted over a smooth surface, and (b) signal transmitted over six trenches

For oblique incidence of Rayleigh waves and for the receiver being in normal position, the transmission measurement results for the case of three trenches are shown in Fig. 8. The amplitude reduction factors are 0.07 and 0.02 for $\theta_i = 30^\circ$ and 60° respectively.

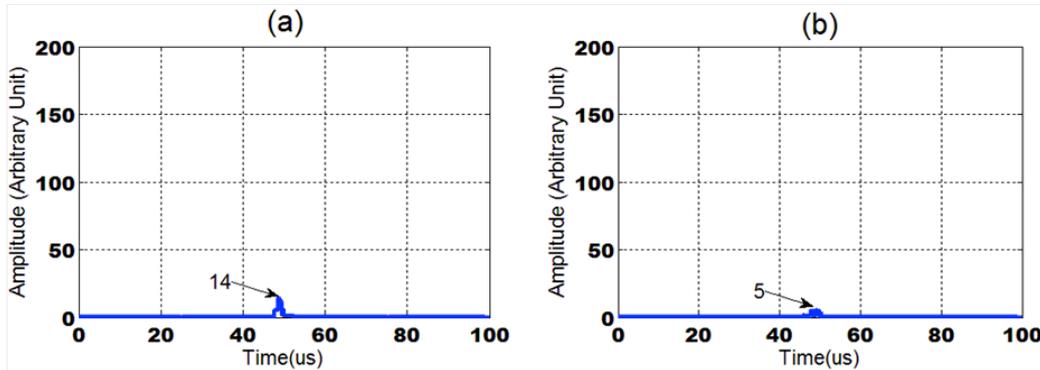


Fig. 8. Full-wave rectifier signals of ultrasonic Rayleigh waves propagating over three trenches, receiver at normal position, $\theta_r = 0^\circ$: (a) Transmitter at $\theta_i = 30^\circ$, (b) Transmitter at $\theta_i = 60^\circ$

Measurements of Rayleigh wave reflection from periodic combinations of three trenches and six trenches have been carried out using two combinations of incidence and reflection angles: $(\theta_i = 30^\circ, \theta_r = 30^\circ)$ and $(\theta_i = 60^\circ, \theta_r = 60^\circ)$. The results of the measurements are shown in Figs. 9 and 10.

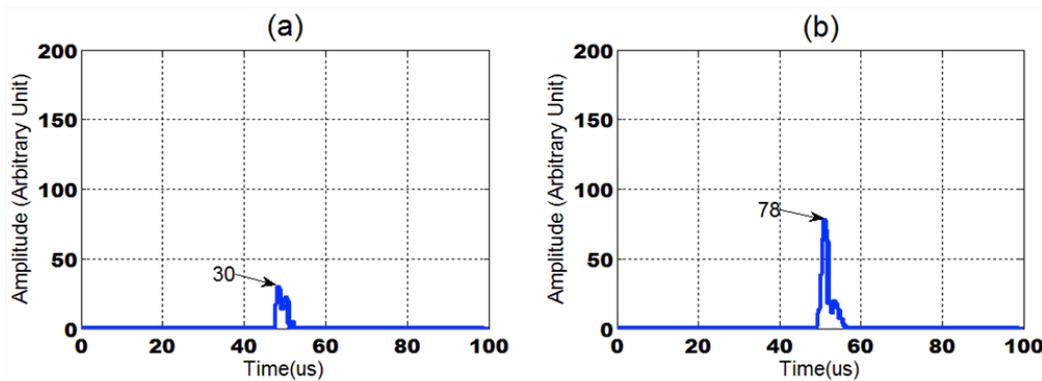


Fig. 9. Full-wave rectifier signals of ultrasonic Rayleigh wave reflection from three trenches: (a) $\theta_i = 30^\circ, \theta_r = 30^\circ$, (b) $\theta_i = 60^\circ, \theta_r = 60^\circ$

The observed reflection coefficients for the case of three trenches are 0.16 and 0.40 for 30° and 60° respectively, and for the case of six trenches they are 0.12 and 0.15 for 30° and 60° respectively.

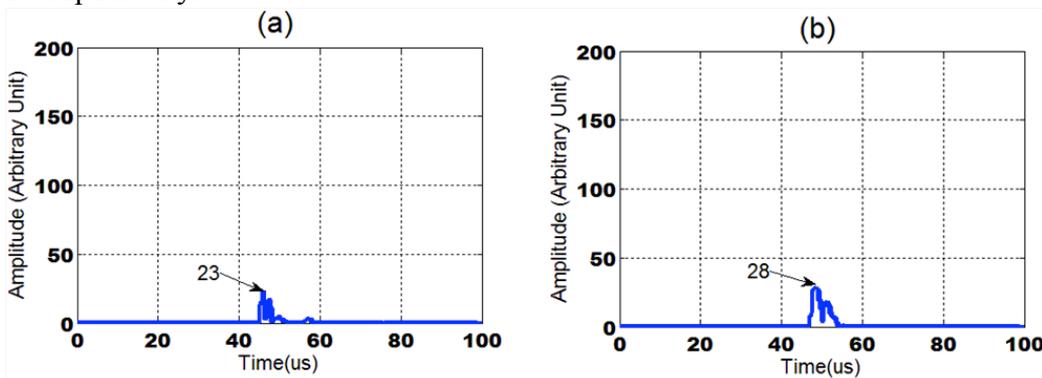


Fig. 10. Full-wave rectifier signals of ultrasonic Rayleigh wave reflection from six trenches: (a) $\theta_i = 30^\circ, \theta_r = 30^\circ$, (b) $\theta_i = 60^\circ, \theta_r = 60^\circ$.

4. Conclusions

It has been demonstrated in this paper that reduced-scale ultrasonic modelling of Rayleigh wave interaction with open trenches used as seismic barriers against railway- and traffic-induced ground vibrations can be a useful tool for experimental investigations of the reflection and transmission properties of different types of trenches and their periodic combinations.

The advantage of reduced-scale ultrasonic modelling over full-scale experimental measurements is that it is compact (all experiments can be conducted on a laboratory table) and much less expensive (it is easy to manufacture numerous experimental samples modelling different configurations and combinations of trenches).

The main disadvantage of reduced-scale ultrasonic modelling is that standard ultrasonic transducers used for generation and reception of Rayleigh waves are relatively narrow band devices designed for specific central frequencies, in contrast to real sources of railway- and traffic-induced ground vibrations that are broadband, typically between 10 and 100 Hz. Broadband sources of ground vibrations can be modelled using measurements with several pairs of ultrasonic transducers having different central frequencies. Another possible solution is using a single pair of ultrasonic transducers working in a non-resonant regime, i.e. when the frequencies of interest are much less than the resonant frequencies of piezoelectric plates in the transducers. In the latter case though the efficiency of generation and reception of Rayleigh waves is significantly reduced.

Considering the specific measurements of transmission and reflection of Rayleigh waves on a number of Aluminium samples modelling open trenches as seismic barriers, it can be concluded that, for the parameters used in the experiments, periodic combinations of three and six open trenches provide the most efficient suppression of transmitted Rayleigh waves. Such periodic combinations of trenches can be recommended for protection against severe ground vibrations, e.g. associated with ground vibration boom from high-speed trains [25].

Acknowledgement

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

References

1. Segol, G., Lee, C.Y., Abel, J.F., "Amplitude reduction of surface waves by trenches", *J. Eng. Mech. Div.: Proc. ASCE*, vol. 104(3), pp. 621–641, 1978.
2. Beskos, D.E., Dasgupta, B., Vardoulakis, I.G., "Vibration isolation using open or filled trenches. Part I: 2-D homogeneous soil", *Comput. Mech.*, vol. 1, pp. 43–63, 1986.
3. Leung, K., Vardoulakis, I.G., Beskos, D.E., "Vibration isolation using open or filled trenches. Part III: 2-D nonhomogeneous soil", *Comput. Mech.*, vol. 7, pp. 137–148, 1990.
4. Ahmad, S., Al-Hussaini, T.M., "Simplified design for vibration screening by open and in-filled trenches", *J. Geotech. Eng.: Proc. ASCE*, vol. 117(1), pp. 67–88, 1991.
5. Klein, R., Antes, H., Le Houédec, D., "Efficient 3D modelling of vibration isolation by open trenches", *Comput. Struct.*, vol. 64, pp. 809–817, 1997.
6. Karlström, A., Boström, A., "Efficiency of trenches along railways for trains moving at sub-or supersonic speeds", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 27, pp. 625–641, 2007.
7. Hildebrand, R., "Asymptotic analysis of hard wave barriers in soil", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 23, pp. 143–158, 2003.

8. Andersen, L., Nielsen, S.R.K., "Reduction of ground vibration by means of barriers or soil improvement along a railway track", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 25, pp. 701–716, 2005.
9. Coulier, P., Cuéllar, V., Degrande, G., Lombaert, G., "Experimental and numerical evaluation of the effectiveness of a stiff wave barrier in the soil", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 77, pp. 238–253, 2015.
10. Aviles, J., Sanchez-Sesma, F.J., "Foundation isolation from vibrations using piles as barriers", *J. Eng. Mech. Div.: Proc. ASCE*, vol. 114(11), pp. 1854–1870, 1988.
11. Kattis, S.E., Polyzos, D., Beskos, D.E., "Vibration isolation by a row of piles using a 3-D frequency domain BEM", *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 46, pp. 713–728, 1999.
12. Kattis, S.E., Polyzos, D., Beskos, D.E., "Modelling of pile wave barriers by effective trenches and their screening effectiveness", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 18, pp. 1–10, 1999.
13. Gao, G.Y., Li, Z.Y., Qiu, C., Yue, Z.Q., "Three-dimensional analysis of rows of piles as passive barriers for ground vibration isolation", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 26, pp. 1015–1027, 2006.
14. Brule, S., Javelaud, E.H., Enoch, S., Guenneau, S., "Experiments on seismic metamaterials: molding surface waves", *Phys. Rev. Lett.*, vol. 112(13), 133901(5), 2014.
15. Krylov, V.V., "Control of traffic-induced ground vibrations by placing heavy masses on the ground surface", *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, vol. 26(4), pp. 311–320, 2007.
16. Dijckmans, A., Coulier, P., Jiang, J., Toward, M.G.R., Thompson, D.J., Degrande, G., Lombaert, G., "Mitigation of railway induced ground vibration by heavy masses next to the track", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 75, pp. 158–170, 2015.
17. Biryukov, S.V., Gulyaev, Yu.V., Krylov, V.V., Plessky, V.P., "Surface acoustic waves in inhomogeneous media", Springer, Berlin, 1995.
18. Alzawi, A., El Naggar, M.H., "Full scale experimental study on vibration scattering using open and in-filled (geofoam) wave barriers", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 31, pp. 306–317, 2011.
19. Çelebi, E., Firat, S., Beyhan, G., Çankaya, I., Vural, I., Kirtel, O., "Field experiments on wave propagation and vibration isolation by using wave barriers", *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 29, pp. 824–833, 2009.
20. Parekh, J.P., Tuan, H.-S., "Reflection and bulk-wave conversion of Rayleigh wave at a single shallow groove", *J. Appl. Phys.*, vol. 48(3), pp. 994–1003, 1977.
21. Tittmann, B.R., Ahlberg, L.A., Mal, A.K., "Rayleigh wave diffraction from surface-breaking discontinuities", *Appl. Phys. Lett.*, vol. 49(20), pp. 1333–1335, 1986.
22. Zharylkapov, S.Z., Krylov, V.V., "Scattering of Rayleigh waves by a groove of arbitrary depth", *Soviet Physics - Acoustics*, vol. 33(5), pp. 509–511, 1987.
23. Blake, R.J., Bond, L.J., "Rayleigh wave scattering from surface features: up-steps and troughs", *Ultrasonics*, vol. 30(4), pp. 255–265, 1992.
24. Azbaid El Ouahabi, A., Krylov, V.V., "Reduced-scale ultrasonic modelling of Rayleigh wave transmission over seismic barriers", *Proc. 27th Int. Conf. Noise Vibr. Eng. (ISMA 2016)*, pp. 1829–1842, 2016.
25. Krylov, V.V., "Generation of ground vibration boom by high-speed trains", in V.V. Krylov, editor, *Noise and Vibration from High-Speed Trains*, Thomas Telford Publishing, London, pp. 251–283, 2001.

УДК 534-16, 534.642

ОЕСD 01.03.АА

Виброакустические свойства пищевых продуктов

Пильненко А.К.¹, Заплетников И.Н.², Владыченко Н.И.³¹ Доцент кафедры оборудования пищевых производств,² Профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств³ Магистрант кафедры оборудования пищевых производств^{1, 2, 3} Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, ул. Щорса, 31

Аннотация

Исследования физико-механических свойств пищевых продуктов посвящено много работ. Исследованиям виброакустических свойств пищевых продуктов уделено недостаточное внимание. Особенно это касается вибрационных характеристик. Целью работы является исследование процесса прохождения вибрационных волн по пищевым продуктам, возникающим от воздействия режущих инструментов различной конструкции. В качестве вибрационной характеристики (ВХ) принят скорректированный уровень виброускорения. Приведена методика исследований и описание экспериментального стенда. Измерения проводились аттестованным прибором «Ассистент». В результате получена графическая интерпретация распространения вибрационной волны по свежим овощным продуктам для прямолинейной и зубчатой режущей кромки. Получены эмпирические выражения результатов эксперимента. Закономерности прохождения вибрационных волн через пищевые продукты специфичны для каждого продукта, что создает предпосылки для диагностики пищевых продуктов.

Ключевые слова: резание, пищевой продукт, лезвие ножа, уровень виброускорения, физико-механические свойства.

Vibro-acoustic properties of food products

Pilnenko A.K.¹, Zapletnikov I.N.², Vladychenko N.I.³¹ Candidate of technical sciences of the Department of Food Production Equipment,² Professor, Head of the Department of Food Production Equipment³ Master of the Department of Food Production Equipment,^{1, 2, 3} Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhaila Tugan-Baranovsky, Donetsk, Shchorsa Ul., 31

Abstract

Research vibroacoustic properties of food products paid to insufficient attention. Purpose of work is an study of the process transmission of vibrational waves by food products from the impact of cutting tools various designs. It is resulted research methodology and description experimental stand. Received graphic interpretation propagation of a vibration wave on fresh vegetable products for rectilinear and dentate cutting edge. Received empirical expressions results of the experiment. Regularities of passage vibrational waves through food products are specific for each product, which creates the prerequisites for diagnostics of food products.

Key words: cutting, food product, blade of knife, the level of vibration acceleration, physical and mechanical properties.

*E-mail: pilnenko_a@mail.ru (Пильненко А.К.), obladn@kaf.donnuet.education (Заплетников И.Н.), nikita-vladychenko@yandex.ua (Владыченко Н.И.)

Введение

Существует довольно много разнообразных методов и средств для изучения физико-механических свойств пищевых продуктов. Исследованиями этих свойств занимались Ребиндер П.А., Горбатов А.В., Мачихин С.А., Николаев Б.А., Рогов И. А. и другие. Некоторые из этих исследователей остановились на разработке простых и удобных в эксплуатации приборов, а другие применяли относительно сложные установки, преимущественно для динамических исследований с применением тензометрии, скоростной киносъемки, электроизмерительной и другой аппаратуры. Все исследования направлены на определение отдельных факторов, относящихся к физико-механическим свойствам. А вот исследования возникновения, распространения и формирования виброакустических свойств пищевых продуктов в комплексном процессе измельчения, а именно в процессе резания лезвием ножа не исследовалось. В связи с этим, возникает необходимость разработки методики исследования, проведения экспериментальных исследований виброакустических свойств пищевых продуктов в процессе резания.

1. Основная часть

Мякоть пищевых продуктов имеет клеточное строение, растительные клетки имеют довольно жесткие стенки. Клеточные стенки – оболочки бывают толщиной от десятых долей микрона до десятков микрон и состоят в основном из целлюлозы. Целлюлоза, как и вообще клеточная оболочка в целом, обладает упругими свойствами, которые можно выразить модулем упругости. Модуль упругости для чистой целлюлозы равен 10^4 МПа. Но в клеточную оболочку помимо целлюлозы входят и другие компоненты, поэтому модуль упругости у нее ниже и составляет около 700 МПа [1, 2].

Внутри клетки существует определенное гидростатическое давление, называемое тургорным. Из-за этого давления в клеточной оболочке возникают напряжения, которые зависят от физиологического состояния растений. При этих довольно больших напряжениях и давлениях относительная деформация оболочки не велика (порядка нескольких процентов). Из этого следует, что оболочка растительных клеток довольно прочная и хорошо приспособлена в условиях нагружения сохранять размеры клеток [2, 3].

Сопrotивление клеток деформированию и разрушению зависит от сложных процессов, протекающих внутри мякоти клубня продукта, что в свою очередь зависит от физического состояния клубня продукта, вида и режима механического нагружения, условий испытания, среды и т.д.

В настоящее время оценку прочности производят при использовании теории прочности, основанной на методах механики сплошной среды. Применение такой теории прочности требует значительно меньше информации о материале, чем микроскопические или атомистические теории и формулируются удобными для практического применения критериями [2, 3].

Деформируемое тело в механике сплошных сред рассматривается как сплошная среда с непрерывным распределением вещества. Предполагается, что частицы тела обладают одинаковыми свойствами. Однако такой подход к строению и свойствам тел, в частности, клубней овощей, не соответствует действительности, так как в природе все является неоднородным. Неоднородность объясняется клеточным строением материала, местными нарушениями постоянства химического состава, наличием инородных примесей, микротрещин и другими дефектами, влияющими на местные возмущения поля напряжений. Но в силу статистических законов

относительные перемещения точек реального тела можно считать практически совпадающими с перемещениями соответствующих точек однородной модели. Чем меньше относительные размеры дефектов, тем больше оснований считать приемлемыми методы механики сплошной среды, оперирующей с усредненными характеристиками механических свойств материала.

В действительности изотропны только аморфные тела, сельскохозяйственные продукты, такие как растительные материалы, вообще обладают большей или меньшей степени волокнистостью и, следовательно, неоднородны по строению. Но это относится, в основном, к стеблям и листьям. Что же касается таких продуктов, как клубни, то решая задачи, например, контактной прочности, особенностями клеточного строения можно пренебречь, считая их изотропными [3].

Следовательно, при анализе условий разрушения тканей клубней овощей можно, с достаточной достоверностью, пользоваться законом Гука. В связи с тем, что нагрузка при деформации воспринимается мякотью клубня, а кожура лишь распределяет ее на большую площадь, все прочностные, упругие и пластические свойства клубня можно изучать, исследуя процесс деформации мякоти.

В клубне овощей при ударе, как показывает В.Г. Гагаулина [4] возникают волны, содержащие две компоненты: вертикальную, распространяющуюся вглубь в виде волны сжатия и горизонтальную, распространяющуюся по поверхности клубня во все стороны от контактной площади в виде волны расширения. Вертикальная компонента волны сжатия, хотя и быстро затухает, вызывает разрушения мякоти клубня, что подтверждается микро структурным анализом срезов. Горизонтальная же составляющая волны распространяется только по внешнему слою клубня, что объясняется разной плотностью наружных слоев клубня и сердцевины. В результате удара возникает сложное поле давлений, изменяющееся не только от точки к точке, но и в каждой точке со временем. К тому же поле напряжений еще усложняется из-за отражения волны сжатия от граничных поверхностей, которыми являются наружные оболочки, сосудистые пучки, границы (стенки) клеток и крахмальные зерна. Когда все волны накладываются друг на друга, это вызывает микроструктурные изменения, то есть возникают пластические волны, действие которых можно наблюдать и анализировать [4].

В процессе резания пищевых продуктов от их физико-механических свойств зависят нагрузки на рабочие органы машин и всю конструкцию. Кроме того, величина нагрузок и закономерности их изменения влияют на надежность и долговечность машины и её виброакустические характеристики [5], которые в свою очередь влияют на качество конструкции и конкурентоспособность изделия.

Первые эксперименты по установлению взаимосвязи излучения звука и резанием пищевых продуктов были проведены в ДонНУЭТ в 2014-2015 гг [6]. Однако, зависимости процессов измельчения пищевых продуктов с вибрационными характеристиками до настоящего времени не установлены [7].

Целью работы является установление зависимостей уровня виброускорения от физико-механических свойств пищевых продуктов в процессе резания.

2. Экспериментальная часть

Исходными пищевыми продуктами были выбраны свежие картофель, свекла, морковь, кабачок. Физико-механические характеристики продуктов представлены в таблице 1. Максимальное значение удельного усилия резания имеет свекла $q=900$ Н/м, минимальное значение кабачок $q=300$ Н/м [1]. Модуль упругости максимум у свеклы $E=4,0$ МПа, минимум имеет кабачок $E=1,7$ МПа. Площадь поперечного среза пищевого

продукта варьировалась от $S_{\min}=12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – морковь, $S_{\max}=63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – свекла. Расстояние от вибропреобразователя АР38 до поперечного среза изменялось с шагом $l_1=0,02 \text{ м}$, интервал расстояния для кабачка от 0,03 м до 0,22 м, для моркови от 0,07 м до 0,20 м, для картофеля от 0,02 м до 0,09 м, для свеклы от 0,03 до 0,11 м.

Таблица 1

Исходные данные экспериментального исследования виброускорения пищевых продуктов

Продукт	Модуль упругости Е, МПа	Площадь поперечного среза $S \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$	Длина продукта $L \cdot 10^{-2}, \text{ м}^2$
Кабачок	300	38	22
Морковь	600	13	20
Картофель	700	46	9
Свекла	900	63	11

Продукт фиксировался в зажимном устройстве через вибродемпфирующую изоляцию. Рабочим инструментом в процессе резания были ножи с прямолинейной и зубчатой режущей кромкой. Угол заточки прямолинейного ножа $\alpha=12^{\circ}$. Высота и шаг профиля режущей кромки зубчатого ножа $h=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, количество зубьев на 0,01 м длины режущей кромки равно $t=5$, угол при вершине зубьев 30° . Процесс резания был скользящий (рис.1).

В качестве целевой функции, характеризующей воздействие вибрационной волны на продукт, принимается уровень виброускорения. Запись значений скорректированного уровня виброускорения (УВ) производилась на шумомере «Ассистент» 1-го класса точности. Вибропреобразователь (ВП) АР38 крепился с помощью шпильки на противоположной поверхности продукта. Определение значения скорректированного уровня виброускорения по коррекции W_h производилось по оси O_z .

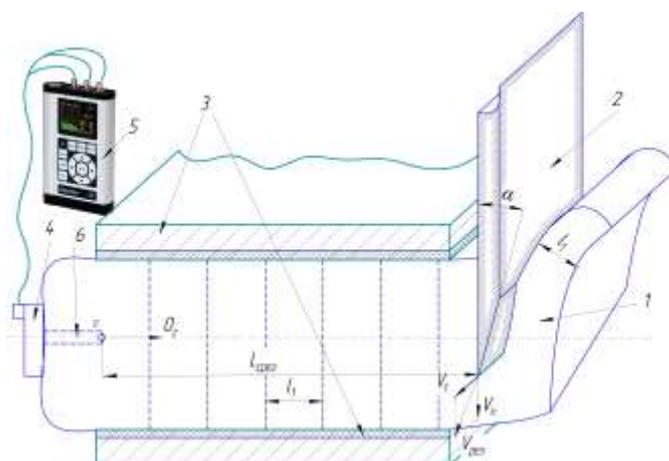


Рис. 1. Схема исследования виброускорения пищевых продуктов в процессе резания ножами с прямолинейной и зубчатой режущей кромкой: 1 – продукт; 2 – нож; 3 – зажимное устройство; 4 – вибропреобразователь АР38; 5 – виброшумомер «Ассистент»; 6 – шпилька крепления вибропреобразователя

При резании ножом с прямолинейной режущей кромкой максимальное значение уровня виброускорения составило: для кабачка – $3,23 \text{ м/с}^2$, для моркови – $1,16 \text{ м/с}^2$; для картофеля – $1,32 \text{ м/с}^2$; для свеклы – $1,43 \text{ м/с}^2$. При резании ножом с зубчатой режущей кромкой максимальное значение УВ составило: для кабачка –

0,71 м/с², для моркови – 0,95 м/с²; для картофеля – 1,12 м/с²; для свеклы – 2,79 м/с². При уменьшении длины среза в процессе резания картофеля с $l_{max}=0,09$ м до $l_{min}=0,03$ м с интервалом $\Delta l=0,06$ м, значение УВ увеличилось с минимального $a_{min}=0,22$ м/с² до максимального $a_{max}=1,0$ м/с², увеличилось на $\Delta a=0,78$ м/с².

Уровень виброускорения при резании зубчатой режущей кромкой составил $\Delta a=0,49\dots 1,34$ м/с². Эти значения ниже, чем при резании прямолинейной режущей кромкой ножа $\Delta a=0,78\dots 2,5$ м/с². Это обусловлено постоянным и непрерывным контактом зубьев режущей кромки ножа с волокнами продукта, т.е. осуществляется процесс перепиливания волокон продукта зубьями ножа и формируются постоянные упругие волны в структуре продукта.

Графики изменения виброускорения по длине продукта представлены на рисунках 2, 3, 4. Уравнения аппроксимации графиков в виде полинома второй степени приведены в таблице 2.

Таблица 2

Зависимость уровня виброускорения пищевых продуктов в процессе резания

Продукт	Режущей кромки ножа	Формула	b	c	d	Достоверность аппроксимации функции R^2
Кабачок	прямая	$a(l)=b \cdot l^2+c \cdot l+d$	0,0017	-0,188	3,47	0,98
	зубчатая		-0,0002	-0,021	0,768	0,94
Морковь	прямая		0,0052	-0,279	3,87	0,91
	зубчатая		-0,071	0,112	0,424	0,85
Картофель	прямая		0,013	-0,254	1,6	0,97
	зубчатая		0,0245	-0,36	1,54	0,93
Свекла	прямая		0,021	-0,44	2,51	0,92
	зубчатая		0,039	-0,657	3,08	0,74

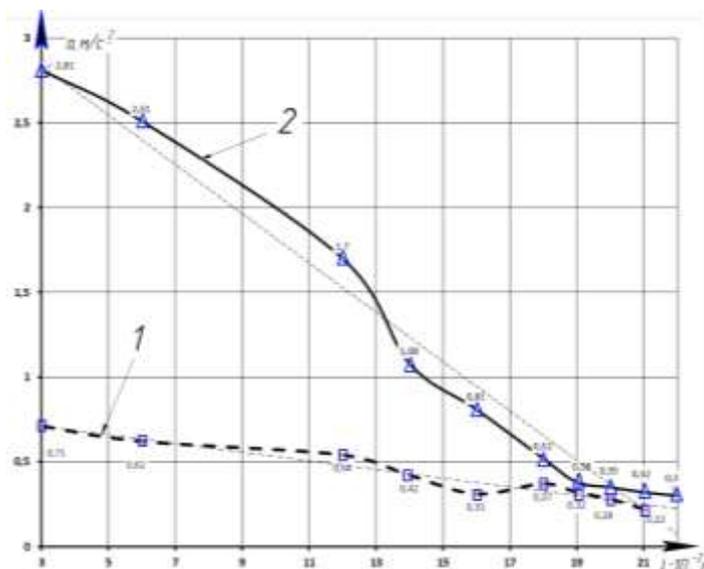


Рис. 2. Изменения уровня виброускорения кабачка в процессе резания: 1 – прямолинейная форма режущей кромки; 2 – зубчатая режущая кромка

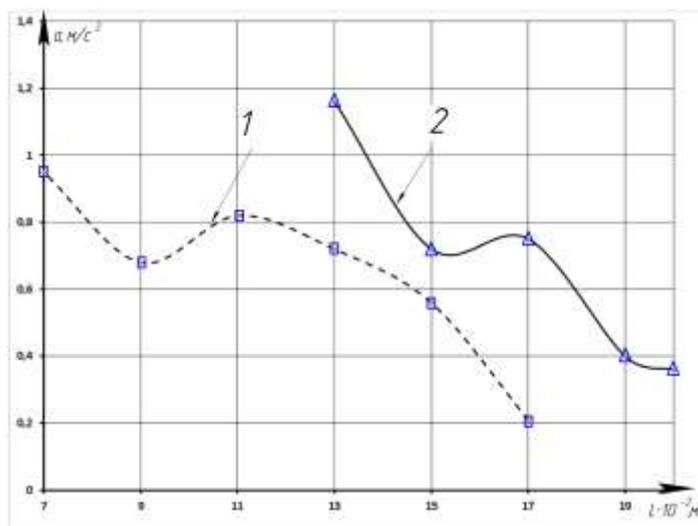


Рис. 3. Изменения уровня виброускорения моркови в процессе резания: 1 – прямолинейная форма режущей кромки; 2 – зубчатая режущая кромка

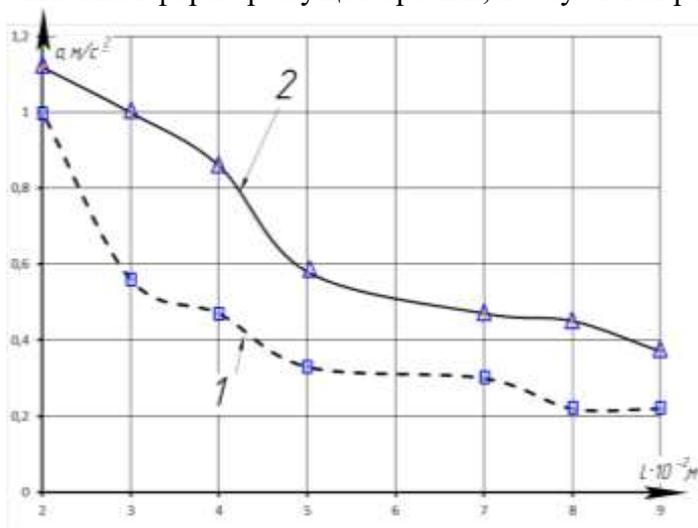


Рис. 4. Изменения уровня виброускорения картофеля в процессе резания: 1 – прямолинейная форма режущей кромки; 2 – зубчатая режущая кромка

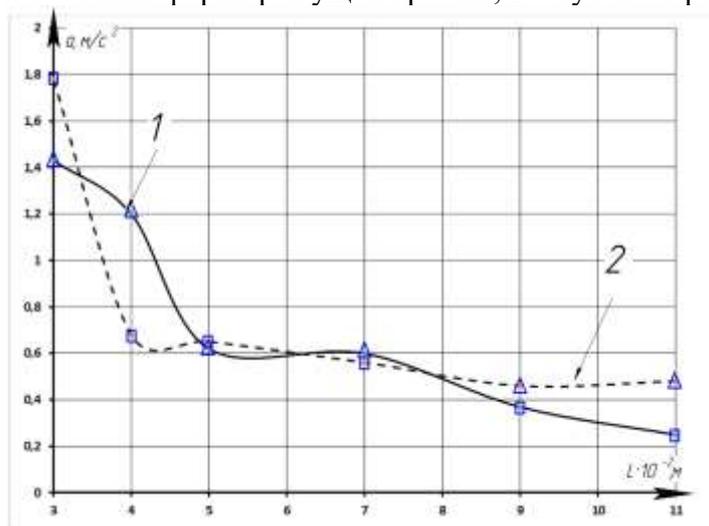


Рис. 5. Изменения уровня виброускорения свеклы в процессе резания: 1 – прямолинейная форма режущей кромки; 2 – зубчатая режущая кромка

Заключение

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы. При резании овощных пищевых продуктов возникают вибрационные волны, распространяющиеся от места внедрения лезвия в продукт до конца продукта. С увеличением расстояния внедрения режущей кромки от вибродатчика величина виброускорения снижается. Эта закономерность имеет место при различной конструкции режущего инструмента.

Величина виброускорения зависит от конструкции режущей кромки. Она существенно отличается на малых расстояниях от вибродатчика до поверхности резания продукта. Это явление характерно для продуктов с низким модулем упругости (рис. 2). У продуктов с высоким модулем упругости (свекла) (рис. 5) кривые изменения виброускорения с учетом возможных погрешностей, практически совпадают. Значит, конструкция режущих лезвий оказывает незначительное влияние на прохождение вибрационных волн по продукту с высокими значениями модуля упругости.

Закономерности прохождения вибрационных волн через пищевой продукт специфичны для каждого продукта, что создает предпосылки для диагностики продуктов.

В работе получены аппроксимирующие выражения для определения величины виброускорения в зависимости от расстояния между рабочим органом и вибродатчиком с хорошей степенью статистической связи.

Список литературы

1. Мачихин, Ю.А. Реометрия пищевого сырья и продуктов: Справочник/ Ю.А. Мачихин. – М.: Агропромиздат. – 1990. 271 с.
2. Заводнов, С.В. Исследование взаимодействия клубней картофеля с рабочими органами сельскохозяйственных машин: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – М., 2002. – 20 с.
3. Заводнов, В.С. Исследование физико-механических свойств овощей и фруктов и условий их перевозки в сельском хозяйстве: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – М., 1968. – 20 с.
4. Гагаулина, В.Г. Разрушение семян сельскохозяйственных культур волнами напряжений / В.Г. Гагаулина, В.В. Гагаулин // Вопросы земледельческой механики. Тезисы докл. Всесоюзной научной конф. по совр. проблемам землед. механ. ВАСХНИЛ. ВИМ. – М., 1978.
5. Заплетников, И.Н. Расчет и трансформация шумовых характеристик пищевого оборудования [монография] / И.Н. Заплетников, И.С. Севаторова. – Харьков: ФЛП Мезина В.В., 2017. – 242 с.
6. Заплетников, И.Н. Процессы излучения звука при резании пищевых продуктов / И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко // Noise Theory and Practice: Научный журнал ООО «Институт акустических конструкций» – СПб: ООО «Институт акустических конструкций», 2015. – Том 1. – №2. – 89 с. – С. 2-9.
7. Заплетников, И.Н. Измельчение растительного сырья [монография] / И.Н. Заплетников, А.В. Шеина. – Харьков: Водный спектр Джи-Ем-Пи, 2016. – 205 с.

УДК 534.2

OECD 1.03

Об одной постановке краевой задачи аэроакустики с импедансными граничными условиями

Гаврилюк В.Н.¹, Тимушев С.Ф.², Аксенов А.А.³¹Вед. программист, 125993, Москва, МАИ (НИУ), Волоколамское шоссе, д.4,²Зав. кафедрой 202, МАИ (НИУ), 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д.4,³Зам.директора, ООО «Тесис», 127083 Москва, улица Юннатов, 18/706,

Аннотация

Снижение шума вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) является необходимым условием удовлетворения самолета требованиям стандартов ИКАО. Эффективным средством снижения этого шума являются звукопоглощающие конструкции (ЗПК), оптимальные параметры которых и их расположение может быть определено многопараметрическими вычислениями пространственных звуковых полей для каждой искомой тональной компоненты. С этой целью, предлагается постановка краевой задачи аэроакустики с импедансными граничными условиями на внешней поверхности ЗПК и на поверхности излучения в терминах образа Фурье возмущения параметров гидродинамического течения. Для практического решения данной задачи разработан новый высокоэффективный метод численного моделирования 3-мерных акустических полей на частотах следования лопаток (ЧСЛ), их высших и комбинационных гармониках и других частотах, генерируемых вентилятором авиационного двигателя. Он может быть также использован для расчета шума, создаваемого лопаточными машинами в компьютерных устройствах и системах кондиционирования. Этот метод базируется на прямом решении Фурье - преобразованного конвективного волнового уравнения в комплексных переменных в декартовой системе координат с граничными условиями в форме комплексного импеданса на поверхности ЗПК. Получение пространственного источника шума обеспечивается применением акустико-вихревой декомпозиции.

Ключевые слова: звукопоглощающие конструкции, уравнение аэроакустики, тональный шум, турбореактивный двухконтурный двигатель, вентилятор, комплексный импеданс, декомпозиция, образ Фурье; источник возмущений.

On a formulation of the boundary-value problem of aeroacoustics with impedance boundary conditions

Vladimir N. Gavriilyuk¹; Sergey F. Timushev^{2*}; Andrey A. Aksenov³¹Leading programmer, Rocket Engines Department of the Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia²Head of Department, Rocket Engines Department of the Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia³Deputy of Director General, TESIS Ltd., Moscow, Russia

Abstract

Reducing fan noise in turbofan engines is a prerequisite for meeting the aircraft requirements of ICAO standards. An effective means of reducing this noise are sound-absorbing structures (SAS), its optimal parameters and their arrangement can be determined by multiparametric calculations of the spatial sound fields for each desired tonal component. To this goal, it is proposed the formulation of the boundary-value problem of aeroacoustics with impedance boundary conditions on the outer surface of the SAS and on the radiation surface in terms of the Fourier transform of the perturbation of the hydrodynamic flow parameters. For practical solution of this problem, a new highly efficient method of numerical modeling of 3-dimensional acoustic fields at blade frequencies (BPF), their higher and combination harmonics and other frequencies generated by an

*E-mail: irico.harmony@gmail.com (Тимушев С.Ф.), ppvngavr@yandex.ru (Гаврилюк В.Н.), andrey@tesis.com.ru (Аксенов А.А.)

aircraft engine fan has been developed. It can also be used to calculate the noise generated by the blade machines in computer devices and air conditioning systems. This method is based on the direct solution of Fourier-transformed convective wave equation in complex variables in a Cartesian coordinate system with boundary conditions in the form of a complex impedance on the surface of the SAS. Obtaining a spatial source of noise is provided by the use of acoustic-vortex decomposition.

Key words: sound-absorbing structures, equation of aeroacoustics, tonal noise, turbofan engine, fan, complex impedance, decomposition, Fourier transform, oscillation source.

Введение

Рассматривается постановка краевой задачи для трех моделей и соответствующих неоднородных волновых уравнений аэроакустики в рамках единого подхода с использованием возмущений параметров течения и применением граничных условий импедансного типа. Первая модель, описывающая изоэнтропическое невязкое течение, строится на основе концепции, предложенной Кроу С. [1] и Артамоновым К.И. [2]. На примере этой модели анализируется метод акустико-вихревой декомпозиции и источник акустического излучения. Вторая модель, описывающая неизоэнтропическое вязкое течение, базируется на уравнении, предложенном Филипсом О. [3]. Третья модель, описывающая неизоэнтропическое невязкое течение, базируется на уравнении, предложенном Хоу М. [4]. Уравнения аэроакустики, используемые во всех трех моделях, выведены в терминах параметров гидродинамического течения и, как указывается в работах Федорченко А.Т. [5], Доак П. [6] и Голдстейн М. [7], не могут рассматриваться как чисто звуковые. Правые части, или источниковые члены, в этих уравнениях описывают генерацию возмущений параметров течения, не выделяя собственно акустическую составляющую, а левые части описывают пространственно-временное распространение акустико-вихревых возмущений волнового типа с учетом конвективного переноса и пространственной неоднородности скорости звука.

Граничные условия импедансного типа записываются в терминах возмущений параметров потока относительно их среднего значения. Исходные уравнения аэроакустики линеаризуются относительно их возмущенных значений. Такая линеаризация позволяет осуществить преобразование Фурье полученных уравнений и импедансных граничных условий и сформулировать постановку соответствующей краевой задачи. В работах [8, 9, 10] приведены валидационные и демонстрационные примеры эффективного численного решения построенной таким образом краевой задачи для модифицированной модели Кроу-Артамонова с использованием метода конечных объемов на адаптированной к границе расчетной области декартовой сетке (см. Рис.1).

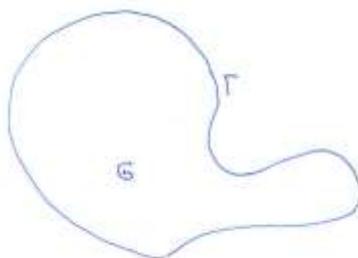


Рис. 1. Расчетная область «G» произвольной формы с границей «Г», содержащей плоскости симметрии и криволинейные стенки, на которых задается условие непроницаемости, ЗПК и внешний контур, на которых задаются импедансные граничные условия

Определения

Угловые скобки $\langle \rangle$ означают, что берется среднее по времени значение заключенного в них выражения. Штрихом обозначается его пульсационная относительно среднего значения составляющая.

Так, энтальпию представим в виде суммы: $h = \langle h \rangle + h'$, где энтальпия $h = \int_{p_{ref}}^p \frac{dp}{\rho}$,

а ее пульсационная составляющая $h' = \int_{\langle p \rangle}^{\langle p \rangle + p'} \frac{dp}{\rho}$, где $p' = p - \langle p \rangle$ – пульсации давления относительно его осредненного по времени значения.

Здесь используется адиабатическая скорость звука, определяемая через осредненные по времени параметры среды: $c = c(\langle p \rangle, \langle S \rangle)$.

Преобразование Фурье $\Phi(\omega)$ от функции времени $f(t)$ имеет вид:

$$\Phi(\omega) \cdot f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-i\omega t} f(t) \cdot dt$$

где $\omega > 0$ – частота.

1. Модифицированная модель Кроу-Артамонова (изоэнтропическое невязкое течение)

1.1. Декомпозиция поля скорости и вывод волнового уравнения относительно энтальпии

Представим скорость \mathbf{v} в виде суммы скорости основного течения \mathbf{u} и скорости акустического $\nabla\varphi$ движения.

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \nabla\varphi \quad (1)$$

Закон сохранения импульса и массы запишем в виде:

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \frac{v^2}{2} - \mathbf{v} \times (\nabla \times \mathbf{v}) = -\nabla h + \nu \Delta \mathbf{v} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \mathbf{v} = 0 \quad (3)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости.

Для адиабатического течения малое возмущение давления и плотности связано с возмущением энтальпии следующим образом:

$$\delta h = \frac{\delta p}{\rho} = c^2 \frac{\delta \rho}{\rho} \quad (4)$$

Представим (3) в не дивергентной форме:

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \nabla \mathbf{v} = 0 \quad (5)$$

Отсюда с учетом (4) получим уравнение относительно энтальпии:

$$\frac{1}{c^2} \frac{Dh}{Dt} + \nabla \mathbf{v} = 0 \quad (6)$$

Теперь предположим, что акустическая составляющая скорости много меньше скорости основного течения:

$$|\nabla\varphi| \ll |\mathbf{u}| \quad (7)$$

Тогда из (2) получим:

$$\frac{\partial(\mathbf{u} + \nabla\varphi)}{\partial t} + \nabla \frac{(\mathbf{u} + \nabla\varphi)^2}{2} - (\mathbf{u} + \nabla\varphi \times (\nabla \times (\mathbf{u} + \nabla\varphi))) = -\nabla h + \nu \Delta(\mathbf{u} + \nabla\varphi) \quad (8)$$

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla H + \nu \Delta \mathbf{u} + \nabla \varphi \times \nabla \times \mathbf{u} \quad (9)$$

где

$$H = h + \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{2}(\nabla\varphi)^2 - \nu \Delta\varphi \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{u}\nabla \quad (11)$$

Пренебрегая в (9) и (10) вязкими членами и квадратом скорости акустического движения $|\nabla\varphi|^2$, а также эффектами взаимодействия акустической и вихревой мод (последний член в уравнении (9)), получим:

$$h = H - \frac{d\varphi}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla H \quad (13)$$

Подставляя (12) в (5), получим:

$$\frac{1}{c^2} \frac{d}{dt} \left(H - \frac{d\varphi}{dt} \right) + \Delta\varphi + \nabla \mathbf{u} = 0 \quad (14)$$

Или, с учетом принятой схемы линеаризации

$$\frac{1}{c^2} \frac{d^2\varphi}{dt^2} - \Delta\varphi = \frac{1}{c^2} \frac{dH}{dt} + \nabla \mathbf{u} \quad (15)$$

Применяя оператор градиента к (13) получим:

$$\nabla \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\Delta H \quad (16)$$

Применяя оператор $\frac{d}{dt}$ к (15) и, пренебрегая разностью $(\mathbf{u}\nabla)\Delta\varphi - \Delta(\mathbf{u}\nabla\varphi)$, получим:

$$\frac{1}{c^2} \frac{d^2(H-h)}{dt^2} - \Delta(H-h) = \frac{1}{c^2} \frac{d^2H}{dt^2} + \frac{d}{dt} \nabla \mathbf{u} \quad (17)$$

Отсюда

$$\frac{1}{c^2} \frac{d^2h}{dt^2} - \Delta h = \nabla \frac{d\mathbf{u}}{dt} - \frac{d}{dt} \nabla \mathbf{u} \quad (18)$$

1.2. Источниковая функция и преобразование Фурье

Подставляя в (18) энтальпию в виде $h = \langle h \rangle + h'$, получим уравнение:

$$\frac{1}{c^2} \frac{d^2h'}{dt^2} - \Delta h' = f \quad (19)$$

с источником членом

$$f = \nabla(\mathbf{u}\nabla)\mathbf{u} - (\mathbf{u}\nabla)\nabla\mathbf{u} - \frac{1}{c^2} \frac{d^2\langle h \rangle}{dt^2} + \Delta\langle h \rangle \quad (20)$$

Учитывая условие (7), позволяющее заменить в (20) скорость вихревой моды на полную скорость, применяя к (19) и (20) преобразование Фурье $\Phi(\omega)$ и переходя к тензорной форме, запишем (19) в виде:

$$\frac{1}{c^2} \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \left(i\omega + \langle v_j \rangle \frac{\partial}{\partial x_j} \right) h' - \frac{\partial^2 h'}{\partial x_i^2} = \Phi(\omega)(f) \quad (21)$$

$$\Phi(\omega)(f) = \Phi(\omega) \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} \frac{\partial v_k}{\partial x_i} \right) \quad (22)$$

2. Модель Филиппа (неизозэнтропическое вязкое течение)

Относительно параметра гидродинамического потока $\Pi = \frac{1}{k} \ln \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)$ единое уравнение, учитывающее термодинамическую неоднородность течения, в модели Филиппа, записывается в виде [3] ($k = \frac{C_p}{C_v}$):

$$\left(\frac{D^2}{Dt^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} c^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \Pi = \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{1}{\rho} \frac{\partial e_{ij}}{\partial x_j} + \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{c_p} \frac{DS}{Dt} \right) \quad (23)$$

где

$$e_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \right) \quad (24)$$

Представляя параметр Π в виде суммы осредненной по времени и пульсационной составляющих $\Pi = \langle \Pi \rangle + \Pi'$, получим

$$\left(\frac{D^2}{Dt^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} c^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \Pi' = \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{1}{\rho} \frac{\partial e_{ij}}{\partial x_j} + \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{c_p} \frac{DS}{Dt} \right) - \left(\frac{D^2}{Dt^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} c^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \langle \Pi \rangle \quad (25)$$

Выделяя линейную составляющую в левой, «волновой», части уравнения (25), применяя к нему преобразование Фурье и учитывая, что $\langle \Pi \rangle$ и его производные по пространству не зависят от времени, получим

$$\left(\left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \left(i\omega + \langle v_j \rangle \frac{\partial}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} c^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \Pi' = \Phi(\omega)(f) \quad (26)$$

$$\Phi(\omega)(f) = \Phi(\omega) \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{1}{\rho} \frac{\partial e_{ij}}{\partial x_j} + \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{c_p} \frac{DS}{Dt} \right) \right) \quad (27)$$

В изозэнтропийном потоке в источниковом члене (27) остается только первый член, совпадающий с источниковым членом (22) в модели Кроу-Артамонава [1, 2].

3. Модель Хоу (неизозэнтропическое невязкое течение)

Относительно энтальпии торможения гидродинамического потока $B = h + \frac{v^2}{2}$ уравнение Хоу записывается в виде [4]:

$$\left(\frac{D}{Dt} \frac{1}{c^2} \frac{D}{Dt} + \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \cdot \nabla - \Delta \right) B = \left(\nabla - \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \right) L + \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial}{\partial t} \frac{DS}{Dt} + \frac{1}{k-1} \frac{D^2 S}{Dt^2} \right), \quad (28)$$

где

$$\mathbf{L} = (\nabla \times \mathbf{v}) \times \mathbf{v} - T \nabla S \quad (29)$$

Представляя B в виде $B = \langle h \rangle + h' + \frac{v^2}{2}$, получим

$$\left(\frac{D}{Dt} \frac{1}{c^2} \frac{D}{Dt} + \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \cdot \nabla - \nabla^2 \right) h' = f, \quad (30)$$

$$f = \left(\nabla - \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \right) \mathbf{L} + \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial}{\partial t} \frac{DS}{Dt} + \frac{1}{k-1} \frac{D^2 S}{Dt^2} \right) - \left(\frac{D}{Dt} \frac{1}{c^2} \frac{D}{Dt} + \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \cdot \nabla - \nabla^2 \right) \frac{v^2}{2} - \left(\frac{D}{Dt} \frac{1}{c^2} \frac{D}{Dt} + \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \cdot \nabla - \nabla^2 \right) \langle h \rangle, \quad (31)$$

Заменяя коэффициенты в левой «волновой» части уравнения (30) на их осредненные по времени значения и применяя преобразование Фурье, а также учитывая, что $\langle B \rangle$ и его производные по пространству не зависят от времени, получим

$$\left(\left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \frac{1}{c^2} \left(i\omega + \langle v_j \rangle \frac{\partial}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{c^2} \left(i\omega + \langle v_j \rangle \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i^2} \right) h' = \Phi(\omega)(f) \quad (32)$$

$\Phi(\omega)(f) =$

$$\Phi(\omega) \left(\left(\nabla - \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \right) \mathbf{L} + \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial}{\partial t} \frac{DS}{Dt} + \frac{1}{k-1} \frac{D^2 S}{Dt^2} \right) - \left(\frac{D}{Dt} \frac{1}{c^2} \frac{D}{Dt} + \frac{1}{c^2} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} \cdot \nabla - \nabla^2 \right) \frac{v^2}{2} \right) \quad (33)$$

4. Граничные условия

Проекция линеаризованного и Фурье преобразованного уравнения импульса на нормаль к стенке, полученная в предположении малости нормального числа Маха, имеет вид

$$i\omega \cdot v'_n + \frac{\partial h'}{\partial n} = 0, \quad (34)$$

где v'_n – нормальная к стенке составляющая пульсационной скорости.

Фурье преобразованное условие Майерса [11] на внешней поверхности ЗПК запишем в виде:

$$i\omega v'_n = \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial \langle v_i \rangle}{\partial x_k} n_i n_k \right) \frac{p'}{\rho c Z}, \quad (35)$$

Комплексный импеданс Z является функцией ω , числа Маха, амплитуды пульсаций и характеристик пограничного слоя.

Условие излучения Зоммерфельда на неотражающих граничных условиях записывается с учетом поправки на кривизну волнового фронта [12], пропорциональной лапласиану в касательной к поверхности плоскости.

Предполагая, что возмущения течения в окрестности ЗПК являются адиабатическими, граничные термодинамические соотношения могут быть представлены в виде:

$$p' = \left(\frac{\partial p}{\partial h} \right)_s h' = \rho c^2 \Pi', \quad (36)$$

С учетом этого граничные, или краевые, условия в зависимости от используемой модели записываются следующим образом.

Граничное условие на стенке для модифицированной модели Кроу-Артамонова [1, 2] и модели Хоу [4]

$$\frac{\partial h'}{\partial n} + \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial \langle v_i \rangle}{\partial x_k} n_i n_k \right) \left(\frac{\partial p}{\partial h} \right)_s \frac{h'}{\rho c Z} = 0 \quad (37)$$

Неотражающее условие на внешней границе для этих моделей:

$$\frac{\partial h'}{\partial n} + \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial \langle v_i \rangle}{\partial x_k} n_i n_k + \frac{ic^2}{2\omega} \Delta_n \right) \left(\frac{\partial p}{\partial h} \right)_s \frac{1}{\rho c} h' = 0 \quad (38)$$

Граничное условие на стенке для модели модели Филлипса [**Ошибка! Закладка не определена.**]

$$\frac{\partial}{\partial n} \frac{\rho c^2 \Pi'}{\left(\frac{\partial p}{\partial h} \right)_s} + \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial \langle v_i \rangle}{\partial x_k} n_i n_k \right) \frac{c \Pi'}{Z} = 0, \quad (39)$$

Неотражающее условие на внешней границе для модели Филлипса:

$$\frac{\partial}{\partial n} \frac{\rho c^2 \Pi'}{\left(\frac{\partial p}{\partial h} \right)_s} + \left(i\omega + \langle v_i \rangle \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{\partial \langle v_i \rangle}{\partial x_k} n_i n_k + \frac{ic^2}{2\omega} \Delta_n \right) (c \Pi') = 0, \quad (40)$$

Заключение

Обоснованы и представлены постановки краевой задачи акустики относительно пульсаций энтальпии и параметра давления:

- для краевой задачи (21), (22) с граничными условиями (37), (38) относительно образа Фурье возмущения энтальпии в модифицированной модели Кроу-Артамонова;

- для краевой задачи (26), (27) с граничными условиями (39), (40) относительно возмущения параметра течения в форме функции давления для модели Филлипса;

- для краевой задачи (32), (33) с граничными условиями (37), (38) относительно образа Фурье возмущения энтальпии в модели Хоу.

На примере модификации модели Кроу-Артамонова проанализирована декомпозиция поля возмущений энтальпии на акустическую и вихревую моду для выделения источника шума.

Список литературы

1. Crow S.C. Aerodynamic Sound Emission as a Singular Perturbation Problem.- Studies in Applied Mathematics, 1970, vol. XLIX, No.1
2. Артамонов К.И. Термогидроакустическая устойчивость, 1982
3. Phillips O. M. On the generation of sound by supersonic turbulent shear layers // J. Fluid Mech.- 9, № 1.- 1960.- P. 1-28.
4. Howe M. S. Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute // J. Fluid Mech.- 1975.- 71, № 4.- P. 625-673.

5. Федорченко А. Т. К нелинейной теории аэродинамических источников звука // Доклады академии наук СССР.– 1988.– 344, № 1.– С. 48–51.
6. Doak P. E. Fluctuating total enthalpy as the basic generalized acoustic field // Theor. Comp. Fluid Dyn.– 10.– 1998.– P. 115–133.
7. Goldstein M. E. On identifying the true sources of aerodynamic sound // J. Fluid Mech.– 2005.– 526.– P. 337–347.
8. A.A. Aksenov, V.N. Gavriilyuk, S.F. Timushev Numerical modeling of fan noise in electronics // Журнал INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings Том 251 Номер 1 С.825-833 Издатель Institute of Noise Control Engineering, 2015
9. A.A. Aksenov, V.N. Gavriilyuk and S.F. Timushev. Numerical Simulation of Tonal Fan Noise of Computers and Air Conditioning Systems. ISSN 1063_7710, Acoustical Physics, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 447–455. Pleiades Publishing, Ltd., 2016. Original Russian Text © A.A. Aksenov, V.N. Gavriilyuk, S.F. Timushev, 2016, published in Akusticheskii Zhurnal, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 442–450.
10. Тимушев С.Ф., Гаврилюк В.Н., Аксенов А.А., Клименко Д.В. Моделирование источника и акустического поля тонального шума лопаточных машин// Noise Theory and practice. Том 3 №3 (III, 2017).
11. M. K. Mayers. On the acoustic boundary condition in the presence of flow. - Journal of Sound and Vibration 71(3), September 1980, 429-434.
12. E. Redon, A.-S. Bonnet-Ben Dhia, J.-F. Mercier and S. Poernomo Sari. Non-reflecting boundary conditions for acoustic propagation in ducts with acoustic treatment and mean flow. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 86, 2011, 1360–1378.

УДК 534.23
OECD 01.03.AA

Об уровнях псевдозвуковых давлений вблизи озвучиваемой пластины

Кирпичников В.Ю.¹, Дроздова Л.Ф.^{2*}, Шашурин А.Е.³, Яковлева Е.В.⁴

¹ Профессор кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», д.т.н.,

² Профессор кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», к.т.н.,

³ Доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», к.т.н.,

⁴ Инженер Федерального государственного унитарного предприятия

^{1, 2, 3} БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург,

⁴ ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург

Аннотация

Целью настоящего исследования является сравнение уровней псевдозвуковых давлений вблизи резонирующих пластин озвучиваемых конструкций с уровнями давления озвучивающей пластину волны. Выполнен теоретический анализ уровней псевдозвуковых давлений вблизи резонирующих пластин в зависимости от среды. Приведены результаты расчётов. Получено, что уровни псевдозвуковых давлений на поверхности и вблизи резонирующих пластин различных конструкций могут превышать уровни давления в падающих на них звуковых волнах.

Ключевые слова: звуковая волна, резонирующая пластина, уровень давления, псевдозвуковое давление, шумовое поле.

Psevdovukovyh pressure levels near resonant plate

V. Kirpichnikov¹, L. Drozdova², A. Shashurin³, E. Yakovleva⁴

¹Professor of Environment and Safety chair, DSc

²Professor of Environment and Safety chair, PhD

³Assistant Professor of Environment and Safety chair, PhD

⁴Engineer

^{1,2,3} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov

⁴ Federal state unitary enterprise 'Central Scientific-Research Institute named after akad. Krylov'

Abstract

The purpose of this study is to compare the levels of psevdovukovyh pressures near resonant plates with pressure levels of sound waves which incident on plate. Theoretical analysis of psevdovukovyh levels implemented pressures resonating plates depending on the medium. The results of the calculations are presented. It is obtained that the levels of psevdovukovyh pressure at the surface and near the resonant plates of various designs may exceed the pressure levels in incident on them sound waves.

Keywords: sound waves, resonant plate, level pressure, psevdovukovoe pressure, noise field.

Введение

Известно, что ближнее шумовое поле конструкций при их изгибных колебаниях на частотах, меньших частоты совпадения (далее – критическая частота), формируют два принципиально различных типа волн – звуковые и псевдозвуковые [1].

Возникновение первых связано со сжатием–разряжением частиц окружающей конструкцию сред, а вторых – с их перетеканием из зон с повышенным давлением вблизи колеблющейся конструкции в зоны с пониженным давлением.

*E-mail: drozdovalf@yandex.ru (Дроздова Л.Ф.)

Рассмотрим формирование ближнего шумового поля конструкции на примере взаимодействия со средой изгибно-колеблющейся пластины. На рисунке 1 приведена схема взаимодействия со средой бесконечной и конечной пластины в жёстком экране.

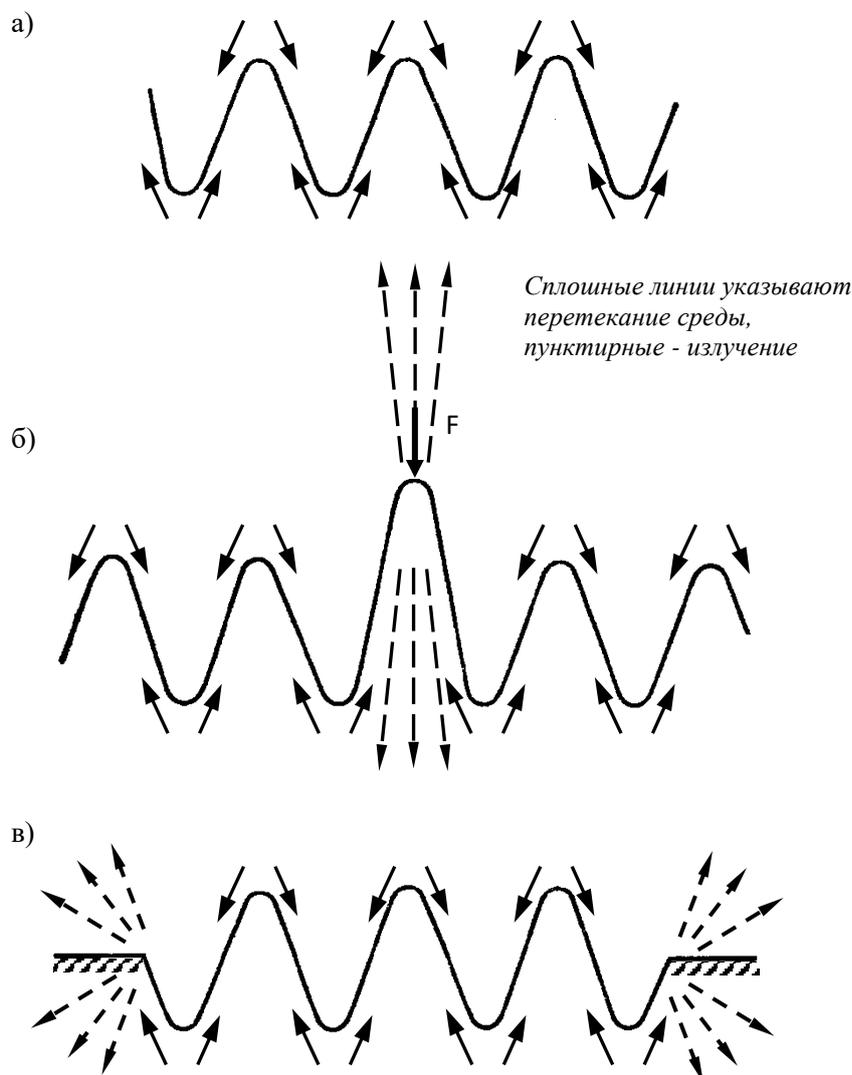


Рис. 1. Схема взаимодействия со средой изгибно-колеблющейся пластины:
а) бесконечная пластина, по которой распространяется изгибная волна
б) бесконечная пластина, возбуждаемая сосредоточенной силой
в) конечная пластина в жёстком экране

В прилегающей к каждой поверхности колеблющейся конструкции области шумового поля уровни, создаваемого ею звукового давления на докритических частотах малы, и ими можно пренебрегать по сравнению с уровнями псевдозвуковых давлений. Соответствующую область называют ближней или, подразумевая малую роль звуковых давлений, неволновой. Второе название не является точным, так как именно волновые процессы и формируют ближнюю область шумового поля конструкции. Под шумовым в данной области подразумевается не звуковое поле, а фиксируемое микрофоном или гидрофоном наличие переменных во времени, псевдозвуковых, давлений, которые создают движущиеся вблизи поверхности конструкции частицы граничащей с ней среды.

Особенности движения этих частиц вблизи изгибно колеблющейся пластины рассмотрены в работе [2]. Исследовано, в частности, влияние вязкости акустической среды на нормальную к поверхности и касательную компоненты скорости. Установлено, что вязкость нарушает равенство амплитудных значений компонент скорости, имеющее место при колебаниях идеальной (невязкой) среды, и способствует, таким образом, перераспределению энергии среды между этими компонентами. Кроме того, она изменяет сдвиг фазы между компонентами от постоянного для всего поля скоростей значения $\pi/2$ в идеальной среде. Величина сдвига фазы определяется расстоянием z от колеблющейся пластины.

Анализ поля скоростей показал, что влияние вязкости воды и воздуха на уровень возникающего в них переменного давления p пренебрежимо мало на большей части полупространства $z \geq 0$. Оно проявляется лишь в очень тонком слое, находящемся непосредственно у пластины, толщина которого $z \approx \pi/2\alpha$ ($\alpha = \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}}$, где $\omega = 2\pi f$ – круговая частота колебаний, а ν – кинематическая вязкость среды) при её колебаниях с частотами 10 и 100 Гц не превосходит ~ 1 и $\sim 0,1$ мм, соответственно. (Толщина этого слоя определяется частотой колебания, коэффициентом кинематической вязкости среды и не зависит от материала, толщины пластины и амплитуды бегущей по ней изгибной волны).

Был сделан вывод, что уровни псевдозвуковых давлений p_{nc} определяются прежде всего амплитудой и длиной изгибной волны λ_u в пластине, а также плотностью акустической среды ρ . Расчёты этих уровней вблизи бесконечной однородной пластины, по которой в положительном направлении оси x распространяется незатухающая изгибная волна в форме $v(x, t) = v_0 e^{i(k_u x - \omega t)}$ (v_0 – амплитуда смещения; k_u – волновое число изгибных колебаний, $2\pi/\lambda_u$; x и t – пространственная и временная координаты; множитель $e^{i(k_u x - \omega t)}$ в дальнейшем опускаем) производят с использованием выражения

$$p_{nc} = \frac{\rho_a \ddot{v}_0}{k_u} e^{-zk_u}, \quad (1)$$

где \ddot{v}_0 – амплитуда виброускорения пластины; z – расстояние от пластины, рассматриваемая поверхность которой находится в плоскости $z = 0$; отношение $\frac{\rho_a}{k_u}$ характеризует присоединённую массу акустической среды, участвующую в колебательном процессе.

Определённый интерес для практики представляет соотношение уровней псевдозвуковых давлений вблизи озвучиваемой конечной конструкции и уровня звукового давления падающей волны, которая вызывает колебания конструкции, следовательно, и создаваемые ими псевдозвуковые давления.

Из физических соображений понятно, что наибольшие уровни p_{nc} возникают вблизи тех участков конструкции, которые имеют наибольший вибрационный отклик на действующее усилие. Такими участками подкреплённой пластинчатой конструкции, широко используемой для изготовления корпусов транспортных средств, являются её пластинчатые элементы (условно – пластины), ограниченные соседними подкреплениями. Максимальные уровни вибрации, следовательно, и псевдозвукового давления этих пластин возникают при совпадении их собственных (условно – резонансных) частот с частотами возбуждающей нагрузки. (О негативном влиянии резонансных явлений в пластинах на звукоизоляцию оребрённых конструкций

свидетельствуют результаты экспериментальных исследований, приведённые в §4.7 монографии И.И. Боголепова [3]). В большинстве случаев такой частотой является низшая резонансная частота f_{11} изгибных колебаний пластин с формой, представляющей одну полуволну вдоль каждой из кромок.

Целью настоящей работы являлось получение ответа на вопрос, могут ли уровни псевдозвуковых давлений в ближней зоне пластинчатого элемента подкреплённой конструкции, в том числе и на его поверхности, быть больше уровней давления озвучивающей пластину волны.

Взаимодействие пластин друг с другом через среду и подкрепления учитывать не будем, полагая, что интенсивность потока колебательной энергии из конкретной пластины в соседние равна интенсивности обратного потока. Такое допущение, справедливое при больших расстояниях озвучивающего источника от пластинчатой конструкции, даёт возможность решать стоящую задачу рассмотрением отдельной пластины, а её результаты считать справедливыми для большинства пластин, образующих конструкцию. Исключением могут быть лишь те пластины конструкции, которые находятся у её кромок [1].

При падении звуковой волны с давлением p на конструкцию колебания её отдельной пластины на низшей резонансной частоте f_{11} изгибных колебаний вызывает сила $F = pS$, где S – площадь пластины.

Минимальное механическое сопротивление Z_{min} пластины по отношению к возбуждающей силе, полагая её сосредоточенной и приложенной в геометрическом центре пластины, может быть определено с использованием формулы $Z_{min} = \frac{\pi f_{11} M \eta_{11}}{2}$, где M – масса пластины; η_{11} – коэффициент потерь колебательной энергии в пластине на низшей резонансной частоте f_{11} её изгибных колебаний.

Используя формулу (1) и приведённые выражения для F и Z_{min} , имеем

$$|\ddot{v}_0| = \frac{4p}{m\eta_{11}}$$

и

$$\frac{p_{nc}}{p} = \frac{4\rho \ell b}{\pi\sqrt{\ell^2 + b^2}} \cdot \frac{e^{-zk_u}}{m\eta_{11}}, \quad (2)$$

где ℓ и b – размеры пластины в плане; m – масса единицы площади пластины; при нахождении конструкции в воздухе m равна произведению $\rho_{nl}h_{nl}$ (ρ_{nl} – плотность материала, h_{nl} – толщина); если окружающей пластину средой является вода с плотностью ρ_e , то m определяется суммой массы единицы площади собственно пластины $\rho_{nl}h_{nl}$ и соколеблющейся (присоединённой) массы воды m_e , равной $\frac{\rho_e \lambda_u}{\pi}$,

где длина изгибной волны пластины в воде $\lambda_u = 2\pi\sqrt{\frac{D}{2\rho_e\omega^2}}$ (при нахождении конструкции на поверхности воды $m_e = \frac{\rho_e \lambda_u}{2\pi}$, а $\lambda_u = 2\pi\sqrt{\frac{D}{\rho_e\omega^2}}$). Здесь D – изгибная

жёсткость пластины, $D = \frac{Eh_{nl}^3}{12(1-\sigma^2)}$; E и σ – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала пластины.

При выводе (2) учтено, что в случае колебаний конечной пластины на низшей резонансной частоте f_{11} волновое число k_u в формуле (1) заменяется на величину

$$k_{11} = \sqrt{\left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{b}\right)^2}.$$

Отношение $\frac{P_{nc}}{P}$ на поверхности ($z = 0$) пластины для случаев, когда пластину окружает только воздух (плотность ρ) или только вода, может быть записано в виде

$$\frac{P_{nc}}{P} = \frac{4\rho\ell b}{\pi\sqrt{\ell^2 + b^2}} \cdot \frac{1}{\rho_{nl} h_{nl} \eta_{11}}, \quad (3)$$

и

$$\frac{P_{nc}}{P} \approx \frac{4\rho_g \ell b}{\pi\sqrt{\ell^2 + b^2}} \cdot \frac{1}{\left(\rho_{nl} h_{nl} + \frac{\rho_g \lambda_u}{\pi}\right) \eta_{11}}, \quad (4)$$

соответственно.

При частоте f_{11} колебаний пластины в воде, много меньшей критической, выполняется условие $\rho_{nl} h_{nl} \ll \frac{\rho_g \lambda_u}{\pi}$ и выражение (4) принимает вид

$$\frac{P_{nc}}{P} = \frac{4\ell b}{\sqrt{\ell^2 + b^2}} \cdot \frac{1}{\lambda_u \eta_{11}}, \quad (5)$$

Обращаясь к выражениям (3) и (5), видим, что в обоих случаях отношение $\frac{P_{nc}}{P}$ зависит от размеров пластины в плане и потерь колебательной энергии. Соотношение длины ℓ и ширины b пластин инженерных конструкций преимущественно мало отличается от 1,5. Принимая $\ell = 1,5b$, получаем $\frac{\ell b}{\sqrt{\ell^2 + b^2}} \approx 0,8b$ и упрощённую форму выражений (3) и (5) для воздуха

$$\frac{P_{nc}}{P} \approx \frac{\rho b}{\rho_{nl} h_{nl} \eta_{11}}, \quad (6)$$

и воды

$$\frac{P_{nc}}{P} \approx \frac{b}{\lambda_u \eta_{11}}, \quad (7)$$

Обращаясь к (6) и (7), видим, что независимо от среды, где находится конструкция, отношение $\frac{P_{nc}}{P}$ растёт с увеличением ширины пластины b , т.е. с увеличением её размеров в плане, и с уменьшением потерь колебательной энергии η_{11} . В случае, когда пластину окружает воздух, отношение $\frac{P_{nc}}{P}$ пропорционально его плотности ρ и обратно пропорционально массе единицы площади пластины $\rho_{nl} h_{nl}$.

При нахождении пластины в воде отношение $\frac{P_{nc}}{p}$ растёт с уменьшением длины изгибной волны λ_u в пластине, т.е. косвенно – с уменьшением её толщины h_{nl} .

Из выражений (6) и (7) видно, что уровень псевдозвукового давления на поверхности озвучиваемой пластины может быть больше уровня давления падающей на конструкцию звуковой волны при выполнении условий:

– конструкция в воздухе

$$b > \frac{\rho_{nl}}{\rho} h_{nl} \eta_{11}, \quad (8)$$

– конструкция в воде

$$b > \lambda_u \eta_{11}. \quad (9)$$

Рассмотрим условие (8). Принимая толщину стальной ($\rho_{nl} = 7800 \text{ кг/м}^3$) пластины $h_{nl} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ в воздухе ($\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$) при средних конструкционных потерях η_{11} колебательной энергии на низших резонансных частотах её изгибных колебаний $\sim 3 \cdot 10^{-2}$ (пластина в составе конструкции), получаем, что ширина пластины, при озвучивании которой $p_{nc} > p$ должна удовлетворять условию $b \geq 0,36 \text{ м}$. Этому условию удовлетворяют пластины многих инженерных конструкций.

Ширина пластинчатых элементов конструкций из алюминия при ранее указанном значении $\eta_{11} = 3 \cdot 10^{-2}$ должна удовлетворять условию $b \geq 0,12$, которое выполняется в большинстве практических случаев.

Условие (8), а следовательно и отношение $\frac{P_{nc}}{p} > 1$, выполняется и при

большей толщине стальных и алюминиевых одиночных (находящихся вне конструкции) пластин с меньшими потерями колебательной энергии.

Проанализируем условие (9) для конструкций, находящихся в воде. При толщине h_{nl} стальной пластины, равной $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, среднее значение длины изгибной волны на частоте f_{11} порядка 20–60 Гц равняется примерно 0,5 м [1], с учётом чего ширина b пластин, на поверхности которых $p_{nc} > p$, должна быть больше $\sim 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Это условие выполняется практически всегда.

Полученный результат подтверждает очевидное соотношение $\lambda_u \approx 1,5b$, справедливое для низшей формы изгибных колебаний пластины на резонансной частоте f_{11} .

На основании выполненного анализа можно сделать вывод, что уровни псевдозвуковых давлений вблизи резонирующих пластин озвучиваемых конструкций независимо от среды, в которой они находятся, превышают уровни давления в падающих на них звуковых волнах.

Сказанное подтверждают расчётные зависимости от z величины $20 \lg \frac{P_{nc}}{p}$, дБ,

в ближнем шумовом поле находящихся в воздухе стальной, алюминиевой и стеклопластиковой пластин толщиной $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ с коэффициентом потерь η_{11} , равным 10^{-2} и 10^{-3} , приведённые на рисунках 2 и 3, соответственно. Анализ приведённой на рисунках информации показывает, что поперечный размер ближней области шумового поля тонких пластин с малыми потерями, где выполняется условие $p_{nc} > p$, превосходит половину длины изгибной волны в пластинах. В силу звукоизолирующей способности пластин указанный размер ближней области шумового

поля со стороны, где находится его источник, меньше размера ближней области с противоположной стороны пластин.

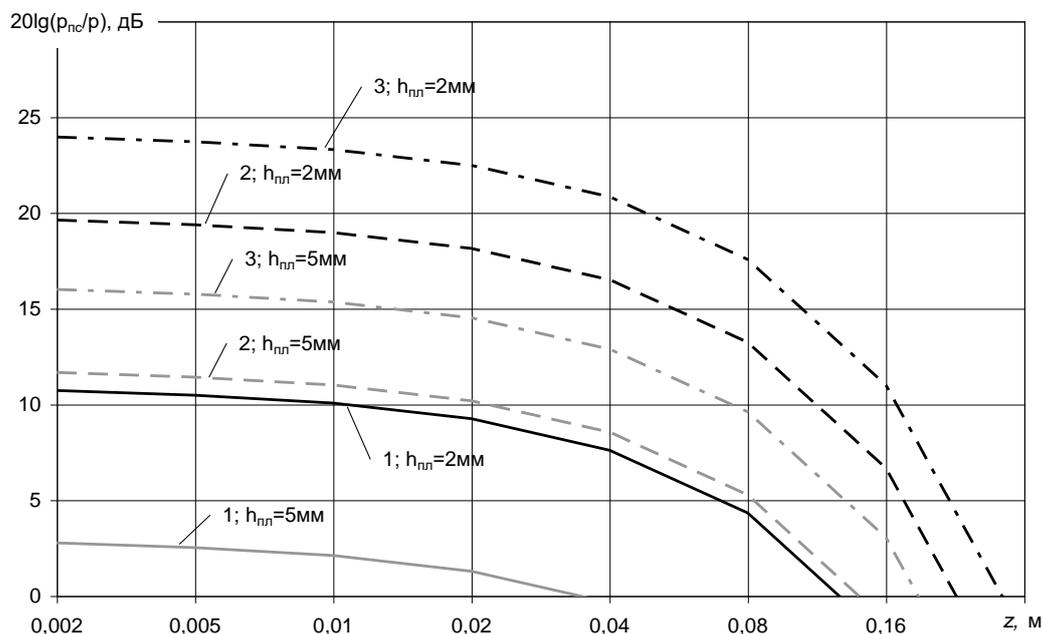


Рис.2. Соотношение уровней псевдозвукового (p_{pc}) и озвучиваемого (p) давлений вблизи пластин из стали (кривые 1), алюминия (кривые 2) и стеклопластика (кривые 3) толщиной $2 \cdot 10^{-3}$ м и $5 \cdot 10^{-3}$ м с коэффициентом потерь $\eta_{11} = 10^{-2}$

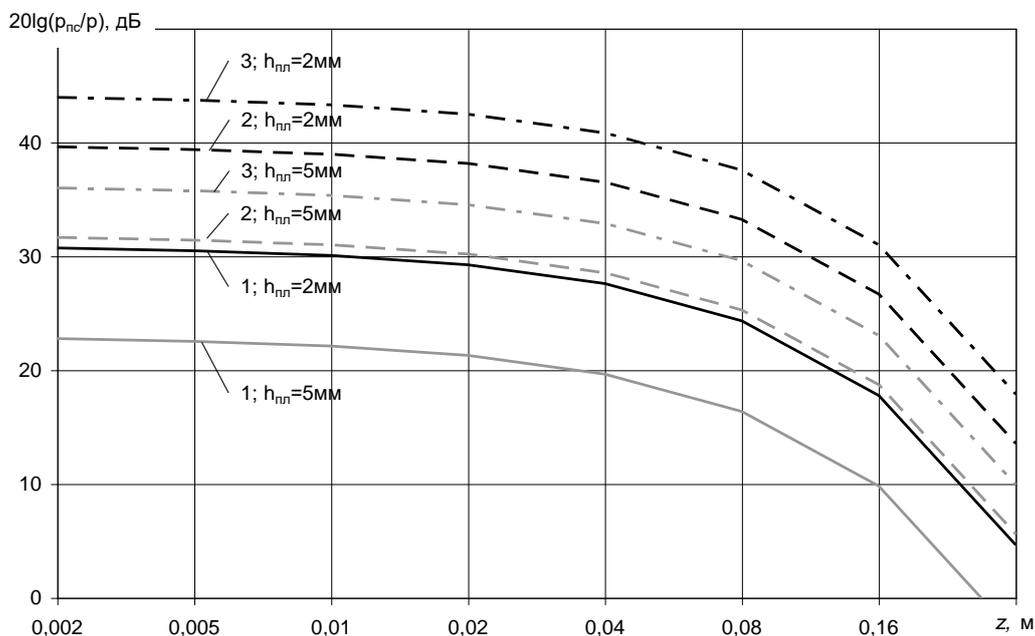


Рис. 3. Соотношение уровней псевдозвукового (p_{pc}) и озвучиваемого (p) давлений вблизи пластин из стали (кривые 1), алюминия (кривые 2) и стеклопластика (кривые 3) толщиной $2 \cdot 10^{-3}$ м и $5 \cdot 10^{-3}$ м с коэффициентом потерь $\eta_{11} = 10^{-3}$

Заключение

Проведенный анализ шумового поля в ближней зоне пластинчатого элемента подкреплённой конструкции (в том числе и на его поверхности), а также полученные результаты проведенных расчетов позволяют сделать вывод, что уровни псевдозвуковых давлений вблизи резонирующих пластин озвучиваемых конструкций независимо от среды, в которой они находятся, превышают уровни давления в падающих на них звуковых волнах.

Полученные результаты могут быть использованы, в частности, при разработке мероприятий по уменьшению уровней ближнего шумового поля озвучиваемых конструкций.

Список литературы

1. Кирпичников В.Ю. Вибровозбудимость конструкций и пути её уменьшения. СПб, 2014.
2. Кирпичников В.Ю. Об учёте вязкости в жидкой среде, возмущённой поперечными колебаниями ограничивающей плоской поверхности. Прикладная механика, т. V, вып. 5, Киев, 1969.
3. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. Л., Судостроение, 1986.

УДК 534.8

OECD 01.03.АА

Исследование разрешения при различных схемах измерений в акустической томографии

Осетров А.В.

Д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский Государственный электротехнический университет (СПбГЭТУ),
197386, г. Санкт-Петербург, ул. Проф. Попова, д. 5

Аннотация

На основании поведения функции рассеяния точки (ФРТ) изучаются закономерности изменения разрешения в акустической томографии при различных условиях измерений. Предлагаемый подход заключается в исследовании области пространственного спектра, позволяющий исключить затухающие составляющие акустического поля. Для различных схем измерений показано, как сопоставить каждую точку в области пространственных частот функции неоднородностей с распространяющейся или затухающей составляющей акустического поля. В результате удается построить замкнутые области данных, размеры и конфигурация которых как раз и несут информацию о характере ФРТ и разрешении реконструированного изображения. Поведение ФРТ исследуется вне зависимости от конкретного алгоритма томографии, условий пространственной и временной дискретизации и другой дополнительной частной информации, а принимая в расчет лишь тот факт, что по результатам измерений удастся заполнить определенную часть области пространственных частот.

Ключевые слова: Акустическая томография, разрешение изображений, реконструкция акустических изображений.

Resolution investigation for the different measurement schemes in acoustical tomography

Osetrov A.V.

*Dr.Sc., Prof, St.Petersburg State Electrotechnical Univ.,
197386 St.Petersburg, Prof.Popov Str., 5.*

Abstract

Based on point spread function (PSF) for the different measurements schemes in acoustical tomography the image resolution have been investigated. Proposed approach consists of space spectrum domain investigation where decaying waves were excluded. It is shown how to match the point in space spectrum domain with propagating or decaying components of acoustical field. The closed areas in the space frequency domain have been constructed; the sizes and shapes of these areas define the behavior of PSF and resolution value. PSF have been investigated independent of tomography algorithm, parameters of space and time sampling, and other additional minor information; only the fact was taken into account that after the measurements the certain area in the space frequency domain will be filled.

Key words: *Acoustical tomography, Image resolution, Acoustical image reconstruction.*

Введение

Величина разрешения, т.е. наименьшее расстояние между двумя точками объекта, видимыми раздельно на изображении, является одним из определяющих параметров алгоритмов реконструкции изображений. Для акустических изображений этот параметр является критическим ввиду сопоставимости требуемого для

практических приложений разрешения и длины акустической волны. Многие системы акустической томографии работают на близком к теоретическому пределу разрешения.

Из-за повышенных требований к разрешению получили развитие дифракционные алгоритмы реконструктивной акустической томографии [1, 2], учитывающие дифракционные эффекты в процессе распространения акустических волн в среде и рассеяния от неоднородностей акустического поля. Представляет интерес исследование потенциально достижимого разрешения этих алгоритмов, не учитывающего параметры измерений, которые относительно легко могут быть улучшены (например, величины пространственной и/или временной дискретизации). В статье рассматривается подход к решению, основанный на выделении области пространственных частот ФРТ, которая заполняется данными в результате измерений. С точки зрения физической интерпретации это означает учет только распространяющихся составляющих акустических волн и исключение из рассмотрения всех видов затухающих волн, т.е. не принимается во внимание возможность достичь сверхразрешения [3].

1. Общий подход к исследованию разрешения

Для определения выражений для ФРТ введем локальную неоднородность, расположенную в начале координат, по следующей формуле (ограничиваемся двумерным случаем):

$$O(x, y) = \delta(x)\delta(y), \quad (1)$$

где $\delta()$ — δ -функция Дирака.

Зная вид неоднородности (1) и используя двумерное преобразование Фурье, легко вычислить спектр пространственных частот такой неоднородности. В силу фильтрующего свойства δ -функции, очевидно, что $\tilde{O}(k_x, k_y) \equiv 1$, т.е. пространственный спектр занимает неограниченную по протяженности зону в области пространственных частот. Однако по результатам измерений не удастся заполнить данными всю область пространственных частот, поэтому будем записывать оценку

пространственного спектра в виде: $\hat{O}(k_x, k_y) = \begin{cases} \tilde{O}(k_x, k_y), & (k_x, k_y) \in \Omega; \\ 0, & (k_x, k_y) \notin \Omega; \end{cases}$ где Ω — область,

в которой известен спектр пространственных частот (она определяется схемой и параметрами измерений и условно показана на рис. 1), «домик» означает оценку функции.

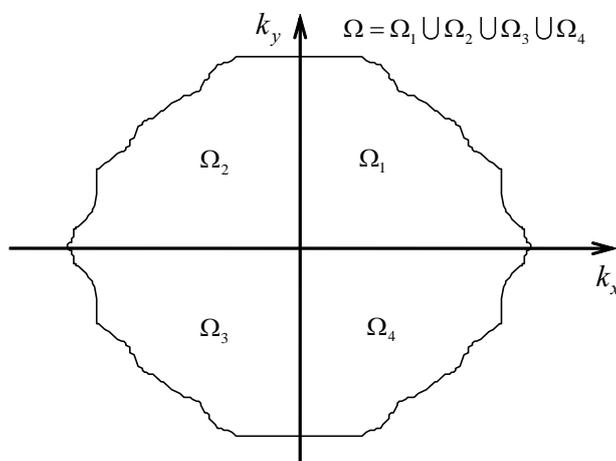


Рис. 1. Область пространственного спектра функции неоднородностей, заполненная данными измерений

Вычислением обратного двухмерного преобразования Фурье от последнего выражения находится оценка изображения для неоднородности (1), т.е. определяется функция рассеяния точки. Итак,

$$PSF(x, y) = \frac{1}{4\pi^2} \iint_{\Omega} \exp[j(k_x x + k_y y)] dk_x dk_y, \quad (2)$$

где $PSF(x, y)$ — функция рассеяния точки.

Далее примем, что область Ω обладает двумя следующими свойствами:

1. В силу особенностей измерений, подобласти Ω_1 и Ω_2 (рис. 1) симметричны относительно оси k_y . Как правило, для этого достаточно, чтобы направленность датчика(ов) была симметричной относительно плоскости, нормальной к линии измерений (сканирования).

2. В силу ограничений, накладываемых на функцию неоднородностей, подобласти $\Omega_1 \cup \Omega_2$ и $\Omega_3 \cup \Omega_4$ симметричны относительно оси k_x . Так, если функция неоднородностей отлична от нуля лишь в полупространстве $y > 0$, то восстановление изображения осуществляется для пространственного спектра, обладающего свойством $\tilde{O}(k_x, k_y) = \tilde{O}(k_x, -k_y)$. В других случаях можно считать, что функция неоднородностей является вещественной, следовательно, $\tilde{O}(k_x, k_y) = \tilde{O}^*(-k_x, -k_y)$, звездочкой обозначена операция комплексного сопряжения, и тогда обеспечивается симметрия внутри следующих двух пар подобластей: Ω_1, Ω_3 и Ω_2, Ω_4 , что при совместном выполнении первого свойства также приводит к симметрии Ω относительно оси k_x .

В результате, достаточно анализировать подобласть Ω_1 , а выражение (2) после очевидных преобразований приводится к виду

$$PSF(x, y) = \frac{1}{\pi^2} \iint_{\Omega_1} \cos(k_x x) \cos(k_y y) dk_x dk_y. \quad (3)$$

При исследовании разрешения будем вводить понятия реальных и идеальных измерений, понимая под идеальными такие условия измерений, при которых размер области Ω_1 оказывается максимальным для данной схемы измерений (что, обычно, происходит лишь при использовании точечных преобразователей и бесконечных апертур). При идеальных измерениях, во-первых, имеется минимальное количество параметров и, во-вторых, обычно, проще вычислить величины разрешений. Поэтому представляет интерес выделять влияние на характеристики реконструкции конкретного параметра (например, диапазона углов сканирования, размера датчика и т.п.), присущего реальным измерениям. Для сопоставления характеристик реальных и идеальных измерений введем так называемые приведенные координаты (\hat{x}, \hat{y}) , вычисляемые по формулам

$$\hat{x} = x/\sigma_x, \quad \hat{y} = y/\sigma_y, \quad (4)$$

где

$$\sigma_x = \Delta k_x^{\max} / \Delta k_x, \quad \sigma_y = \Delta k_y^{\max} / \Delta k_y, \quad (5)$$

$\Delta k_{x,y}$ — максимальные размеры области Ω_1 вдоль осей координат (рис. 2), $\Delta k_{x,y}^{\max}$ — величины $\Delta k_{x,y}$ для идеальных измерений.

Исследование характеристик методов акустической томографии предлагается проводить в два этапа.

На первом этапе предлагается учитывать только эффекты, связанные с изменением размеров $\Delta k_{x,y}$ области Ω_1 при переходе от идеальных к реальным измерениям, т.е. пренебречь изменением формы области Ω_1 . При справедливости такого приближения разрешение в приведенных координатах можно считать не зависящим от параметров измерений. Тогда, если считать, что Δx^{\min} и Δy^{\min} — продольное и поперечное разрешение для идеальных измерений, то из (5) следует, что

$$\Delta x / \Delta x^{\min} = \sigma_x, \quad \Delta y / \Delta y^{\min} = \sigma_y, \quad (6)$$

где Δx и Δy — поперечное и продольное разрешения для реальных измерений.

Следовательно, величины σ_x и σ_y в выражениях (5) определяют, в первом приближении, степень ухудшения разрешения.

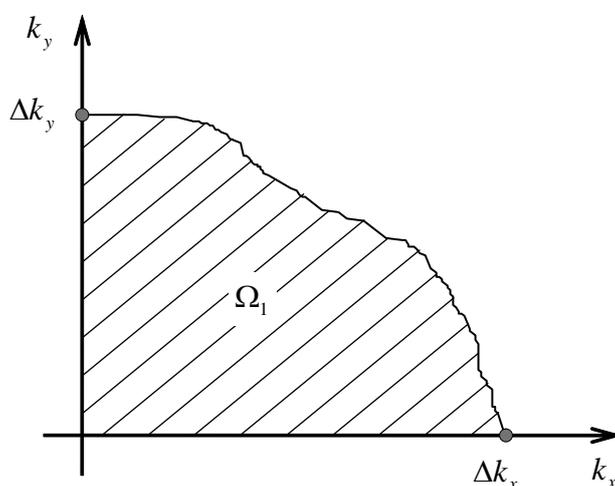


Рис. 2. Геометрические параметры заполненной данными области пространственного спектра функции неоднородностей

На втором этапе эффекты изменения формы области Ω_1 можно исследовать путем моделирования ФРТ, то эта часть выходит за пределы данной публикации.

2. Исследование разрешения для радиально симметричной области данных на плоскости пространственных частот

Рассмотрим радиально симметричную область Ω , заштрихованную на рис. 3 и характеризуемую внутренним и внешним радиусами k_1 и k_2 . Введем полярную систему координат (ρ, φ) для пространственной области и (k_ρ, k_φ) для области пространственных частот. С учетом условия радиальной симметрии выражение (2) примет вид $PSF(\rho) = \frac{1}{4\pi^2} \iint_{\Omega} \exp(j\rho k_\rho \cos k_\varphi) k_\rho dk_\rho dk_\varphi$. Интеграл по переменной k_φ

удаётся взять с использованием следующего табличного определенного интеграла:

$$\int_0^\pi \cos(j\rho k_\rho \cos k_\varphi) dk_\varphi = \pi J_0(\rho k_\rho),$$

где J_0 — функция Бесселя нулевого порядка. После

преобразований получаем $PSF(\rho) = \int_{k_1}^{k_2} k_\rho J_0(\rho k_\rho) dk_\rho$. Если принять во внимание, что $\int x J_0(x) = x J_1(x)$, где J_1 — функция Бесселя первого порядка, то

$$PSF(\rho) = \frac{k_2 J_1(\rho k_2) - k_1 J_1(\rho k_1)}{2\pi\rho}. \quad (7)$$

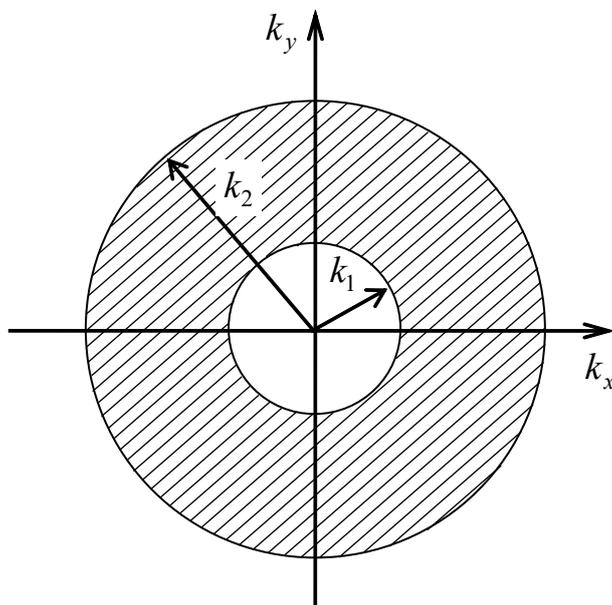


Рис. 3. Радиально симметричная область на плоскости пространственных частот, заполняемая данными измерений

Рассмотрим ряд частных случаев, соответствующих описанным в [1] схемам измерений (таблица 1) и приводящим к формированию области, показанной на рис. 3.

Для классической схемы сбор данных осуществляется при озвучивании объекта плоской волной с приемом данных на линии, перпендикулярной направлению распространения волны, с противоположной стороны объекта и последующим поворотом объекта (или измерительной системы) вокруг центра объекта. В области пространственных частот формируется круг при условии идеальных измерений (в случае полного оборота измерительной системы и бесконечной апертуры, на которой расположены измерительные ненаправленные датчики).

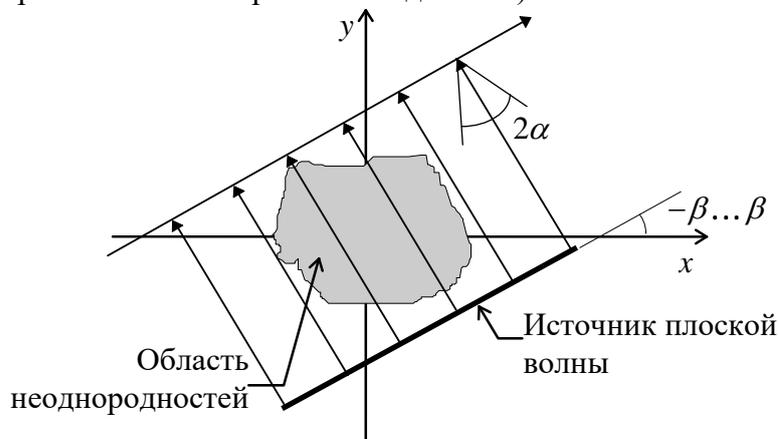


Рис. 4. Схема измерений в классическом варианте

В многочастотной схеме измерений используется сканирование по прямой одиночного приемо-излучателем с облучением объекта в некотором диапазоне частот (или коротким импульсом). Идеальность схемы измерений получается при сканировании вдоль бесконечной прямой и равномерной диаграммы направленности датчика во всем диапазоне углов.

Таблица 1

Функции рассеяния точки при радиально-симметричной области Ω

Схема измерений	Функция рассеяния точки	Разрешение
Классическая ($k_1 = 0$, $k_2 = k\sqrt{2}$).	$PSF(\rho) = \frac{k^2}{2\pi} \frac{2J_1(k\rho\sqrt{2})}{k\rho\sqrt{2}}$	$\Delta\rho \approx 0.43\lambda$, где $\lambda = 2\pi/k$
Многочастотная ($k_1 = 2k_n$, $k_2 = 2k_s$)	<p>где</p> $PSF(\rho) = \frac{1}{\pi} k_s^2 \left(1 - \frac{1}{\zeta^2}\right) PSF_n(\rho),$ $PSF_n(\rho) = \frac{\zeta J_1(2k_s\rho) - J_1\left(\frac{2k_s\rho}{\zeta}\right)}{k_s\rho \left(\zeta - \frac{1}{\zeta}\right)}, \quad \zeta = k_s/k_n.$	При $\zeta \rightarrow \infty$: $\Delta\rho \approx 0.3\lambda_s$, где $\lambda_s = 2\pi/k_s$

Величины разрешения $\Delta\rho$, сведенные в табл. 1, вычисляются как расстояние между максимумом и первым нулем функции рассеяния точки (заметим, что в силу радиальной симметрии $\Delta x^{\min} = \Delta y^{\min} = \Delta\rho$).

Для многочастотной схемы измерений функция $PSF_n(\rho)$ определяется двумя безразмерными параметрами: волновым размером $k_s\rho$ и относительной шириной спектра излучаемого сигнала ζ , соответствующие зависимости представлены на рис. 5. Случай стремления параметра ζ к бесконечности соответствует зоне в области пространственных частот функции неоднородностей без «дырки» посередине ($k_n = 0$). Если сохранять постоянной величину k_s , а увеличивать радиус «дырки», то, как видно из рис. 5, наблюдаются два эффекта: разрешение формально уменьшается, а у функции рассеяния точки увеличивается уровень дополнительных максимумов. Наиболее парадоксален эффект улучшения разрешения: казалось бы, уменьшается массив измеряемых данных (т.е. площадь заповняемой области пространственных частот, заштрихованная на рис. 3), следовательно, все характеристики системы должны были бы ухудшаться, а по отношению к разрешению происходит обратный эффект. На самом деле, подъем максимумов на практике оказывается более существенной негативной характеристикой системы томографии, чем улучшение разрешения, так как происходит как бы дублирование изображения (говорят о появлении спутников), своеобразное пространственное эхо. Такой эффект широко известен и связан с исключением из рассмотрения низких пространственных частот, расположенных вблизи начала координат в области пространственных частот функции неоднородностей.

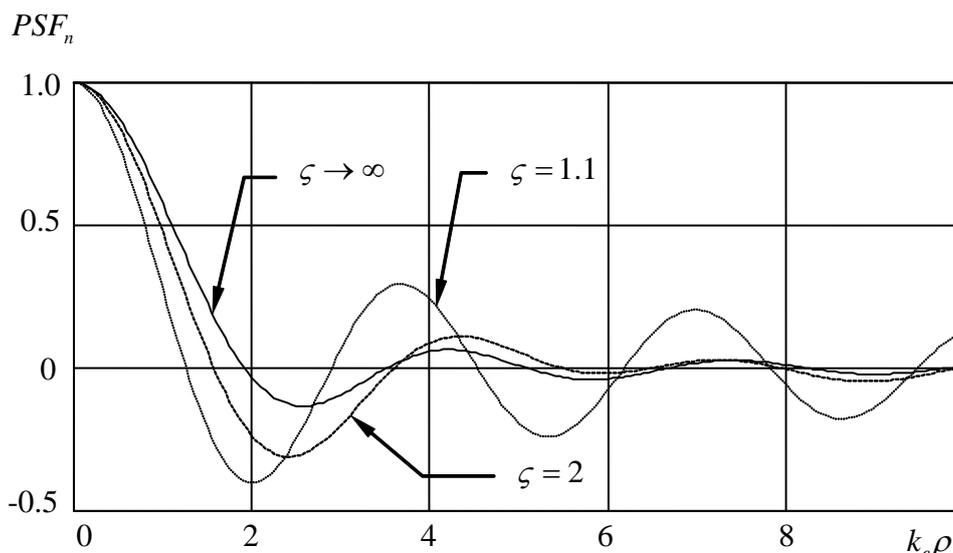


Рис. 5. Нормированные функции рассеяния точки для идеальных измерений при многочастотной схеме измерений

3. Исследование разрешения при использовании многоэлементной антенной решетки

При такой схеме измерений приемоизлучающие датчики располагаются на прямой линии над объектом, каждый из датчиков последовательно излучает сигнал, а прием отраженного поля осуществляется всеми датчиками, включая тот, который излучал. При идеальных измерениях считается бесконечной протяженность области датчиков, а сами датчики предполагаются ненаправленными. На плоскости пространственных частот формируется область, состоящая из двух кругов радиуса k , касающихся начала координат [1] и соответствующей ей подобласти Ω_1 , показанная на рис. 6.

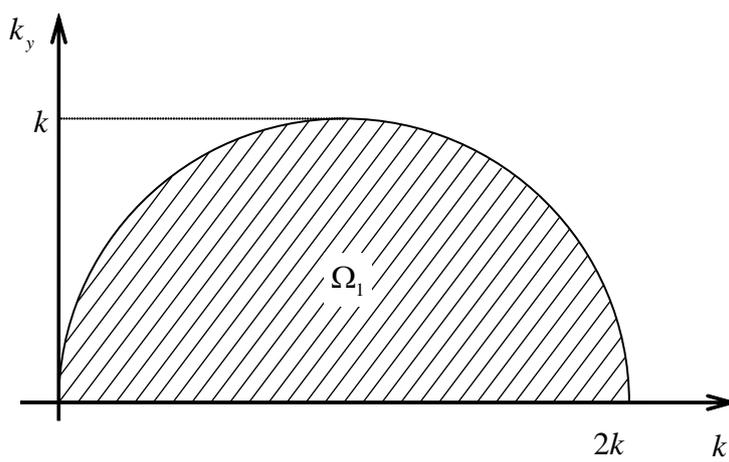


Рис. 6. Подобласть Ω_1 для идеальных измерений при использовании многоэлементного преобразователя

Используя выражение (3) и вычисляя внутренний интеграл по переменной k_y , приходим к выражению $PSF(x, y) = \frac{1}{\pi^2 y} \int_0^{2k} \cos(k_x x) \sin \left[\sqrt{k^2 - (k_x - k)^2} y \right] dk_x$. Выполнив

замену переменных $\hat{k}_x = k_x - k$ и выделив симметричные и антисимметричные составляющие, получаем $PSF(x, y) = \frac{2}{\pi^2 y} \int_0^k \cos(\hat{k}_x x) \sin[\sqrt{k^2 - \hat{k}_x^2} y] d\hat{k}_x$. Если

воспользоваться табличным интегралом $\int_0^a \sin(c\sqrt{a^2 - x^2}) \cos bxdx = \frac{\pi}{2} \frac{ac}{\sqrt{b^2 + c^2}} J_1(a\sqrt{b^2 + c^2})$,

то окончательно будем иметь

$$PSF(x, y) = \frac{k}{\pi} \cos kx \frac{2J_1(k\sqrt{x^2 + y^2})}{k\sqrt{x^2 + y^2}}. \quad (8)$$

В отличие от выражения (7), в выражении (8) отсутствует симметрия по координатам, что непосредственно связано с видом области, показанной на рис. 6. Так как область является более вытянутой по направлению k_x , то следует ожидать меньшего значения разрешения в этом направлении. Выражения для характеристик в продольном и поперечном направлениях сведены в таблицу 2, а сечения нормированных ФРТ построены на рис. 7.

Таблица 2.

Характеристики идеальных измерений при использовании многоэлементного преобразователя

Направление	Сечение ФРТ	Разрешение
Продольное	$PSF(0, y) = \frac{k^2}{\pi} \frac{2J_1(ky)}{ky}$	$\Delta y^{\min} \approx 0.6\lambda$
Поперечное	$PSF(x, 0) = \frac{k^2}{\pi} \cos kx \frac{2J_1(kx)}{kx}$	$\Delta x^{\min} = 0.25\lambda$

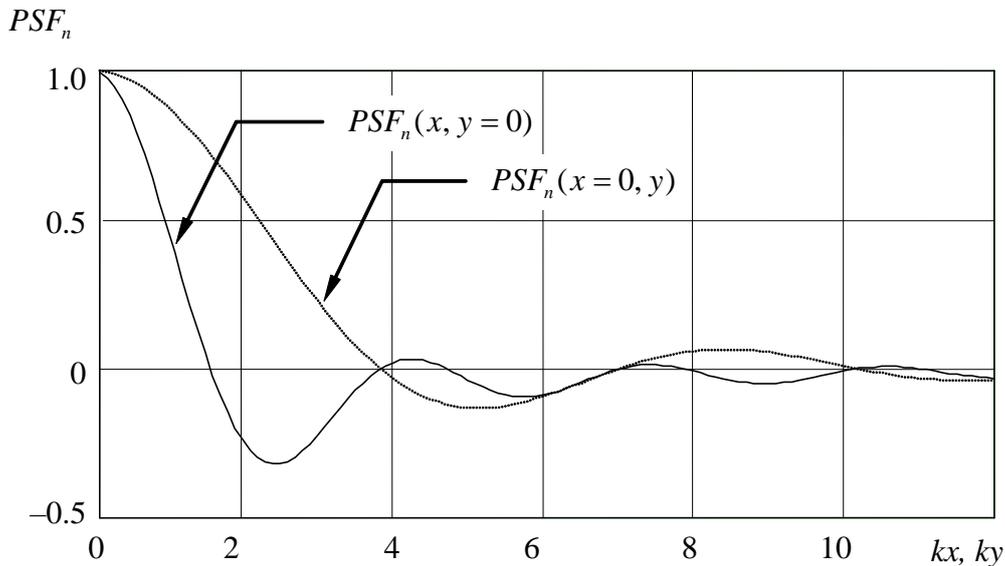


Рис. 7. Нормированные функции рассеяния точки для идеальных измерений при использовании многоэлементного преобразователя

4. Исследование разрешения в классической схеме измерений при реальных измерениях

Рассмотрение реальных параметров измерения проведем на примере схемы измерений, показанной на рис. 3. Будем вводить два параметра, характеризующих реальные измерения: диапазон углов поворота измерительной системы относительно объекта $[-\beta, \beta]$ и ограниченную направленность приемных датчиков, равную 2α , что может рассматриваться и как конечность приемной апертуры.

Если воспользоваться материалами, изложенными [1], то можно получить образ одной проекции в области пространственных частот функции неоднородностей — это дуга, занимающую часть полуокружности, с длиной, определяемой параметром α (рис. 8).

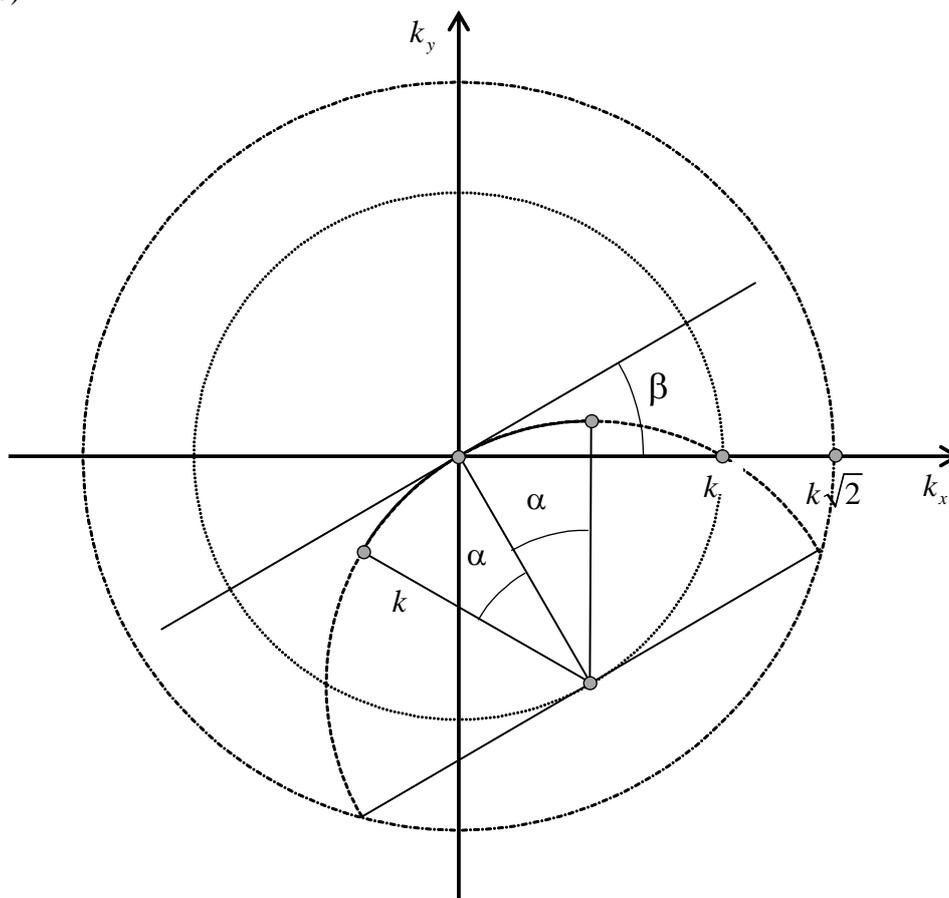


Рис. 8. Порядок заполнения области пространственных частот при реальных измерениях для классической схемы измерений

Совокупность дуг в диапазоне $[-\beta, \beta]$ углов сканирования образует достаточно экзотическую область, форма которой зависит от соотношения между двумя введенными параметрами α и β . Если $\alpha + 2\beta < \pi$, ось k_y пересекает область Ω только в начале координат и в окрестности малых значений k_x образуется открытая зона, в которой отсутствуют данные измерений. Для получения области, симметричной относительно оси k_x , воспользуемся информацией о вещественности функции неоднородностей (как предлагалось ранее), тогда придем к областям данных Ω_1 , изображенным на рис. 9а,б. Очевидно, что случай идеальных измерений реализуется при $\alpha = \beta = \pi/2$, на плоскости пространственных частот при этом образуется круг

радиуса $k\sqrt{2}$ (его граница показана на рис. 8 пунктирной линией), следовательно $\Delta k_{x,y}^{\max} = k\sqrt{2}$.

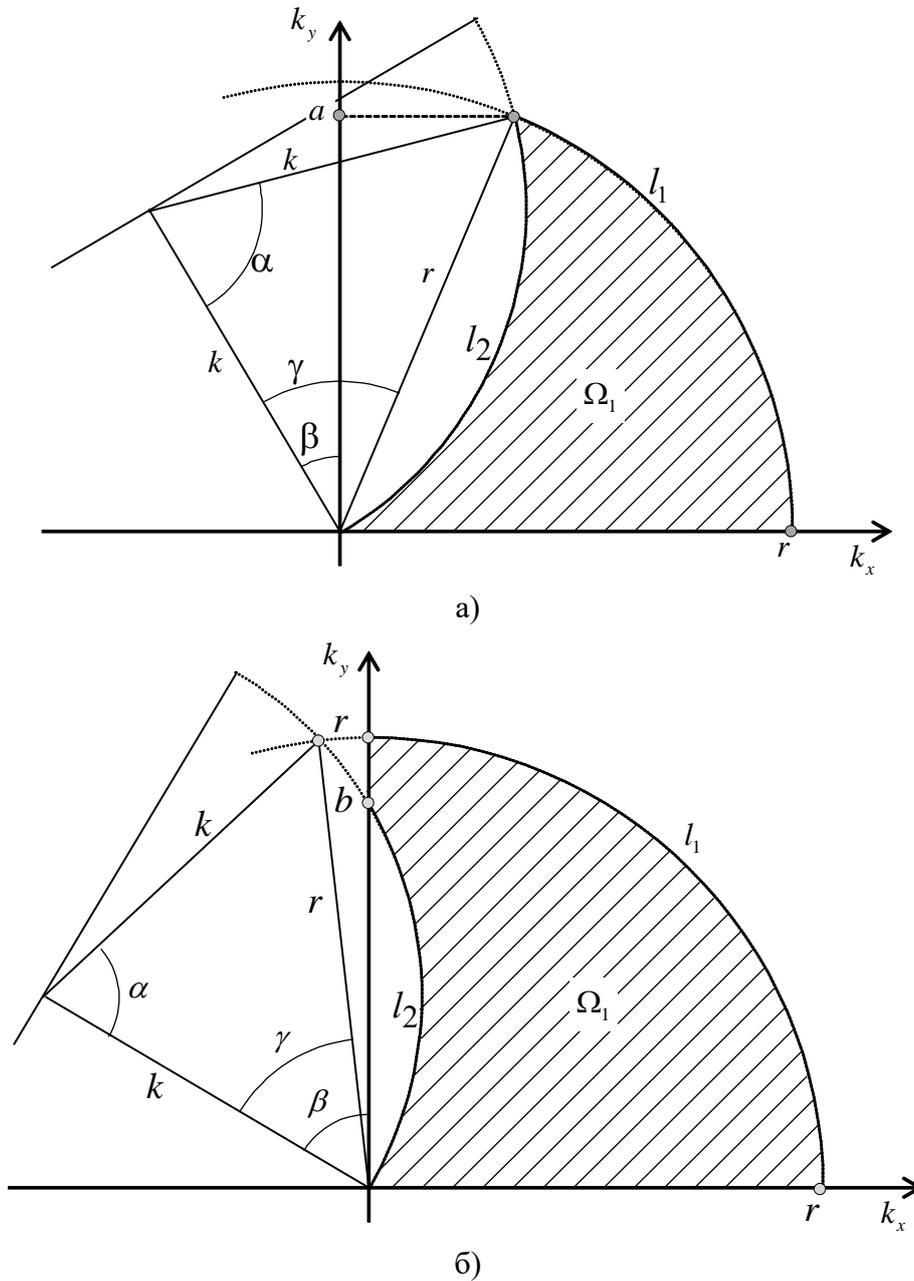


Рис. 9. Геометрические параметры подобласти Ω_1 для классической схемы измерений при $\alpha \leq \pi - 2\beta$ (а) и $\alpha \geq \pi - 2\beta$ (б)

Уравнения для граничных кривых l_1 и l_2 имеют вид $k_x^2 + k_y^2 = 4k^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}$ и $(k_x + k \sin \beta)^2 + (k_y - k \cos \beta)^2 = k^2$ соответственно, высота заштрихованной области равна $a = 2k \sin \frac{\alpha}{2} \sin \left(\beta + \frac{\alpha}{2} \right)$ (рис. 9а) и $r = 2k \sin \frac{\alpha}{2}$ (рис. 9б), величина $b = 2k \cos \beta$. После подстановки последних выражений в (3) получаем

$$\sigma_x(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{2} \sin \alpha/2}, \tag{9}$$

$$\sigma_y(\alpha, \beta) = \frac{1}{\sqrt{2} \sin \alpha/2} \times \begin{cases} \left[\sin \left(\alpha + 2\beta/2 \right) \right]^{-1}, & 2\alpha + \beta < \pi; \\ 1, & 2\alpha + \beta \geq \pi. \end{cases} \tag{10}$$

В соответствии с ранее предложенной физической трактовкой характеристик σ_x и σ_y , выражения (9) и (10) в первом приближении описывают ухудшение поперечного и продольного разрешений относительно имеющих при идеальных измерениях (см. табл. 1).

σ_x, σ_y

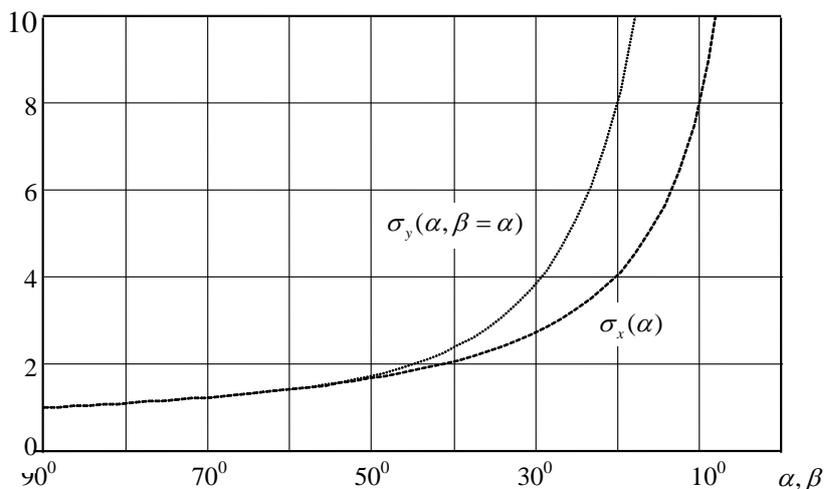


Рис. 10. Оценка степени ухудшения продольного и поперечного разрешения в классической схеме измерений

На рисунках 10–11 представлены результаты расчетов, позволяющие проанализировать зависимости продольного и поперечного разрешения при одинаковом характере изменения параметров α и β . Заметим, что продольное разрешение при уменьшении α ухудшается более быстрыми темпами, чем поперечное. Более детальное исследование характера изменения продольного разрешения проиллюстрировано на рис. 11.

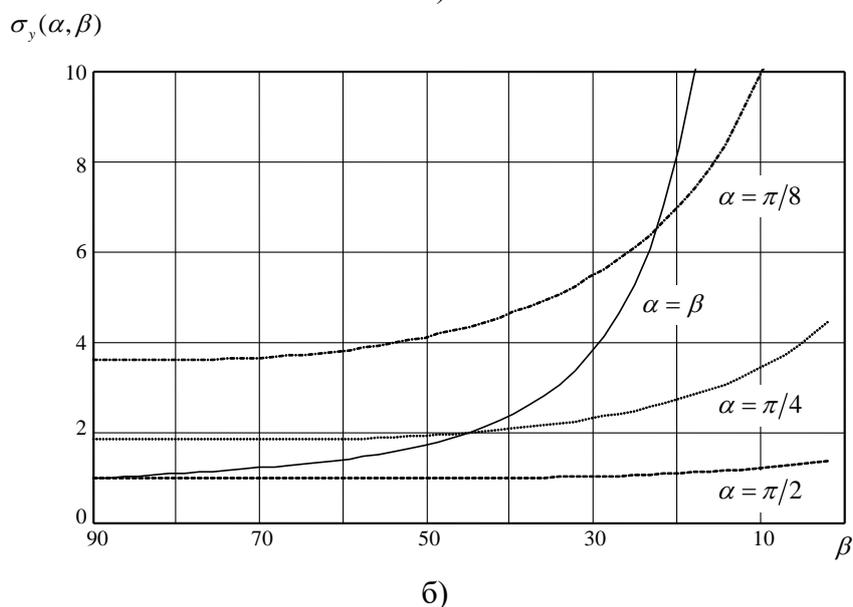
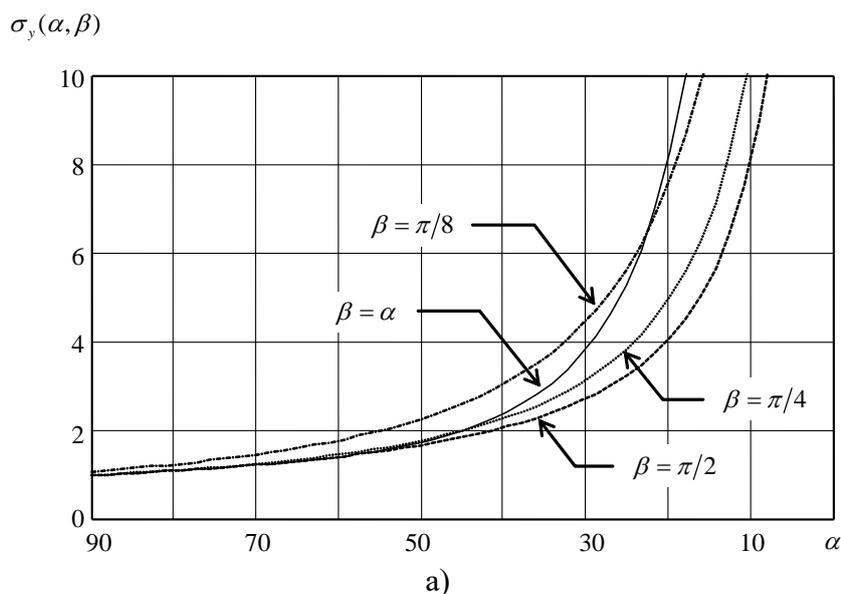


Рис. 11. Оценка степени ухудшения продольного разрешения в классической схеме измерений в зависимости от параметров α (а) и от β (б)

Заключение

В статье проанализированы три наиболее распространенных схемы измерений, причем для классической схемы рассмотрены случаи как идеальных, так и реальных измерений. Показано, что в случае реальных измерений разрешение может ухудшаться на порядок. Ограниченный объем статьи не позволил включить некоторые другие варианты, однако изложенный подход можно при необходимости применить самостоятельно. Кроме того, представленным в статье методом можно анализировать характеристики более сложных схем измерений, включающих в качестве составных элементов исследованные многоракурсные и многочастотные схемы; при таком объединении измерений удастся расширить область данных на плоскости пространственных частот и улучшить ряд параметров реконструкции изображений.

Список литературы

1. Осетров А.В. Акустическая томография: Учеб. пособие / ГЭТУ. СПб., 2013. 64 с.
2. Буров В.А., Румянцева О.Д. Обратные волновые задачи акустической томографии. Ч.1: Обратные задачи излучения в акустике. Ч.1. URSS. 2017. 384 с.
3. Johanna L. Miller Ultrasound resolution beats the diffraction limit *Physics Today* V.69, N2. 2016, pp.14-16.

УДК 534.283.2

OECD 01.03.AA

Шумозащитные мероприятия по снижению уровней шума от соударения металлических труб

Андрющенко А.К.¹, Аникин М.К.²¹Аспирант БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова
г. Санкт-Петербург² К.т.н., Инженер-акустик ООО «Институт акустических конструкций»

Аннотация

В работе рассматривается проблема снижения шума при производстве металлических труб нефтегазопроводного дивизиона. Основным источником шума на данных производствах является шум, излучаемый при их соударениях о металлические части рабочих органов конструкций и между собой. Превышения уровней шума на определенных рабочих местах данных производств могут достигать до 22 дБА по эквивалентному уровню звука. Типовые шумозащитные мероприятия (шумозащитные экраны, звукопоглощающие материалы) для данного типа производств имеют определенные ограничения по внедрению, что требует использования нетиповых мероприятий (вибродемпфирования) и проектирования новых видов (глушители шума труб).

Ключевые слова: шум, шумозащитные мероприятия, вибродемпфирование, глушители шума, соударение труб.

Noise-protective actions for decrease in noise levels from impact of metal pipes

Andryushchenko A.K.¹, Anikin M.K.²¹ PhD student, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov
St. Petersburg² PhD in Technological Sciences, Acoustic engineer, ООО 'Acoustic Design Institute'

Abstract

In work the problem of noise reduction by production of metal pipes of an oil and gas wire division is considered. The main source of noise on these productions is the noise radiated at their impact about metal parts of workers of bodies of designs and among themselves. Excesses of noise levels in certain working workplaces of these productions can reach up to 22 dBA on the equivalent level of a sound. Standard noise-protective actions (noise screens, sound-absorbing materials) for this type of productions have certain restrictions on introduction that demands use of non-standard actions (vibrodamping) and to design of new types (mufflers of noise of pipes).

Key words: noise, noise-protective actions, vibrodamping, noise mufflers, impact of pipes.

Введение

Известно, что по количеству работающих, подвергающихся воздействию шума, металлургические производства располагаются в следующем порядке: прокатное, метизное, трубное [3]. По опасности неблагоприятного воздействия шума на организм работающих, металлургические производства, такое как трубное, находится на 1 месте.

Согласно [1], в таблице 1 представлены основное оборудование и операции на трубопрокатном производстве, излучающие наибольшие уровни шума.

Таблица 1

Характеристики шума основного оборудования предприятий черной металлургии (трубопрокатное производство)

Наименование оборудования	Корректированный уровень звуковой мощности, дБА	Уровни звуковой мощности в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Автоматический стан	121	112	110	109	113	117	115	113	107
Обкатный стан	118	110	112	112	112	113	111	108	105
Падение трубы в карман	129	105	109	114	121	125	123	121	116
Пескоструйная установка в момент входа и выхода сопла из трубы	119	102	99	101	107	107	108	109	119
Станок обточной 1-А-665	117	96	97	97	102	107	115	105	92
Станок кромкострогальный	116	109	110	111	112	112	108	100	95
Инспекционная решетка	144	138	140	142	137	140	138	129	121
Правка листа шириной 400 мм	125	110	110	111	115	119	119	118	103
Стан формовочно-сварочный конструкции ЭЗТМ	124	117	119	115	115	115	114	119	118
Машина трубоправильная девятивалковая СКМЗ-20-60	124	106	107	107	111	118	122	108	104
Сбрасывающее устройство для труб	120	108	105	106	110	114	117	108	102
Печь туннельная	119	119	119	119	116	116	107	98	95

Как видно из справочного материала, оборудование трубопрокатного производства отличается высокими значениями уровней шума. Это связано в первую очередь со свойствами самого обрабатываемого материала (металлических труб, листов), издающего шум при различных механических воздействиях (удары, перемещение по конвейеру, изгиб и пр.). В совокупности с низким звукопоглощением внутренних поверхностей помещения и большими объемами цехов, создаются высокие уровни шума на рабочих местах работников. Следует отметить, что проблема звонкого обрабатываемого материала присуща многим отраслям производства, например, стеклольному, пищевому (с применением стеклянной тары) и пр.

В ходе выполнения проектных работ по снижению шума на реальном производстве, были произведены исследования и моделирование условий распространения шума в производственных помещениях. Согласно измерениям

уровней шума на рабочих местах трубоэлектросварочного цеха, выполненные в рамках работ по расчету и снижению уровней шума на рабочих местах, эквивалентные уровни звука на участках стана имеют превышения до 22 дБА, на участках нарезки труб и подготовки производства – до 18 дБА.

Наиболее эффективными мероприятиями по снижению шума являются мероприятия, направленные на источник шума. Но так как генерация шума производится самим обрабатываемым материалом (трубами и пр.) набор вариантов снижения шума в источнике весьма ограничен. В связи с этим, для снижения излучаемого шума от звона труб наиболее целесообразным будет облицовка вибродемпфирующим материалом мест соударения металлических частей и глушение шума от звона самих труб.

1 Облицовка мест соударения обрабатываемого материала (труб, штрипса, рулонов) с элементами производственной линии

Вибродемпфирующий материал представляет собой упругий материал высокой плотности, превращающий часть колебательной энергии в тепло и увеличивающий механическое сопротивление стенок облицованной конструкции. На резонансных частотах вибродемпфирующие материалы работают наиболее эффективно, так как при возрастании амплитуды вибраций и деформаций на изгиб увеличиваются потери колебательной энергии.

Основной эффект от обработки упругими материалами мест соударения (соприкосновения) сырья (труб, штрипса и пр.) с элементами оборудования достигается за счет:

- смягчения удара с переводом части энергии в тепловую;
- снижения жесткости столкновения, что снижает амплитуду колебаний металлических частей и сырья, а также сдвигает частотный состав импульса в низкочастотную область;
- эффекта вибродемпфирования элементов оборудования (рельсов, и направляющих стеллажей) при обработке максимума поверхности;
- эффекта вибродемпфирования сырья (труб, штрипса и пр.) при обработке мест соприкосновения (ролики, направляющие, валики) с обеспечением максимальной ширины касания, за счет потери энергии звуковых колебаний при деформации упругого материала в местах касания.

Для снижения ударного шума, излучаемого при соударении труб, металлических листов и штрипса с металлическими элементами оборудования (при движении труб по рольгангу, при перегрузке труб с одного участка на другой и проч.), рекомендуется все элементы оборудования обработать вибродемпфирующим материалом (например, резиной), к примеру:

- петлевое устройство, загибатель, моталка в местах удара конца рулона при выходе из машины продольной резки;
- клеть с отгибателем, правильная машина, в местах удара конца штрипса при выходе из разматывателя;
- стеллажи, столы с обработкой мест касания труб;
- перекладчики, упоры в местах касания труб;
- рольганги в местах касания труб, с заменой роликов на обрешиненные или из полимерных (или иных не жестких) материалов;
- стойки мест хранения труб с обработкой поверхности.

При недостаточной прочности материала (резины, полимерных материалов) по сравнению с воздействием (например, удар конца штрипса о станину моталки)

возможна разработка специальных резино-металлических амортизаторов, конструкций на основе пружин, либо комбинированных конструкций.

Подбор материала для обработки производится из следующих соображений:

- сохранения эластичности при заданной нагрузке;
- достаточной мягкости, обеспечивающей плотное прилегание материала к трубе по всей ширине касания;
- плотное прилегание демпфирующего материала к основанию (на клей);
- износостойкости и прочие свойства, обеспечивающие стабильную долговую работу;
- прочим параметрам согласно технологии производства.

Эффективность мероприятия по вибродемпфированию элементов оборудования была измерена на испытательном стенде ООО «Институт акустических конструкций».

Лабораторный стенд представлял собой специально изготовленный стол (рис. 1), каркас которого изготовлен из сваренных металлических швеллеров с угловыми упорами для труб. В качестве направляющих поперек каркаса приварены профильные трубы прямоугольной формы. Стенд устанавливался под углом наклона 4-5° для обеспечения произвольного скатывания труб в сторону упоров и их соударения. Данный стенд моделирует основные операции на стеллажах при скатывании и накоплении труб по входному/выходному стеллажу. Для измерений были использованы электросварочные трубы из стали марки 3 длиной 3 м, наружным диаметром 108 мм и толщиной стенок 3,5 мм.

Была проведена серия (по три измерения) следующих экспериментов:

- по скатыванию труб на стеллаже поочередно, моделируя ситуацию скопления группы из 7 труб на стеллаже;
- одновременному скатыванию группы труб из 7 штук.

При этом проводились измерения уровней шума в контрольных точках, на расстоянии 1 м от краев трубы (рис. 2).



Рис. 1. Испытательный стенд ООО «Институт акустических конструкций»

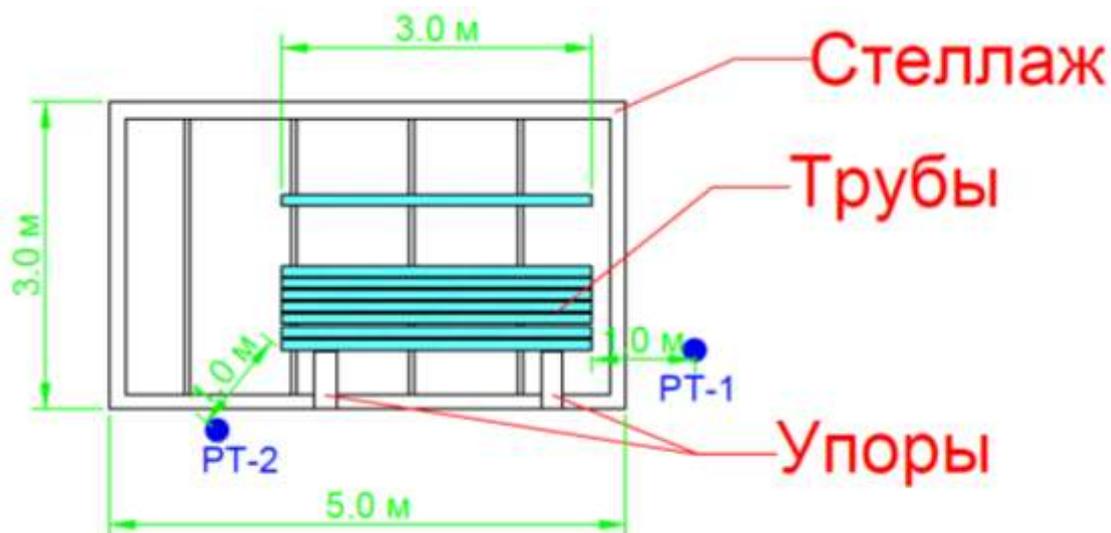


Рис. 2. Схема испытательного стенда ООО «Институт акустических конструкций»

Далее направляющие профильные трубы были облицованы вибродемпфирующим материалом, представляющим собой резиновые прокладки высокой плотности толщиной 2,5 мм с выступающими линиями (рис. 3). Проведена серия аналогичных измерений уровней шума уже с шумозащитным мероприятием. Результаты измерений уровней шума в расчетных точках без учета шумозащитного мероприятия по вибродемпфированию мест соударения стеллажа с трубами и с учетом мероприятия представлены в таблице 2.



Рис. 3. Облицовка вибродемпфирующим материалом направляющих стенда

Таблица 2

Результаты измерений уровней шума на стенде и эффективность шумозащитного мероприятия по вибродемпфированию

Наименование	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц								Экв. УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Скатываются трубы по одной в пачку	65	65	77	86	89	89	84	76	94
Скатываются трубы по одной в пачку (вибродемпфирование)	63	62	71	77	81	82	78	70	86
<i>Эффективность</i>	2	3	6	8	8	7	6	6	7
Пачка труб катается	61	65	77	85	92	93	90	82	97
Пачка труб катается (вибродемпфирование)	51	52	67	75	83	84	81	72	88
<i>Эффективность</i>	10	13	11	10	9	9	9	10	9
<i>Средняя эффективность</i>	6	8	9	9	9	8	8	8	8

Согласно результатам измерений на опытном стенде, ожидаемая эффективность снижения эквивалентных уровней шума при обработке стеллажа вибродемпфирующим материалом составляет до 8 дБА.

2 Затычки-глушители при перегрузке труб

Основным источником шума на рассматриваемом производстве является сам обрабатываемый материал (трубы). Помимо передвижения по стеллажам и рольгангам, снижение шума которых рассмотрено выше, на трубоэлектросварочном производстве, как правило, имеется крановое хозяйство. При погрузо-разгрузочных работах происходит соударение труб друг об друга в свободном состоянии, что создает шум высокой интенсивности. Стандартные методы снижения шума в источнике (например, вибродемпфирование) в данной ситуации не применимы. Для снижения уровней шума при перегрузке труб из механизированных карманов, мест временного хранения, складов и прочее, ООО «Институт акустических конструкций» разработал и испытал на вышеописанном стенде (раздел 1) опытную модель глушителя для труб, представляющего собой герметичную, плотно прилегающую к стенкам трубы затычку (рис. 4 а, б).

Опытный образец глушителя состоит из дисков, изготовленных из листов ориентированно-стружечной плиты (далее – ОСП) толщиной 12 мм, диаметром 100 мм (на 4 мм меньше, чем диаметр трубы). Каждые 3 диска ОСП чередуются прокладным диском из плотной резины, толщиной 3 мм, диаметром равным внутреннему диаметру трубы (104-105 мм). Кромка дисков из ОСП обклеена уплотнителем из пористой резины, толщиной 4,5 мм. Вся конструкция собрана на шпильку и зафиксирована при помощи шайб и гаек. Для удобства использования затычка снабжена металлической ручкой.



а)



б)

Рис. 4. Опытные образцы глушителя шума для труб: а) конструкция глушителя для труб (частично без облицовки); б) глушители для труб без звукопоглотителя со слоем минеральной ваты (звукопоглотителем)

Были изготовлены и испытаны 2 типа опытных глушителей – без и со звукопоглощающим материалом в виде базальтового сверхтонкого волокна на внутренней части толщиной 800 мм (в сторону центра трубы, рис. 4 б).

Были проведены следующие серии измерений (по три измерения) уровней шума в расчетных точках, аналогичных в разделе 1 настоящей статьи:

- при ударе по трубе молотком;
- при ударе по трубе молотком с глушителями (без звукопоглотителя) с обеих сторон трубы;
- при ударе по трубе молотком с 1 глушителем (со звукопоглотителем) на одной стороне трубы;
- при ударе по трубе молотком с 2 глушителями (со звукопоглотителем) на обеих сторонах трубы.

Измеренные уровни шума в расчетных точках и эффективность опытных глушителей представлены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты измерений уровней шума на стенде и эффективность глушителей шума труб (затычек)

Наименование	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц								Экв. УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Удар молотком	56	57	67	86	96	96	92	88	101
Удар молотком (с одной затычкой с минватой)	57	54	62	80	93	95	92	86	98
Эффективность	-1	3	5	6	3	2	0	3	3
Удар молотком (с двумя затычками с минватой)	55	56	65	80	93	95	90	86	98
Эффективность	1	1	2	6	3	1	1	3	2
Удар молотком (с двумя затычками без минваты)	7	7	6	0	3	4	1	7	8
Эффективность	-2	0	1	6	2	2	1	2	2

Согласно результатам измерений на опытном стенде, эффективность снижения эквивалентных уровней шума в зависимости от конфигурации глушителей-затычек и количества заткнутых концов одинакова для затычек со звукопоглотителем вне зависимости от того один конец трубы заткнут или оба. При этом ожидаемая эффективность мероприятия по применению глушителей-затычек составляет до 3 дБА по эквивалентному уровню звука.

Несмотря на сравнительно невысокую эффективность предложенной конструкции затычки-глушителя, проведенные испытания показывают принципиальную возможность применения указанных глушителей-затычек при перегрузке труб. Это открывает перспективы развития этого способа глушения и в дальнейшем подбора оптимальной и наиболее эффективной и удобной конструкции конкретного изделия, а также методов расчета затычек-глушителей для различных параметров труб (диаметр, длина, толщина стенки, материал и тд.).

По результатам испытания на стенде намечены основные требования к конструкции затычек с точки зрения акустики, а именно:

- материал и толщина затычки должна иметь достаточную звукоизоляцию не менее 25 дБА что обеспечивается длиной затычки и тяжелым материалом основы (например, дерево);

- плотное прилегание затычки к внутренней поверхности трубы на максимально возможной площади за счет облицовки поверхности затычки уплотняющим материалом;
- размещение на внутреннем конце затычки звукопоглотителя (минвата оборачивается в стеклоткань и закрывается сеткой);
- наличие ручки и места крепления шнура;
- вес затычки при прочих условиях должен быть минимальный;
- долговечность и износостойкость материалов должна обеспечивать стабильную долговую работу затычки.

Предлагается следующая технология использования затычек:

- затычки располагаются на специальных вешалках (или в ящиках) у мест погрузки труб;
- затычки имеют покрашенный в яркий цвет торец и связаны веревкой яркого цвета по стандартному количеству поднимаемых труб 20 шт. (уточняется на месте), позволяющей взять сразу связку затычек с вешалки (из ящика) и снижающую опасность забыть затычки внутри труб на стеллаже после выгрузки;
- при необходимости поднять пучок труб из механизированного кармана работник вставляет в каждую трубу собранного пучка затычки из одной связки затычек, и далее действует как обычно по технологии;
- затычки вынимаются только после выгрузки на стеллаж производственной линии и убираются на вешалку (или в ящик).

Основной эффект от применения затычек-глушителей достигается за счет:

- поглощения части энергии минеральной ватой (при наличии поглотителя на конце);
- уменьшения угла излучения шума за счет звукоизоляции отверстий затычками;
- эффекта вибродемпфирования (снижение амплитуды колебаний) стенок трубы за счет плотного прилегания уплотнителя затычки к поверхности.

Заключение

Результаты измерений в производственных помещениях трубоэлектросварочного цеха показывают, что шум создается преимущественно оборудованием технологических линий и на рабочих местах может превышать нормативное значение эквивалентных уровней звука при выполнении основных операционных периодов рабочего цикла до 22 дБА.

Поскольку превышения уровней шума являются значительными, а внедрение типовых шумозащитных мероприятий (звукоизолирующих кожухов, акустических экранов на рабочих местах и звукопоглощающей облицовки) не всегда возможно – предлагается в первую очередь на данных производствах рассматривать мероприятия по облицовке мест соударения металлических элементов вибродемпфирующим материалом. Эффективность данного шумозащитного мероприятия достигает **7-8 дБА** по эквивалентному уровню звука.

Также, для уменьшения шума от соударения труб друг об друга при их транспортировке по цеху, упаковке и погрузке, предлагается использовать глушители-затычки для труб, размещаемые в пространстве трубы и снижающие излучение шума самой трубой. Эффективность данных мероприятий, согласно результатам натуральных измерений на испытательном стенде, составляет до **3 дБА** по эквивалентному уровню звука.

В условиях столь значительных превышений уровней шума, как на трубоэлектросварочном производстве, снижение на 1-3 дБА по эквивалентному уровню звука имеет ощутимую значимость, в особенности при ограниченной возможности внедрения прочих шумозащитных мероприятий. Большое достоинство указанных методов снижения шума – это применимость их к существующему производству без значительного изменения оборудования и технологии производства. Также следует отметить, что для отдельных операций (например, перегрузка краном) альтернативы рассмотренным шумозащитным мероприятиям нет.

Список литературы

1. МР № 2986-84 «Методические рекомендации по борьбе с шумом и вибрацией на предприятиях черной металлургии».
2. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах».
3. Иванов Н.И. – Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник, 4-е изд. перераб. и доп. – М.: ЛОГОС, 2015. – 432 с.

УДК 534.833.522.4

OECD 01.03.AA

Расчет эффективности технологического шумозащитного экрана для снижения шума от воздухозаборных решеток компрессорных установок

Светлов В.В.

Начальник испытательной лаборатории, ООО «Институт акустических конструкций», г. Санкт-Петербург, ул. Промышленная, д. 19, лит. Р, оф. 444

Аннотация

Рассмотрена задача снижения уровней шума от технологического оборудования предприятия при помощи шумозащитного экрана. Приведены формулы, описывающие расчет эффективности шумозащитного экрана и результаты натурных измерений. Выбраны основные параметры шумозащитного экрана: длина, высота, звукопоглощение. Приведена формула определения эффективности технологического шумозащитного экрана, учитывающая все параметры экрана, а также нарушение диффузности звукового поля для его внутреннего объема.

Ключевые слова: технологический шумозащитный экран, шум технологического оборудования, шумозащитные мероприятия.

Calculations of the technological noise barrier efficiency of reducing noise from the air intake compressor plants

V.V. Svetlov

Head of the testing laboratory, ООО 'Acoustic Design Institute', Saint-Petersburg, office 444, 19 building 'R' Promyshlennaya str.

Abstract

This abstract considers the problem of reducing noise from the enterprise processing equipment using a noise screen. The formulas describing noise screen efficiency calculations and field measurements results are introduced. Main noise screen characteristics, such as length, height, sound absorption are selected. The formula for determining the technological noise screen efficiency, incorporating all screen characteristics, and also sound field diffusion irregularity for its internal volume is given.

Key words: technological noise barrier, processing equipment noise, noise mitigation measures.

Введение

Шум технологического оборудования зачастую является фактором негативного воздействия на прилегающую жилую застройку. Эффективным средством снижения являются, так называемые, технологические шумозащитные экраны (далее – ШЭ). Рассмотрена типичная ситуация, при которой уровни шума от технологического оборудования предприятия превышают нормативные значения для жилой застройки.

Целью выполнения расчетов является разработка шумозащитных мероприятий для снижения уровней шума, источником которых является компрессорное оборудование. Работа производилась в следующей последовательности:

1. Проведение исследований текущей акустической ситуации путем натурных измерений. Определение наличия превышения над нормативными значениями.

2. Определение необходимой эффективности шумозащитного экрана и подбор его основных параметров.

1 Проведение измерений уровней шума

Согласно предоставленным данным об источниках шума на территории объекта определены исследуемые источники шума: компрессорная установка. Излучение шума происходит от заборных воздухопроводов систем компрессоров.

Ближайшая жилая застройка находится в северо-западном направлении на расстоянии 80 м от производственного здания – многоэтажный жилой дом.

Для оценки уровней акустического воздействия на близлежащую жилую застройку были произведены замеры в ночное время суток (рис. 1).

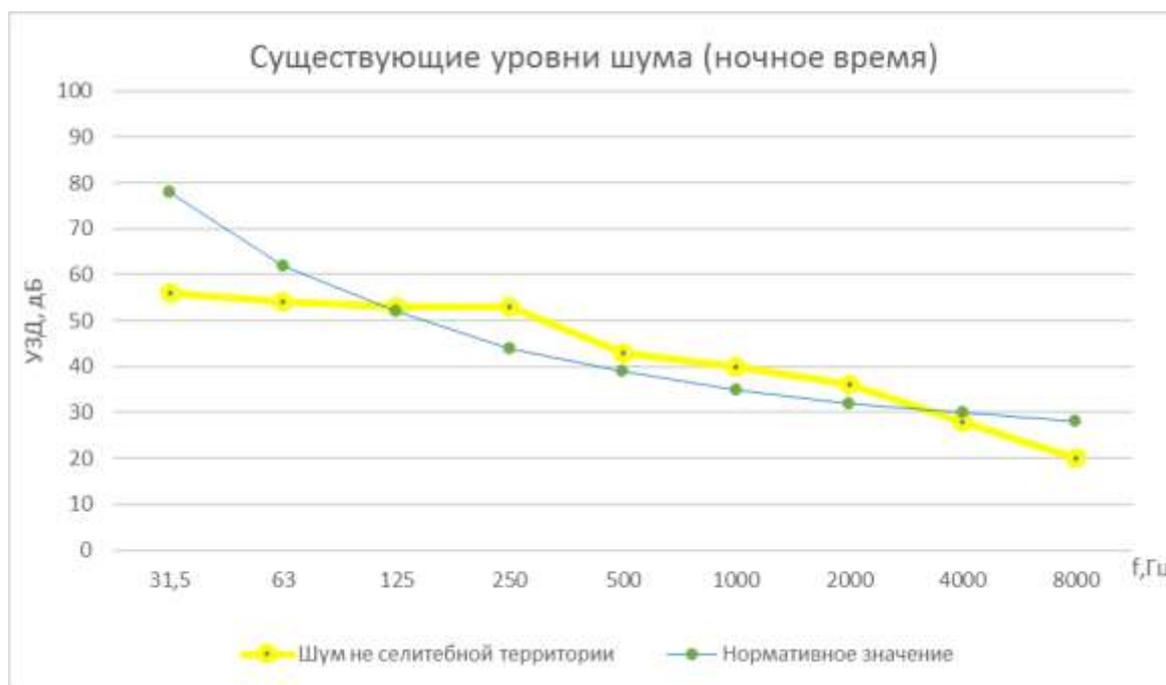


Рис. 1. Результаты измерений уровней шума на территории жилой застройки

Как видно из результатов измерений, наибольшее превышение уровней звукового давления наблюдается в среднечастотном диапазоне, что превышает допустимые уровни в дневное время суток согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [1].

Для проведения расчетов и оценки эффективности шумозащитных мероприятий были проведены измерения уровней шума от технологического оборудования.

Измерения проводились напротив одного из четырех воздухопроводов систем компрессоров. Результаты натурных замеров представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты натуральных замеров источника шума

№ п/п	Наименование источника шума	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц									L _A , дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	Воздухозабор системы компрессора (8 м до оборудования)	74	71	73	75	75	70	64	55	50	75

В расчете учтена направленность источника шума, определенная на основании результатов натуральных измерений. Результаты измерений с целью определения направленности заборной решетки компрессора приведены в табл. 2. Поправки на направленность заборной решетки приведены в табл. 3.

Таблица 2

Результаты измерений с целью определения направленности заборной решетки компрессора

Примечание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц									L _A , дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Измерения с целью определения направленности в горизонтальной плоскости										
Напротив забора компрессора №1	74	71	73	75	75	70	64	55	50	75
45° от забора возд. компр. №1	74	71	73	69	73	69	62	55	50	73
90° от забора возд. компр. №1	74	71	70	68	70	64	58	50	50	70

Таблица 3

Поправки на направленность заборной решетки

Примечание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц									L _A , дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
0°	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45°	0	0	0	-6	-2	-1	-2	0	0	-2
90°	0	0	-3	-7	-5	-6	-6	-5	0	-5

2 Определение необходимой эффективности шумозащитного экрана и подбор его основных параметров

В отличие от транспортных ШЭ, технологические ШЭ образуют полузамкнутое пространство, обусловленное наличием фронтального и двух боковых отгонов (П-образные экраны) или двух фронтальных и двух боковых ШЭ (□ – образные экраны). На практике такие экраны устанавливаются на отражающую поверхность (бетон, металл, асфальт и др.), что приводит к многочисленным отражениям звука в условном объеме, образованном ШЭ, отражаемой поверхностью и источником шума (далее – ИШ) (рис. 2).

Основное допущение, принимаемое в данном исследовании – образование диффузного или квазидиффузного звукового поля в указанном условном объеме.

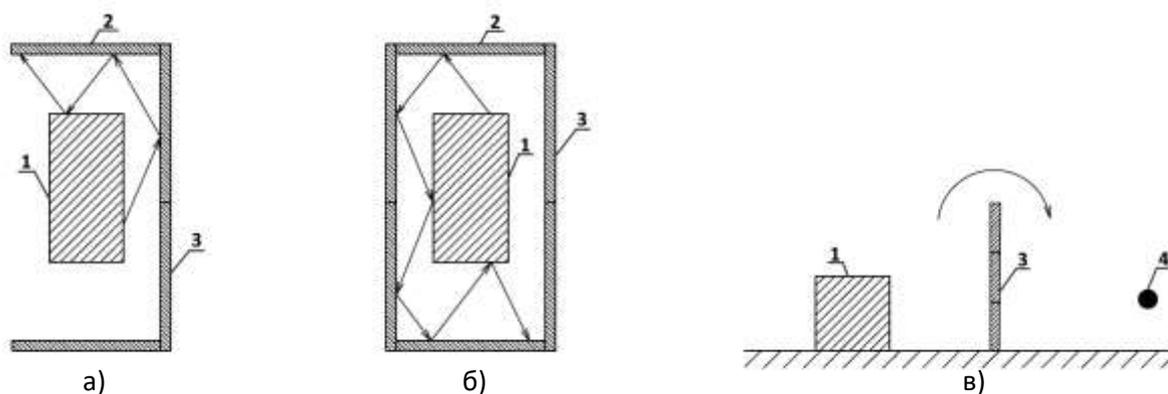


Рис. 2. Формируемые объемы технологических ШЭ (а) и (б) – вид сверху (в) – вид сбоку: 1 – ШЭ, 2 – боковой ШЭ, 3 – фронтальный ШЭ, 4 – РТ, 5 –отражающая опорная поверхность, → – отраженный звук в объеме, \curvearrowright – дифракция звука на свободном ребре ШЭ

Акустическая эффективность ШЭ, определяемая согласно действующей нормативной документации [3], не учитывает образование квазидиффузного поля внутри технологического шумозащитного экрана, а также влияния звукопоглощения на его эффективность. Предложена новая формула на основании допущений из [2], описывающая все важные параметры технологического шумозащитного экрана:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{экр}} = & 10 \lg \left[\frac{A_{\text{об}}}{A} \right] - 10 \lg \left[\frac{R}{R_0} \right] + 10 \lg [\Psi_{\text{об}}] - 10 \lg [1 - \bar{\alpha}_{\text{об}}] - 10 \lg \left[\beta_{\text{дифр}}^{\text{экр}} \right] - \\ & - 10 \lg \left[\arctg \frac{i_{\text{бок}} i_{\text{фр}}}{2 h_{\text{экр}} \sqrt{4 h_{\text{экр}}^2 + i_{\text{бок}}^2 + i_{\text{фр}}^2}} \right] - 10 \lg \left[\arctg \frac{i_{\text{фр}}}{2R} \right] + 10 \lg \left[\frac{\pi}{4} \right] \end{aligned} \quad (1)$$

где:

$A_{\text{об}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 ;

R – расстояние от ШЭ до расчетной точки (РТ), м;

$\Psi_{\text{об}}$ – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности в условном объеме;

$\bar{\alpha}_{об}$ – средний коэффициент звукопоглощения условного объема;

$\beta_{дифр}^{экр}$ – коэффициент дифракции на свободном ребре фронтального ШЭ;

$h_{экр}$ – высота экрана, м;

$l_{бок}$ – длина боковых ШЭ, м;

$l_{фр}$ – длина фронтальных ШЭ, м.

Расчеты в дБ выполняются в принятом частотном диапазоне со среднегеометрическими частотами от 63 до 8000 Гц. Расчетное значение в дБА принимается по полученной величине на частоте со среднегеометрическим значением 1000 Гц.

Рассмотрена возможность установки шумозащитного экрана, прилегающего к стене компрессорной действующего завода. Конструкция экрана выбрана из звукопоглощающих панелей, обращенных стороной со звукопоглощающим материалом в сторону источников шума предприятия. Примерная схема расположения экрана представлена на рис. 3.

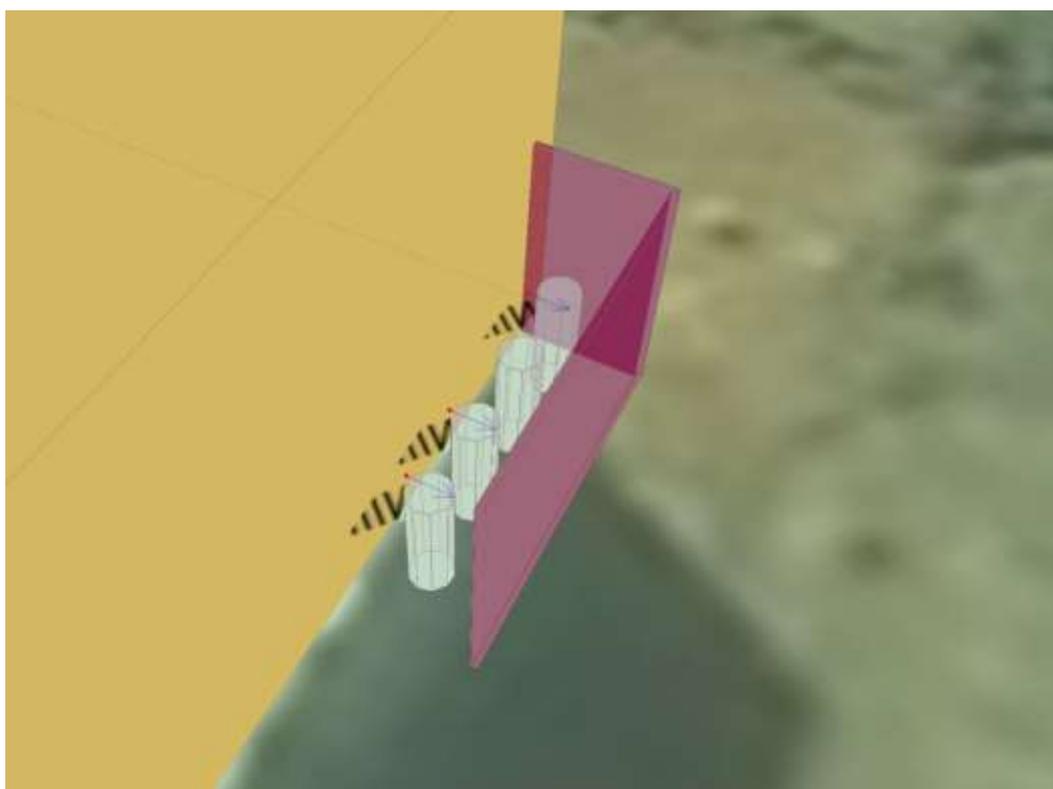


Рис. 3 Возможный вид на территорию с установленными ШЭ

Ввиду того, что экран является преградой между источником излучения шума и расчетной точкой начальная высота принята равной 4 м.

Расчетные значения эффективности шумозащитных экранов представлены в таблице 4.

Таблица 4

Результаты расчета эффективности шумозащитного экрана

Наименование	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$A_{об}$	120,8	141,6	172	179,2	179,2	174,4	168	164,8	179,2
R	80	80	80	80	80	80	80	80	80
$\Psi_{об}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\bar{\alpha}_{об}$	0,54	0,63	0,77	0,80	0,80	0,78	0,75	0,74	0,80
$\beta_{дифр}^{экр}$	5	6	8	9	14	15	19	21	14
$h_{экр}$	4	4	4	4	4	4	4	4	4
$l_{бок}$	4	4	4	4	4	4	4	4	4
$l_{фр}$	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$\Delta L_{экр}$	8,2	10,9	9,7	10,2	11,2	16,6	17,9	23,1	11,2
Требуемое снижение в жилой застройке	-	1	9	4	5	4	-	-	5

Проведенные расчеты эффективности выбранного шумозащитного экрана показали, что ожидаемая эффективность шумозащитного экрана будет выше требуемого снижения. Общий вид установленного шумозащитного экрана приведен на рис. 4.



Рис. 4. Вид на территорию без установленного и с установленным технологическим шумозащитным экраном



Рис. 5. Фотография вида сверху на установленный ШЭ

Экран выполнен из сэндвич-панелей со звукопоглощением. Конструкция экрана предполагала «Г-образную» форму в плане с примыканием к существующему производственному зданию. В местах соприкосновения шумозащитного экрана с производственным зданием и опорной поверхностью примыкания организованы плотно с исключением образования щелей и неплотностей.

С целью контроля уровней шума на нормируемой территории были проведены натурные измерения после установки спроектированного шумозащитного экрана. Результаты измерений уровней шума до и после установки шумозащитного экрана представлены на рис 6.

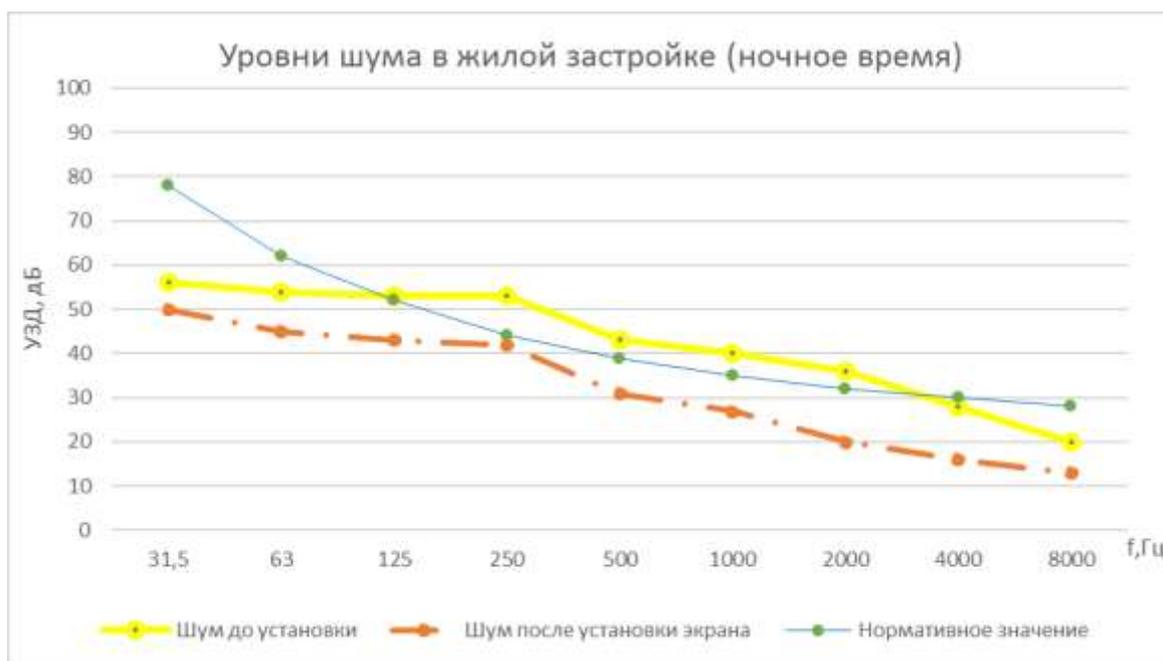


Рис. 6. Результаты измерений УЗД до и после установки шумозащитного экрана

Проведенные испытания показывают достаточность применяемой модели для расчета эффективности шумозащитного экрана. Расхождение расчетной и измеренной эффективности не превысило 4 дБ в средне-низкочастотном диапазоне, что указывает на высокую сходимость результатов расчета с экспериментом (табл. 5). Разница для высокочастотного диапазона, вероятнее всего, обусловлена фоновыми УЗД и внутренним шумом прибора для низких измеряемых УЗД.

Таблица 5

Результаты расчета эффективности шумозащитного экрана

Примечание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Расчетная эффективность шумозащитного экрана	8	11	10	10	11	17	18	23
Измеренная эффективность шумозащитного экрана	6	9	10	12	13	16	12	7

Заключение

Рассмотрен технологический шумозащитный экран как отдельный тип шумозащитных экранов. Предложена новая формула для расчета эффективности технологического шумозащитного экрана, учитывающая: нарушение диффузности звукового поля, влияние звукопоглощения, коэффициента дифракции и формы, что является нововведением, которое помогает принимать в расчет их реальные особенности, влияющие на эффективность. Результаты измерений показали правомерность принятых допущений и высокую сходимость с расчетами. Эффективность спроектированного шумозащитного экрана достигла 13 дБА, что позволило снизить уровень шума от воздухозаборных решеток компрессорных установок на защищаемой территории до нормативных значений [1].

Список литературы

1. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»
2. Иванов Н.И. – Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник, 4-е изд. перераб. и доп. – М.: ЛОГОС, 2015. – 432 с.
3. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) – Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.