

ISSN 2412-8627

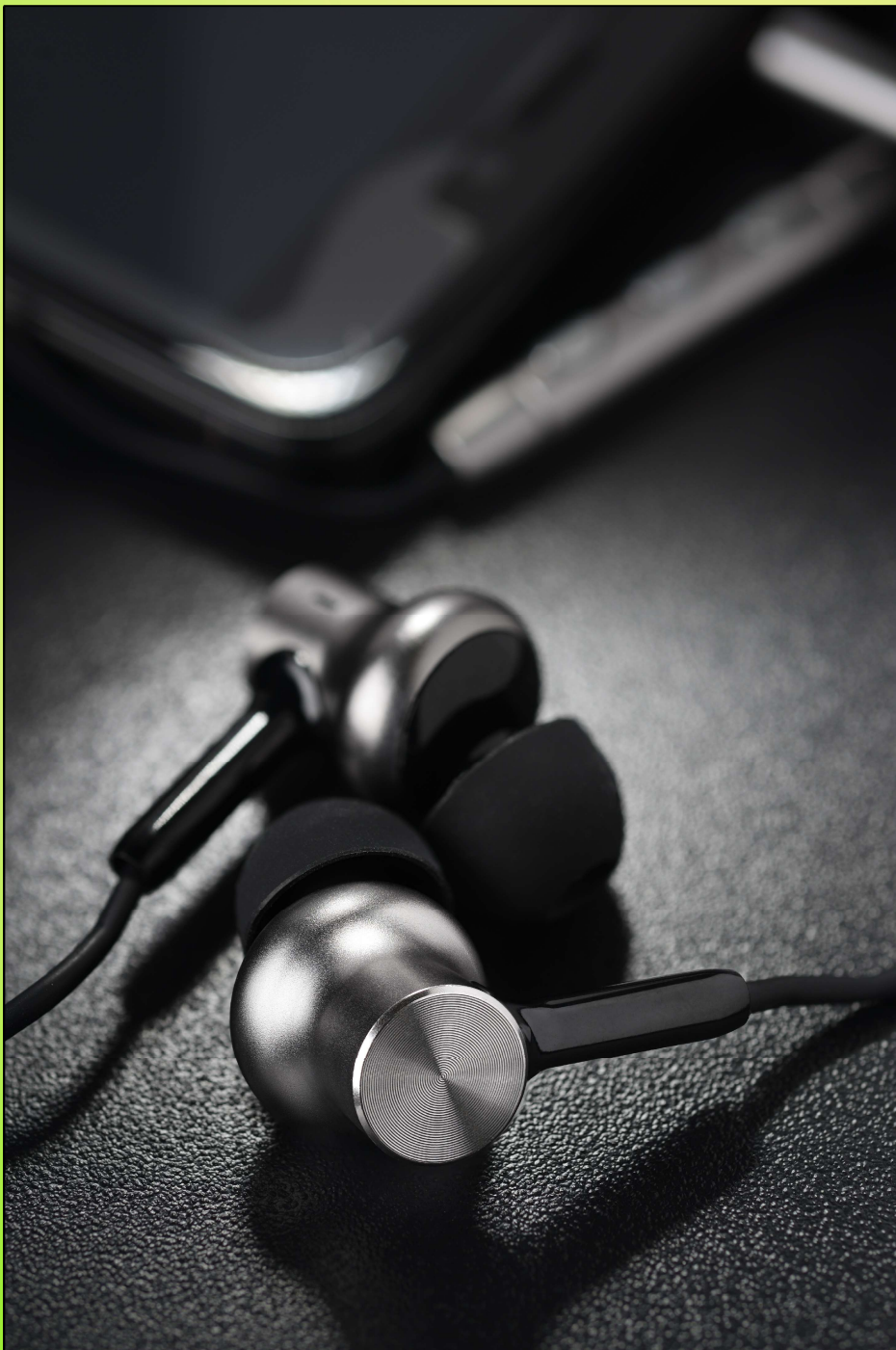
Vol. 5 No. 4

12+

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



IV  
2019

Acoustic Design Institute

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

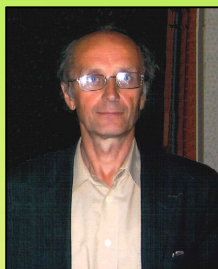
**Иванов Николай Игоревич**



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Заместитель главного редактора

**Курцев Геннадий Михайлович**



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Члены редакционной коллегии

**Дроздова Людмила Филипповна**



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

**Заплетников Игорь Николаевич**



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, Украина)

**Элеонора Карлетти**



Директор Института сельскохозяйственной и землеройнотранспортных машин (IMAMOTER-CNR) и руководитель исследовательской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

**Серджио Луцци**



Профессор и лектор в Университете Флоренции. Руководитель Курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER в Италии г.Пистойя (г. Флоренция, Италия)

**Тюрин Александр Павлович**



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника Управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

**Васильев Андрей Витальевич**



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

**Тупов Владимир Борисович**



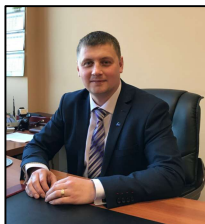
Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

**Цукерников Илья Евсеевич**



Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

## Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор кафедры "Экология и БЖД" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук, руководитель службы главного инженера ЗАО "Институт "Грансэкопроект" (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Рассошенко Юлия Сергеевна



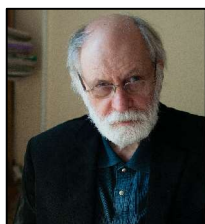
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Дэвид Копли



Сертифицированный член совета Института технологий по контролю за шумом, член совета Института технологий по контролю за шумом, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре Caterpillar (г. Пеория, США)

## Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Плазмогазодинамика и теплотехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## Editor-in-chief

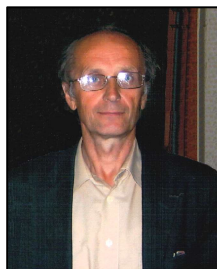
Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department 'Ecology and life safety' of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Honored Scientist of the Russian Federation (St. Petersburg, Russia)

## Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



Ph.D. of Engineering Science, Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St.Petersburg, Russia)

## Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



Ph.D. of Engineering Science, Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department of Food production equipment of the Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (Donetsk, Ukraine)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of Agricultural and Earth-Moving Machinery (IMAMOTER-CNR) and leader of the IMAMOTER Research Group working in the Acoustics and Vibration subject area (Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the University of Florence. Honorary Visiting Professor at USURT University of Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the School of Architecture of the Royal College of Art in London (Florence, Italy)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science, Professor of Technosphere Safety Department, Deputy Head of Research and Development Office of the FSBEI HPO 'Izhevsk State Technical University' named after M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Andrey 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, Russia)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science, Professor of the 'Thermal power plants' Department of the National Research University 'Moscow Power Engineering Institute' (MPEI) (Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

## Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of the E faculty 'Weapons and weapons systems', Professor of Environment and Safety chair, Leading Researcher of the Scientific Research Unit of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Head of the Chief Engineer's office of JSC 'Institute 'Transekoproekt' (St. Petersburg, Russia)

## Iuliia Rassoshenko



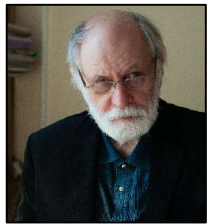
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## David Copley



Board-Certified member of the Institute of Noise Control Engineering, member of the Society of Automotive Engineers Acoustical Materials committee, a team leader in a group of noise control engineers at Caterpillar's Technical Center (Peoria IL, USA)

## Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering Department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Научный журнал

Том 5 №4

Учредитель

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

**Сетевой Научный Журнал  
'Noise Theory and Practice'**

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является  
д.т.н., профессор, зав. кафедрой  
"Экология и безопасность  
жизнедеятельности"

Балтийского государственного  
технического университета  
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова  
основатель транспортной  
акустики в России -  
Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice"  
посвящен фундаментальным  
проблемам в области  
виброакустики и принимает  
работы по направлениям:  
- 29.00.00 Физика  
- 29.37.00 Акустика  
- 43.00.00 Общие и комплексные  
проблемы естественных и  
точных наук  
- 87.00.00 Охрана окружающей  
среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в  
редакцию, проходят  
обязательное рецензирование.  
Журнал является открытым  
сетевым ресурсом и издается  
с периодичностью четыре раза  
в год.

**Фактический адрес редакции**

Россия, г. Санкт-Петербург,  
ул. Промышленная, д.19, лит. Р,  
оф. 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

**Ответственный секретарь**

Рассошенко Ю.С.

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

**Свидетельство**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Содержание

**Clarence F. Lobo, Deepak C. Akiwate,  
B. Venkatesham, M. B. Mandale** АНГЛ

Исследование эффективности косвенных методов  
измерения удельного сопротивления продуванию  
для акустических материалов  
стр. 07-19

**Левина Е.А., Левин С.В., Петров С.К.,  
Храмов А.В.** РУС

Влияние внутриканальных наушников на  
звукосприятие у лиц молодого возраста  
20-26

**Казаков Л.И.** РУС

Ячеечные модели суспензий сферических частиц  
разных граничных условиях  
стр. 27-40

**Заплетников И.Н., Пильненко А.К.,  
Квилинский О.Д.** РУС

О совершенствовании конструкции кухонных  
машин для улучшения их шумовой характеристики  
стр. 41-45

**Герасимов А.И., Васильев М.Д.,  
Светлоруссова А.М.** РУС

Потери акустической энергии при прохождении  
звуковой волны через пористо-волокнистый материал  
стр. 46-52

Scientific Journal  
Vol. 5 No. 4

The founder  
Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')  
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'  
named after D. F. Ustinov

## **The Online Scientific Journal**

### **'Noise Theory and Practice'**

has been published since 2015.

The founder of the journal is Nikolay Igorevich Ivanov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of 'Environmental studies and health and safety' department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, the founder of the transport acoustics in Russia.

'Noise Theory and Practice' is devoted to the fundamental problems in the field of vibroacoustics and accepts papers in the following areas:  
- 29.00.00 Physics  
- 29.37.00 Acoustics  
- 43.00.00 General and complex issues of natural and exact sciences  
- 87.00.00 Environmental protection. Human ecology.

All articles submitted to the editorial office are subject to mandatory review. The journal is an open network resource and published four times a year.

### **Location address of the Editorial office**

19 building 'R' Promyshlennaya str., office 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

### **Executive Secretary**

Rassoshenko Iuliia

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

### **The certificate of registration**

ЭЛ № ФС 77-74057

## Contents

- |  |            |
|--|------------|
| <p><b>Clarence F. Lobo, Deepak C. Akiwate, B.Venkatesham, M. B. Mandale</b><br/>A Performance Study on Indirect Acoustic Flow Resistivity Measurement Methods<br/>p. 07-19</p> | <p>ENG</p> |
| <p><b>Levina E.A., Levin S.V., Petrov S.K., Hramov A.V.</b><br/>Influence of in-channel headphones on sound in persons of young age<br/>p. 20-26</p>                           | <p>RUS</p> |
| <p><b>Kazakov L.I.</b><br/>Cellular models of spherical particle suspensions under different boundary conditions<br/>p. 27-40</p>  | <p>RUS</p> |
| <p><b>Zapletnikov I.N., Pilnenko A.K, Kvilinskii O.D.</b><br/>Directions and problems of engineering acoustics<br/>p. 41-45</p>  | <p>RUS</p> |
| <p><b>Gerasimov A.I., Vasilyev M.D., Svetlorussova A.M.</b><br/>Loss of Acoustic Energy During the Passage of a Sound Wave Through a Porous Fibrous Material<br/>p. 56-52</p>  | <p>RUS</p> |

UDC: 534.8.081.7  
OECD: 01.03.AA

## A Performance Study on Indirect Acoustic Flow Resistivity Measurement Methods

Clarence F. Lobo<sup>1</sup>, Deepak C. Akiwate<sup>2</sup>, Venkatesham B.<sup>3\*</sup>, M.B. Mandale<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Master student, Department of Mechanical Engineering, Rajarambapu Institute of Technology Islampur, Maharashtra-415414, India

<sup>2</sup> Research scholar, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Indian Institute of Technology Hyderabad, Telangana-502285, India

<sup>3</sup> Associate professor, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Indian Institute of Technology Hyderabad, Telangana-502285, India

<sup>4</sup> Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Rajarambapu Institute of Technology Islampur, Maharashtra-415414, India

### Abstract

Various empirical models have emphasized the dependence of sound absorption coefficient on static airflow resistivity, and thus its measurement becomes essential. In this paper, the two-cavity and two-thickness indirect acoustic methods are implemented based on a standard impedance tube for evaluating the static flow resistivity of foam. A comparison is made between the resistivity results obtained by the two-cavity and two-thickness method, and later validated with results of an alternating air-flow test setup which is developed as per the ISO 9053 guidelines. Further, the empirical relations are utilized to estimate the absorption coefficient from measured values of flow resistivity and are compared with measured absorption coefficient in an impedance tube. The results discussed in this study presents the feasibility and suitability of the indirect acoustic methods for evaluating the flow resistivity.

**Keywords:** Static flow resistivity, Two-cavity, Two-thickness method, Impedance Tube, Absorption Coefficient.

### *Исследование эффективности косвенных методов измерения удельного сопротивления продуванию для акустических материалов*

Кларенс Ф. Лобо<sup>1</sup>, Дипак С. Эйкивейт<sup>2</sup>, Венкатешам Б.<sup>3\*</sup>, М.Б. Мендейл<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Студент магистратуры, факультет машиностроения, Технологический институт Раджарамбапу Ислампур, Махараштра-415414, Индия

<sup>2</sup> Научный сотрудник, факультет механического и аэрокосмического машиностроения, Индийский Технологический институт Хайдарабад, Телангана-502285, Индия

<sup>3</sup> Доцент, кафедра механики и аэрокосмической техники, Индийский Технологический институт Хайдарабад, Телангана-502285, Индия

<sup>4</sup> Доцент, кафедра машиностроения, Технологический институт Раджарамбапу Ислампур, Махараштра-415414, Индия

### Аннотация

Различные эмпирические модели подчеркивают зависимость коэффициента звукопоглощения от статического удельного сопротивления продуванию воздушным потоком, поэтому его измерение становится необходимым. В настоящей работе на основе стандартной импедансной трубе для оценки



статического удельного сопротивления продуванию для пены реализованы косвенные акустические методы двух полостей и двух слоев. Проведено сравнение результатов измерения удельного сопротивления, полученных методом двух полостей и двух слоев, а затем подтвержденных результатами работы испытательной установки переменного воздушного потока, разработанной в соответствии с нормами ISO 9053. Далее эмпирические соотношения используются для оценки коэффициента поглощения по измеренным значениям удельного сопротивления продуванию и сравниваются с измеренным коэффициентом поглощения в импедансной трубе. Результаты, рассмотренные в настоящем исследовании, показывают целесообразность и пригодность косвенных акустических методов для оценки удельного сопротивления продуванию.

**Ключевые слова:** статическое сопротивление продуванию, двухполостной метод, метод двух слоев, импедансная труба, коэффициент поглощения.

## Introduction

The empirical models [1, 2, 3, 4] have been extensively used for estimating the sound absorption coefficient of a homogenous sound absorbing material. These empirical relations require the knowledge of the material's static flow resistivity as a prerequisite which could be readily determined by using various standards or methods. Delany and Bazley [2] recommended the use of simple power law functions to represent the normalized characteristic impedance and propagation constant as a function of the frequency parameter (ratio of frequency to flow resistivity) for fibrous absorbent materials. It was observed that fibre size and bulk density are the two important parameters influencing flow resistivity of fibrous materials. The power law functions could be appropriately used for values of frequency parameter ranging from 0.01 to 1 m<sup>3</sup>/kg. The empirical relations recommended by Delany and Bazley could not be confidently used to determine the intrinsic properties for small values of the frequency parameter [1]. Hence, Bies and Hansen [1] further extended the Delany and Bazley empirical relationships to approach the correct limits for small, medium and large values of the frequency parameter. Dunn and Davern [3] followed the Delany and Bazley approach and proposed new regression constants for open-pore polyurethane foams. Thus, depending on the material and frequency considered for the study, a suitable empirical equation could be utilized to estimate the sound absorption coefficient from the known value of static flow resistivity. So, one of the required acoustic material properties is static flow resistivity for estimating sound absorption coefficient using empirical equations. The methods available for measuring the flow resistivity can be categorized as a direct or steady airflow method [5, 6], the alternating airflow method [6, 7], the comparative method [8] and the acoustic method [9, 10, 11, 12, 13].

The direct airflow method requires measurement of two parameters, i.e., the pressure drop across the test specimen and the volume velocity of steady airflow through the test specimen. On the other hand, the alternating airflow method requires only the measurement of pressure drop across the test specimen for a known volume velocity. In case of the ISO 9053 alternating air flow method, the pressure drop is measured at a low frequency of 2 Hz. Dragonetti et al.[7] proposed an alternating method in which the flow resistivity is estimated by using imaginary part of transfer function between two microphones kept in two cavities coupled by a speaker. This method eliminates the need for special instrumentation and calibration as required in case of ASTM C522 and ISO 9053 standards. Thus, the pressure measurements can be performed at frequencies greater than 2 Hz. Stinson and Daigle [8] developed the comparative method based on an electronic system involving two resistive elements placed in series for the measurement of flow resistance. The two elements consist of one with calibrated resistance and the other with unknown resistance. Since, the volumetric flow of air across the

elements is constant, the ratio of the pressure drops across each element is the same as the ratio of the values of flow resistance.

The acoustic methods for flow resistance measurement is normally carried out in impedance tubes which can be broadly classified as indirect and inverse methods. The inverse method [9] relies on a sound absorption coefficient, while the indirect method [10, 11, 12, 13] requires evaluation of two intrinsic acoustic properties such as effective density and effective bulk modulus of the material. The indirect acoustic methods can further be classified as two-microphone and three-microphone methods. Ingard and Dear [11] proposed that at low frequencies the ratio of the sound pressures on both sides of the specimen measured in tube-like structure can be used to estimate normalized static flow resistance of acoustic material. Woodcock and Hodgson [13] adopted the two-cavity [14] and two-thickness [15] methods for evaluating the characteristic impedance and propagation constant of fibrous materials and then utilized the Delany and Bazley inverse equations for calculating the effective flow resistivity. Tao et al. [12] proposed an acoustic method based on the impedance transfer function for determination of the static airflow resistivity using a standard impedance tube used in ISO 10534.2 [16]. Doutras et al. proposed three-microphone impedance tube method to evaluate non-acoustic properties like flow resistivity, tortuosity, viscous and thermal characteristic lengths by measuring material's effective density and bulk modulus [10].

The main aim of this research is to discuss the existing flow resistivity measurement methods and to find the feasibility of acoustic methods in measuring static flow resistivity. In this paper, the two-cavity method with arbitrary air-gap and the two-thickness method are implemented for measuring the static flow resistivity of foam samples. In addition, a test setup has been developed as per the ISO 9053 alternating airflow method guidelines for validation of the obtained static flow resistivity values. The performance of the implemented methods is assessed based on the absorption coefficient estimated from their respective static flow resistivity. The results and discussion presented in this study will help in the selection of a suitable method for measuring the static flow resistivity.

## 1. Methodology

The material's flow resistivity can be basically categorized as dynamic and static. The dynamic flow resistivity varies with frequency. However, it tends to remain constant at low frequencies and hence is termed as static flow resistivity [17]. Panneton and Olby [18] expressed the dynamic flow resistivity as a function of the material's intrinsic properties, i.e. the propagation constant (complex wave number) and characteristic impedance. The real part of the low-frequency limit of the dynamic resistivity yields the static flow resistivity ( $\text{Ns/m}^4$ ) as follows [18],

$$\sigma = \text{Re} \left[ \lim_{\omega \rightarrow 0} (\gamma Y_p) \right] \quad (1)$$

$$\sigma = \text{Re} \left[ \lim_{\omega \rightarrow 0} (jk_p Y_p) \right] \quad (2)$$

Where,  $\gamma$ ,  $k_p$  and  $Y_p$  are the propagation constant ( $m^{-1}$ ), complex wave number ( $m^{-1}$ ) and the characteristic impedance ( $\text{Pa}\cdot\text{s/m}$ ) of acoustic material, respectively.

The intrinsic properties are evaluated using the indirect acoustic methods based on standard impedance tube method, viz. the two-cavity method [14] and two-thickness method [15]. The two-cavity method involves measurement of the surface impedances for the conditions of the specimen when backed by rigid termination and an arbitrarily chosen back cavity of depth  $L$  and the complex wave number and characteristic impedance of acoustic material are evaluated as follows [12],

$$k_p = \frac{1}{2l} \tan^{-1} \left( \sqrt{\frac{Z_{22}}{Z_{11}} - \frac{Z_{12}[Z_{22} + Z_{11}]}{[Z_{11}]^2}} \right) \quad (3)$$

$$Y_p = jZ_{11} \tan 2k_p l \quad (4)$$

Where,  $Z_{11}$  and  $Z_{12}$  are the specific acoustic impedance (Pa·s/m) at the front surface of the specimen of thickness  $l$  when the specimen is backed by rigid termination and arbitrarily chosen back cavity. On the other hand,  $Z_{22}$  is the acoustic impedance at the back surface of the test specimen when backed by the arbitrarily chosen back cavity and is written as [20],

$$Z_{22} = -j\rho c \cot kL \quad (5)$$

Where,  $\rho$  is the air density ( $kg/m^3$ ),  $c$  is the speed of sound ( $m/s$ ),  $L$  is the arbitrarily chosen back cavity depth ( $m$ ) and  $k$  is the wave number defined as  $k = 2\pi f/c$ , where  $f$  is the frequency.

In case of the two-thickness method, the acoustic impedances are measured at the front surface of the specimen having two different thicknesses, in which it is experimentally convenient to make second specimen thickness twice of the other. The surface impedance of the specimen is estimated from the measured pressures at two locations along the length of impedance tube using standard impedance tube technique. In this method samples are backed by rigid termination and the intrinsic properties are obtained as follows [15],

$$\gamma = \frac{1}{4l} \ln \left( \frac{1+a}{1-a} \right) \quad (6)$$

$$Y_p = \sqrt{Z_{11}(2Z_{12} - Z_{11})} \quad (7)$$

$$a = \sqrt{\frac{2Z_{12} - Z_{11}}{Z_{11}}} \quad (8)$$

Where,  $Z_{11}$  and  $Z_{12}$  are the specific acoustic impedance (Pa·s/m) at the front surface of the specimen having thickness  $2l$  and  $4l$ , respectively.

Tao et al. [12] evaluated the specific acoustic impedances utilizing the transfer function method [19, 20, 21] based on the ISO 10534.2 standard impedance tube. Another way of evaluating impedance is to record the individual complex pressures at the two microphone locations and then utilize the analytical formulation given below,

$$Z = \rho c \left[ \frac{A+B}{A-B} \right] \quad (9)$$

Where,  $A$  and  $B$  are the complex pressure amplitudes of the incident and reflected wave, respectively. Figure 1 depicts a standard impedance tube design according to ISO 10534.2.

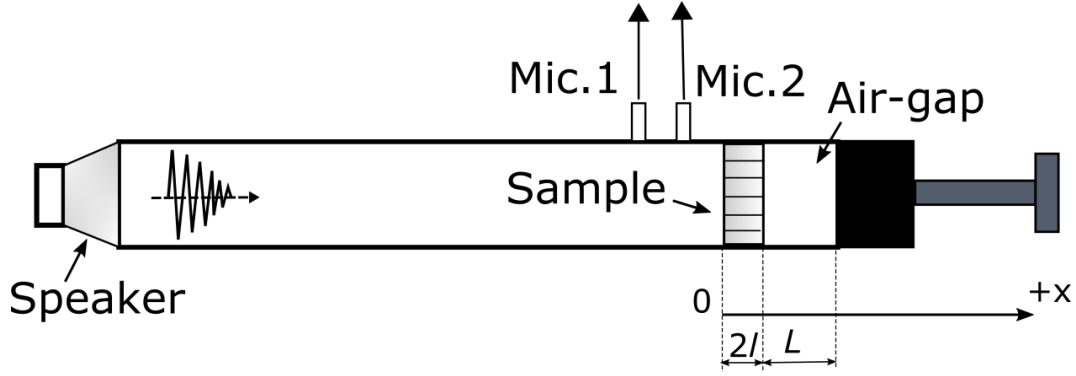


Fig. 1. ISO 10534.2 standard impedance tube

To validate the static flow resistivity results evaluated using the two-cavity and the two-thickness method, a test setup has been developed in compliance with the ISO9053 alternating airflow method guidelines. A sinusoidal alternating airflow is generated with the help of motor-driven piston cylinder arrangement at a frequency of 2 Hz. The piston movement leads to volume modulation which in turn results in pressure modulation in the vessel whose end is closed by means of a sound absorbing material. The quantity of pressure modulation is directly related to the airflow resistivity. Figure 2 depicts the schematic diagram of ISO9053 alternating airflow setup.

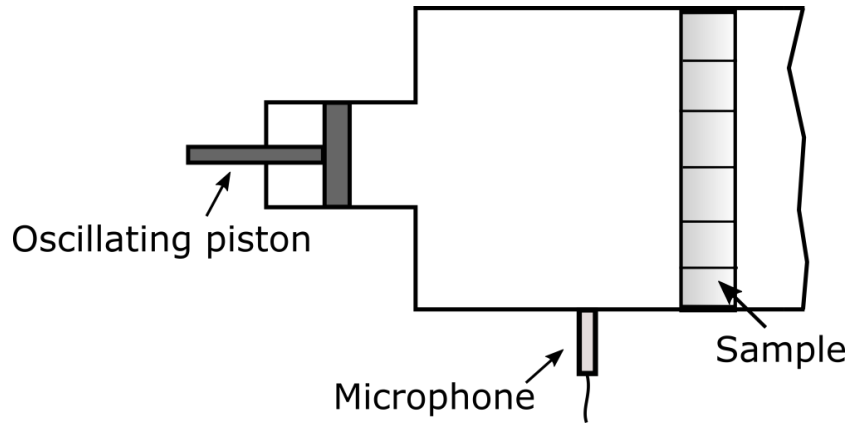


Fig. 2. Schematic diagram of ISO 9053 alternating airflow setup

Once the static flow resistivity is evaluated and validated. Then, characteristic impedance and propagation constant can be estimated using empirical equations given by Delany and Bazley [2].

$$Y_p = \rho c \left[ 1 + 0,051 \left( \frac{\sigma}{f} \right)^{0,75} \right] - 0,077j\rho c \left( \frac{\sigma}{f} \right)^{0,73} \quad (10)$$

$$Y = jk_p = 0,175k \left( \frac{\sigma}{f} \right)^{0,59} + jk \left[ 1 + 0,086 \left( \frac{\sigma}{f} \right)^{0,70} \right] \quad (11)$$

The surface impedance, reflection and absorption coefficient could be deduced as follows [22],

$$Z = -jY_p \cot 2k_p l \quad (12)$$

$$R = \left[ \frac{Z - \rho c}{Z + \rho c} \right] \quad (13)$$

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (14)$$

## 2. Results and discussion

Initially, the two-cavity method with arbitrary air-gap was implemented and the individual pressure measurements were carried out for foam sample at the two microphone locations. The specific acoustic impedance was analytically evaluated from the pressure measurements. The frequency range considered is 100-500 Hz by setting the microphones at wide spacing.



Fig. 3. Impedance tube foam test sample of 100 mm diameter with 22 mm thick

As per the impedance tube requirement, a 100 mm diameter foam sample is prepared from a 22 mm thick sheet. The dynamic flow resistivity for 22 mm thick foam sample subjected to 50 mm back cavity depth is depicted in Fig. 4.

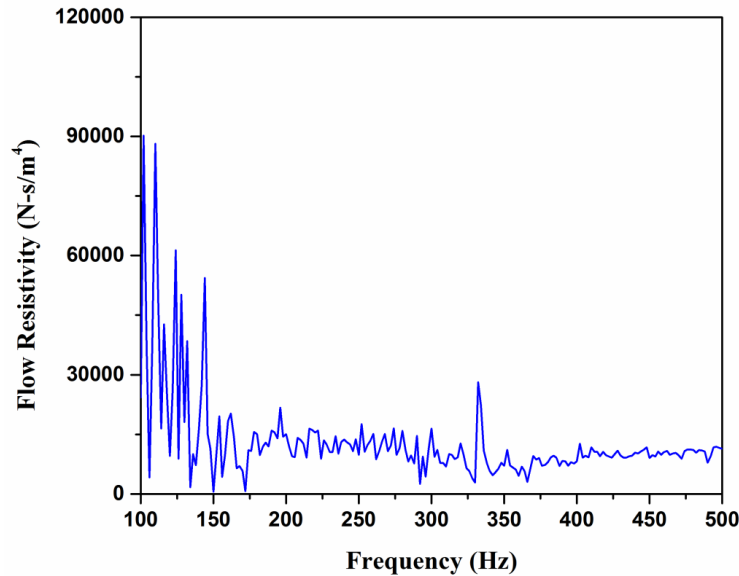


Fig. 4. Flow resistivity as a function of frequency for 22 mm thick foam subjected to 50 mm back cavity depth in two-cavity method

The value of static flow resistivity is expected to be acceptable when the measurement frequency is few hundreds of Hz or lower [12]. Due to poor signal to noise ratio below 200 Hz, the static flow resistivity was evaluated in the 200-300 Hz frequency range. The mean and standard deviation (%) of flow resistivity values for 22 mm thick foam in the 200-300 Hz range are listed in Table 1. Mean value can be considered as the static flow resistivity.

Table 1

Static flow resistivity for 22 mm thick foam in two-cavity method

Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> ) in 200-300 Hz frequency range		
Acoustic Material	Mean	Standard Deviation (%)
Foam	12069	25,62

Thus, the static flow resistivity results for 22 mm thick foam sample was measured using the two-cavity method with 50 mm back cavity depth. The back cavity was arbitrarily chosen and could be subject to changes depending on the availability and the experimenter's rational. Thus, it becomes very much essential, to study the effect of a change in air-gap on flow resistivity. For the same reason, the 22 mm thick foam sample was subjected to varying air-gaps; 50 mm, 100 mm and 125 mm and the flow resistivity as a function of frequency is evaluated as shown below.

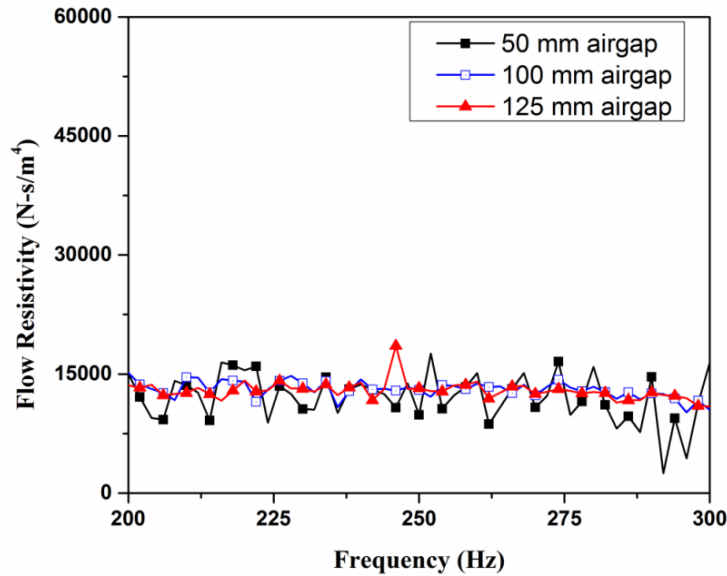


Fig. 5. Effect of change in air-gap on flow resistivity for 22 mm thick foam

From Fig. 5, it could be seen that the change in flow resistivity with respect to a change in air-gap is insignificant and the larger air-gap leads to more stable results. The same is depicted in tabular form (Table 2),

Similarly, the effect of a change in thickness of sample on measured flow resistivity is studied. Two foam samples are chosen with thickness of 22 mm and 44 mm and provided an air-gap of 50 mm in the impedance tube. The measured flow resistivity as a function of frequency is shown in Fig. 6.

Table 2

Effect of change in air-gap on static flow resistivity of foam in two-cavity method

Air Gap	50 mm	100 mm	125 mm
Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> )	12069	13043	12896
Standard Deviation (%)	25,62	8,23	8,58

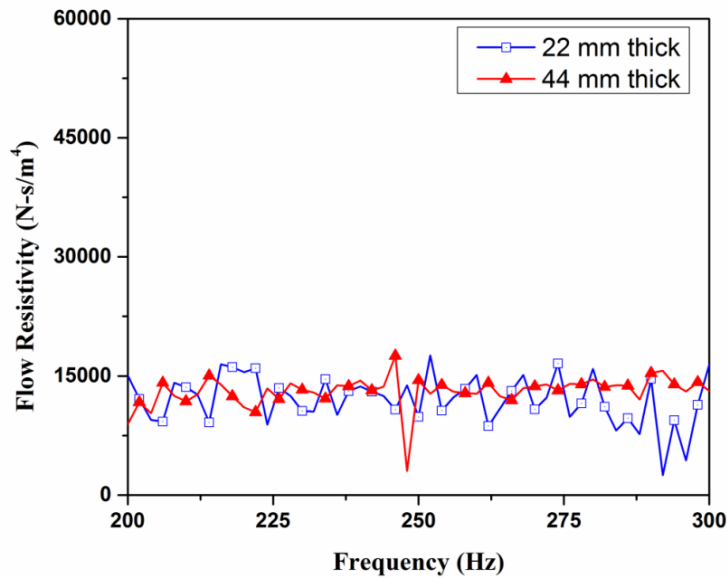


Fig. 6. Effect of change in thickness on flow resistivity of foam subjected to 50 mm back cavity depth in two-cavity method

From Fig. 6, it could be seen that the change in flow resistivity with respect to a change in thickness is insignificant and the larger thickness leads to more stable results. The measured values of static airflow resistivity for two different thicknesses are shown in Table 3. In addition, the effect of a change in air-gap and thickness on flow resistivity is summarized in Table 4.

Table 3

Effect of change in thickness on static flow resistivity and measured standard deviation of foam in two-cavity method

Thickness	22 mm	44 mm
Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> )	12069	13051
Standard Deviation (%)	25,62	15,34

From Table 4, it could be seen that larger air-gap and thickness leads to improved flow resistivity results in case of foam. Also, change in either condition doesn't seem to significantly affect the mean static flow resistivity values for the implemented two-cavity method.

Table 4

Effect of change in thickness on static flow resistivity and measured standard deviation of foam in two-cavity method

Air Gap	50 mm		125 mm	
Thickness	22 mm	44 mm	22 mm	44 mm
Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> )	12069	13051	12896	13304
Standard Deviation (%)	25,62	15,34	8,58	6,44

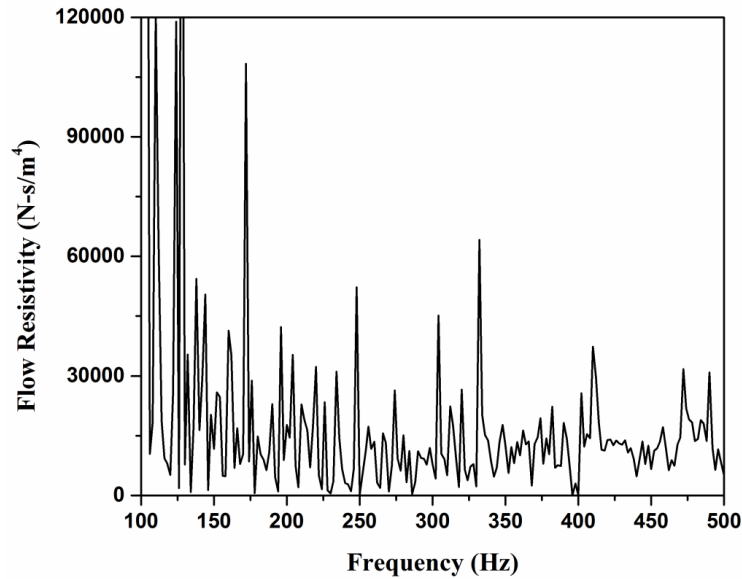


Fig. 7. Flow resistivity as a function of frequency evaluated using two thickness method for 22 mm and 44 mm thick foam in the 100-500 Hz range

The two-thickness method was also implemented for 22 mm and 44 mm thick foam samples in the 100-500 Hz frequency range. The complex impedance data was analytically evaluated from the individual pressure measurements at the two microphone locations and the dynamic flow resistivity as a function of frequency is shown in Fig. 7. It is observed that flow resistivity values in the 100-500 Hz range are fluctuating more as compared to the two-cavity method. The mean and the standard deviation (%) of the measured dynamic flow resistivity in the 200-300 Hz frequency range as chosen in the two-cavity method is listed in Table 5. Mean values is considered as static flow resistivity.

Table 5

Static flow resistivity for foam evaluated using the two-thickness method

Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> ) in 200-300 Hz frequency range		
Acoustic Material	Mean	Standard Deviation (%)
Foam	11357	91,68

A comparison is made between the flow resistivity values evaluated using the two-cavity method with arbitrary air-gap and the two-thickness method for foam samples in the 200-300 Hz frequency range.



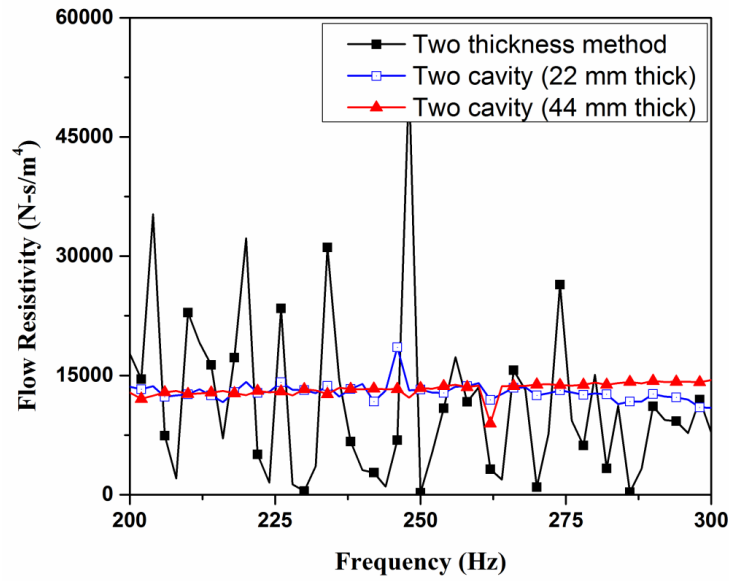


Fig. 8. Comparison of flow resistivity as a function of frequency evaluated using two-thickness and two-cavity method (125 mm back cavity depth) for foam in the 200-300 Hz range

The mean and standard deviation of the flow resistivity values in the 200-300 Hz frequency range of two methods are compared in the Table 6.

Table 6

Comparison of static flow resistivity for foam in the 200-300 Hz frequency range

Indirect Acoustic Method	Two-Thickness	Two-Cavity (125 mm air-gap)	
		22 mm thick	44 mm thick
Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> )	11357	12896	13304
Standard Deviation (%)	91,68	8,58	6,44

From Table 6, the static flow resistivity evaluated using the two-thickness and the two-cavity method seems to be in good agreement. Though the mean values appear close, from Fig. 8, it could be seen that the variation in flow resistivity with respect to the frequency obtained from the two-thickness method is large as compared to the flow resistivity evaluated using the two-cavity method with arbitrary air-gap. Thus, for the foam samples (in the 200-300 Hz frequency range), it could be summarized that the implementation of the two-cavity method with arbitrary air-gap leads to a more stable trend in flow resistivity than the two-thickness method.

The static flow resistivity evaluated using the two-cavity and the two-thickness method is validated by means of the developed test setup as per the ISO 9053 alternating airflow method guidelines. The 44 mm thick foam specimen was tested using the developed setup and the airflow resistivity was measured as 10608 Ns/m<sup>4</sup>. A comparison is made between the static flow resistivity results obtained using the two-cavity method, two-thickness method, and the developed alternating airflow test setup and shown in Table 7.

Table 7

Validation of static flow resistivity results for foam

Measurement Method	Two-Cavity	Two-Thickness	Alternating Airflow Setup
	(125 mm air-gap)		
Static Flow Resistivity (Ns/m <sup>4</sup> )	13304	11357	10608

From Table 7, it could be seen that the maximum difference between the static flow resistivity results obtained ranges around 25%. The acceptability of this variation could be determined based on the variation in the estimated absorption coefficient values.

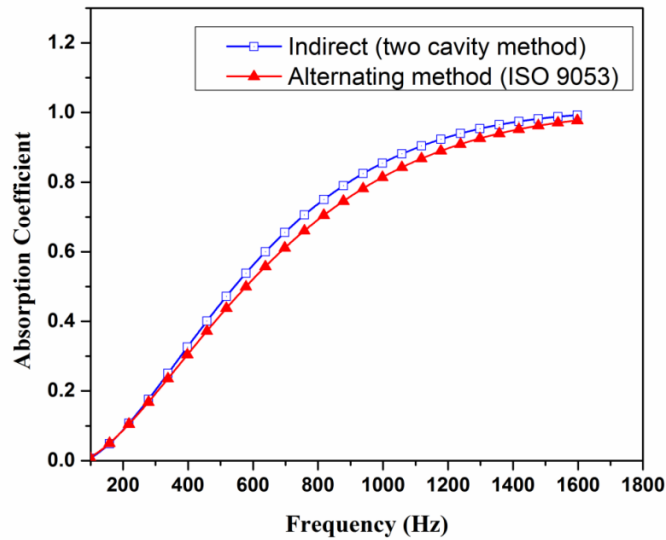


Fig. 9. Comparison of absorption coefficients estimated from flow resistivity values of 13304 Ns/m<sup>4</sup> (two-cavity method) and 10608 Ns/m<sup>4</sup> (alternating airflow method)

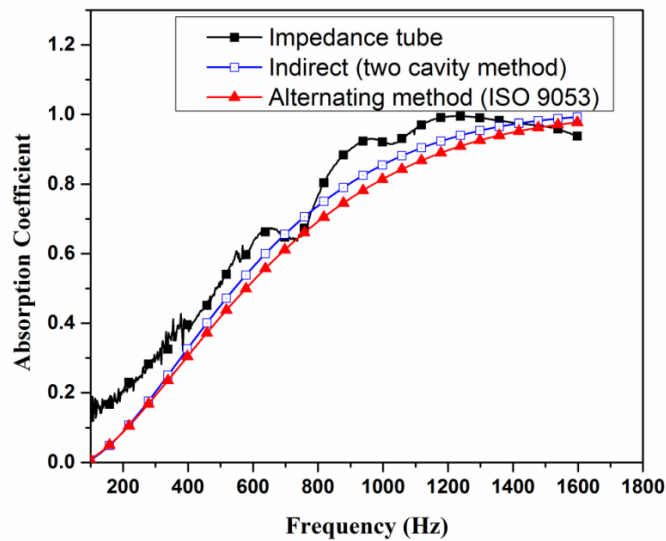


Fig. 10. Comparison of measured and estimated absorption coefficients as a function of frequency for 44 mm thick foam

The Delany and Bazley empirical relations are used to estimate the absorption coefficients from the flow resistivity values given in Table 7, and are shown as a function of frequency in Fig. 9. It could be seen that the estimated absorption coefficients are in good agreement despite the 25% variation in the static flow resistivity values. This indicates that the 25% variation may be reasonable for estimation of absorption coefficient. The absorption coefficients for the 44 mm thick foam sample are also directly measured using the impedance tube and the results are compared with the estimated absorption coefficients. The measured and estimated absorption coefficients seem to be in good agreement from Fig.10.

## Conclusions

The two-cavity method with arbitrary air-gap and the two-thickness method were implemented for evaluation of characteristic impedance and propagation constant and hence flow resistivity for foam samples in the 100-500 Hz frequency range. The flow resistivity was found to be constant, i.e. static in the 200-300 Hz range and hence the post-analysis was carried out considering this frequency range. In case of a two-cavity method with arbitrary air-gap, the effect of a change in air-gap and thickness on mean static flow resistivity was insignificant. Larger air-gaps and thicknesses resulted in a more stable trend in flow resistivity plot as a function of frequency. The static flow resistivity values evaluated using the two-cavity and the two-thickness method for foam in the 200-300 Hz range was found to be in reasonable agreement. Though the mean values appear close for the two methods, the variation in flow resistivity with respect to frequency for the two-thickness method was significantly large as compared to the two-cavity method. The flow resistivity results were validated using a test setup developed based on ISO 9053 alternating airflow method guidelines and the maximum variation was in the range of 25%. This variation was found to be acceptable due to a close agreement between the absorption coefficients estimated from the flow resistivity values using the Delany and Bazley empirical relations. In addition, the estimated absorption coefficients for foam samples were found to be in good agreement with the absorption coefficients directly measured using the impedance tube, thus indicating good suitability and feasibility of the considered static flow resistivity measurement methods.

## Acknowledgment

Authors would like to express a deep sense of gratitude to the Acoustic Lab of IIT Hyderabad for providing the experimental setup, infrastructure, and other facilities which were required to fulfill this work.

## References

1. Bies, D., Hansen, C. (1980) «Flow resistance information for acoustical design», *Applied Acoustics*, Vol. 13 (5), pp. 357–391.
2. Delany, M., Bazley, E. (1970) «Acoustical properties of fibrous absorbent materials», *Applied Acoustics*, Vol. 3 (2), pp. 105–116.
3. Dunn, I.P., Davern, W.A. (1986) «Calculation of acoustic impedance of multi-layer absorbers», *Applied Acoustics*, Vol. 19, pp. 321– 334.
4. Miki, Y. (1990) «Acoustical properties of porous materials — Modifications of Delany-Bazley models», *Journal of Acoustical Society of Japan*, Vol. 11 (1), pp. 19–24.
5. ASTM (2009), C522–03:2009. Standard test method for airflow resistance of acoustical materials, American Society for Testing and Materials.

6. ISO (1991), 9053:1991. Acoustics - Materials for acoustical applications. Determination of airflow resistance, International Organization for Standardization, Geneva.
7. Dragonetti, R., Ianniello, C., Romano, R.A. (2011) «Measurement of the resistivity of porous materials with an alternating air-flow method», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 129 (2), pp. 753–764.
8. Stinson, M.R., Daigle, G.A. (1988) «Electronic system for the measurement of flow resistance», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 83 (6), pp. 2422–2428.
9. Atalla, Y., Panneton, R. (2005) «Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements», *Canadian Acoustics*, Vol. 33 (1), pp. 3–10.
10. Doutres, O., Salissou, Y., Atalla, N., Panneton, R. (2010) «Evaluation of the acoustic and non-acoustic properties of sound absorbing materials using a three-microphone impedance tube», *Applied Acoustics*, Vol. 71 (6), pp. 506–509.
11. Ingard, K.U., Dear, T.A. (1985) «Measurement of acoustic flow resistance», *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 103 (4), pp. 567–572.
12. Tao, J., Wang, P., Qiu, X., Pan, J. (2015) «Static flow resistivity measurements based on the ISO 10534.2 standard impedance tube», *Building and Environment*, Vol. 94 (2), pp. 853–858.
13. Woodcock, R., Hodgson, M. (1992) «Acoustic methods for determining the effective flow resistivity of fibrous materials», *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 153 (1), pp. 186–191.
14. Yaniv, S.L. (1973) «Impedance tube measurement of propagation constant and characteristic impedance of porous materials», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 54 (5), pp. 1138–1142.
15. Smith, C.D., Parott, T.L. (1983) «Comparison of three methods for measuring acoustic properties of bulk materials», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 74 (5), pp. 1577–1582.
16. ISO (1998), 10534-2:1998. Acoustics — Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes — Transfer function method, International Organization for Standardization, Geneva.
17. Ren, M., Jacobsen, F. (1993) «A method of measuring the dynamic flow resistance and reactance of porous materials», *Applied Acoustics*, Vol. 39 (4), pp. 265–276.
18. Panneton, R., Olny, X. (2006) «Acoustical determination of the parameters governing viscous dissipation in porous media», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 119 (4), pp. 2027–2040.
19. Chung, J.Y., Blaser, D.A. (1980) «Transfer-function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory. II. Experiment», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 68 (3), pp. 907–921.
20. Munjal, M.L. *Acoustics of ducts and mufflers*, 2<sup>nd</sup>ed., John Wiley & Sons, UK, 2014.
21. Utsuno, H., Tanaka, T., Fujikawa, T., Seybert, A.F. (1989) «Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 86 (2), pp. 637–643.

УДК: 534.771  
OECD: 01.03.AA

## Влияние внутриканальных наушников на звуковосприятие у лиц молодого возраста

Левина Е.А.<sup>1</sup>, Левин С.В.<sup>2</sup>, Петров С.К.<sup>3</sup>, Храмов А.В.<sup>4\*</sup>

<sup>1</sup> к.м.н., ст. научн. сотр., Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи Минздрава РФ

<sup>2</sup> к.м.н., ст. научн. сотр., Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи Минздрава РФ

<sup>3</sup> к.т.н., профессор, Балтийский Государственный Технический Университет "ВОЕНМЕХ" имени Д.Ф. Устинова

<sup>4</sup> д.м.н., профессор, Балтийский Государственный Технический Университет "ВОЕНМЕХ" имени Д.Ф. Устинова

### Аннотация

Целью работы является влияние внутриканальных наушников на звуковосприятие у лиц молодого возраста, путей профилактики выявленных нарушений. Исследования были проведены у 38 добровольцев (16 мужчин, 22 женщин) в возрасте от 18 до 25 лет (студентов). Всем проводилось ЛОР обследование, включающее импедансометрию и регистрацию задержанной вызванной отоакустической эмиссии. Результаты показали, что длительное ношение внутриканальных наушников оказывает негативное воздействие на функции как периферического, так и центрального отделов слухового анализатора. Рекомендовано внедрение глобального стандарта ВОЗ-МСЭ для персональных аудиосистем и устройств (WHO/NMH/NVI/19.4).

**Ключевые слова:** наушники, аудиоплеер, риск, звукопроводение, звуковосприятие.

### *Influence of in-channel headphones on sound perception in persons of young age*

*Levina E.A.<sup>1</sup>, Levin S.V.<sup>2</sup>, Petrov S.K.<sup>3</sup>, Hramov A.V.<sup>4\*</sup>*

<sup>1</sup> *Candidate of Medical Sciences, Senior Research Officer, Saint-Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech*

<sup>2</sup> *Candidate of Medical Sciences, Senior Research Officer, Saint-Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech*

<sup>3</sup> *Candidate of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov*

<sup>4</sup> *Doctor of Medical Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov*

### Abstract

*The aim of the work is the influence of in-ear headphones on sound perception in young people, ways of preventing detected violations. Studies were conducted in 38 volunteers (16 men, 22 women) aged 18 to 25 years (students). An ENT examination was conducted for all, including impedancemetry and registration of delayed evoked otoacoustic emission. The results showed that prolonged wearing of in-ear headphones has a negative effect on the functions of both the peripheral and central departments of the auditory analyzer.*

*Implementation of the WHO-ITU global standard for personal audio systems and devices (WHO / NMH / NVI / 19.4) is recommended.*

**Keywords:** *headphones, audio player, risk, sound perception.*

## Введение

По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), около 1,1 миллиарда молодых людей во всем мире подвержены риску потери слуха из-за воздействия, вызванного небезопасным использованием личных аудиоустройств. Гуляя сегодня по улицам любого города можно заметить, что подавляющее число представителей молодого поколения ходят по городу в наушниках. Причем их с каждым годом становится все больше. Почти половина всех подростков и молодых людей (12-35 лет) в странах со средним и высоким уровнем дохода подвержены небезопасному уровню звука при использовании персональных аудиоустройств, и около 40% из них подвержены потенциально вредным уровням шума в клубах, дискотеках и барах [1]. Опрос учащихся в Дании (1689 человек в возрасте 12-19 лет) показал, что 90% из них слушали музыку через наушники на MP3-плеерах; 32,8% были частыми пользователями, 48,0% использовали высокие настройки громкости, и только 6,8% всегда или почти всегда использовали ограничитель шума. Частые пользователи в 4 раза чаще слушали музыку с высокой громкостью [2]. В большинстве случаев используются наушники-вкладыши [3]. Неблагоприятному шумовому воздействию наушников подвергаются также диспетчеры, звукооператоры, работники связи и другие профессиональные группы [4, 5]. Оценка воздействия шума и пороговых уровней слуха у 78 операторов call-центра показала, что у большинства (92,3%) участников исследования был нормальный слух на оба уха. Тем не менее, их показатели в диапазоне частот от 0,25 до 8 кГц были хуже, чем в контроле, тогда как выше 8 кГц были сопоставимы [6]. Охрана труда профессиональных контингентов, работающих в наушниках и правильный подбор последних – актуальная задача для специалистов в области охраны труда в ряде областей промышленности. О правомерности использования рабочими аудиоплееров с наушниками во время работы с точки зрения техники безопасности немало спорят специалисты. Все зависит от характера труда работника. Например, разработчикам программного обеспечения, которым надо сосредоточиться, это иногда помогает в работе, повышая их производительность. Но в цехе машиностроительного предприятия – объекта повышенной опасности, нужно быть все время внимательным и быть готовым услышать предупреждающие голосовые команды, сигналы машин, крики других рабочих. В этом случае использования рабочими аудиоплееров с наушниками во время работы должно быть запрещено.

Вставные наушники (вкладыши) вставляются непосредственно в наружный слуховой проход и являются одними из самых распространенных. Общепринятый стандарт был разработан еще в 1991 году инженерами компании Etymotic Research, а прародителями вставных наушников стали используемые в научных центрах аудиологические наушники. Рекомендовано субъективно вычислять акустическо-частотные характеристики наушников в ГОСТ 28728-89 (метод прямого измерения – сравнительная частотная характеристика наушников в свободном поле). Стоит обратить внимание на то, что жесткого стандарта не существует, и это дает возможность производителям указывать данные из маркетинговых соображений. Можно указать большую чувствительность для лучших продаж определенной модели, как более чувствительной, а можно занижить значение, для соответствия показателей санитарным нормам. Также некоторые производители могут приводить чувствительность наушников

исходя из чувствительности капсуля, не учитывая, что итоговая чувствительность наушника в сборе будет отличаться.

Негативные последствия от их применения зависят от анатомических особенностей человека (формы слухового прохода). Пороги в этих случаях смещены примерно до 20 дБ НЛ при 4 кГц [7]. Ежедневное время прослушивания также влияло на пороги слуха. Было обнаружено, что для пользователей внутриканальных наушников среднее время музыкального воздействия в течение трех часов приводит к потере слуха на 10–15 дБ НЛ на более высоких частотах. Использование как открытых, так и полукрытых наушников, по мнению авторов, не влияет на нарушения слуха. Наибольшие потери слуха наблюдались у людей, которые работают инженерами по усилению звука, и, кроме того, для них не было обнаружено влияния типов наушников.

### **1. Объективная оценка влияния внутриканальных наушников на показатели звукопроводения и звуковосприятия у лиц молодого возраста**

Целью данной работы является исследование влияния внутриканальных наушников на звуковосприятие у лиц молодого возраста, путей профилактики выявленных нарушений.

Исследования были проведены у 38 добровольцев (16 мужчин, 22 женщин) в возрасте от 18 до 25 лет (студентов). В эту группу не включались лица с жалобами на патологию органов слуха, сердечно-сосудистой и нервной систем. В состав 1-й группы были включены 20 студентов, прослушивающих аудиоплеер более 3-х часов в день на протяжении последних 3 лет (в 7 случаях – не менее 6 часов в день). Во 2-ю группу вошли студенты, не использующие аудиоплеер или прослушивающие его менее 1 часа в день. В исследуемые группы не включались лица, использующие аудиоплеер от 1 до 3-х часов ежедневно.

Восприятие звука может быть нарушено вследствие нескольких причин. Наиболее распространены – нарушения звукопроводения. К нарушениям звукопроводения относятся заболевания наружного и среднего уха: инородные тела в слуховом проходе, острые и хронические отиты, травмы среднего уха, а также отдаленные последствия этих заболеваний. Для выявления таких явлений (в т.ч. в начальной стадии) всем обследуемым проводился осмотр ЛОР-специалиста, включающий отоскопию, импедансометрию.

Другая причина нарушений слуха – нарушения звуковосприятия связаны с патологией внутреннего уха. Самым ранним признаком следует считать поражение звуковосприятия на уровне наружных волосковых клеток улитки [8, 9]. Для выявления патологии внутреннего уха (в т.ч. в начальной стадии) проводился осмотр ЛОР-специалиста, регистрация задержанной вызванной отоакустической эмиссии (ЗВОАЭ).

Результаты исследования приведены в таблице 1.

Таблица 1

Частота нарушения звукопроводения, звуковосприятия и центральных нарушений слуха у лиц с идиопатической гиперacusией

Нарушения слуха	1 группа n=20	2 группа n=18
Нарушение звукопроводения	4 из 20 (26,7%)	3 из 18 (16,7%)
Нарушение звуковосприятия	5 из 20 (25,0%)	2 из 18 (11,1%)
Всего	7 из 20 (35,0%)	3 из 18 (16,7%)
		P<0,05

Результаты исследования показали, что различные нарушения звукопроводения у исследуемых 1-й группы были выявлены несколько чаще, чем у лиц, не использующих внутриканальные наушники. В основном изменения были представлены адгезивными изменениями структур среднего уха, вследствие ранее перенесенных воспалительных заболеваний среднего уха. Сходные результаты были получены при изучении звуковосприятия у этого контингента: начальные признаки сенсоневральной тугоухости были выявлены у 25% лиц использующих наушники более 3-х часов в день и у 2 из 18 лиц контрольной группы (11,1%). В целом, результаты воздействия длительного ношения внутриканальных наушников на звуковоспринимающую функцию слухового анализатора указывают на повышенную частоту такого рода нарушений ( $P<0,05$ ). Полученные данные свидетельствуют о недопустимости длительного использования внутриканальных наушников. Они могут быть рекомендованы только для эпизодического использования (например, при авиаперелетах), но не для регулярного применения, как в отдельных профессиональных группах, так и с целью рекреации. Однако полученные данные нельзя рассматривать как свидетельство о безопасности как открытых, так и полукрытых наушников.

## **2. Рекомендации Всемирной организации здравоохранения ООН по снижению риска развития потери слуха в результате применения наушников**

В 2019 году ООН (ВОЗ) рекомендовала более безопасные наушники как для целей рекреации, так и для работников соответствующих профессий (звукооператоры, диспетчеры, работники колл-центров и т.д.).

ВОЗ рекомендует введение в действие и продвижение глобального стандарта ВОЗ-МСЭ для персональных аудиосистем и устройств (WHO/NMH/NVI/19.4), а также содействие безопасному прослушиванию для снижения риска развития потери слуха в результате воздействия рекреационного шума в рамках инициативы ВОЗ «Не подвергайте свой слух опасности». Персональные аудиоустройства должны быть оснащены программным обеспечением, отслеживающим уровень шума и продолжительность его воздействия на пользователя в процентах от стандартного значения, известного как «допустимое воздействие шума». Пользователь сможет выбрать один из двух режимов, определяющих общую дозу шума, не представляющую опасности для слуха.

Режим 1 для взрослых: 80 дБ в течение 40 часов в неделю.

Режим 2 для детей: 75 дБ в течение 40 часов в неделю Персонализированная информация. У персонального аудиоустройства должна быть функция создания индивидуального профиля прослушивания на основании истории использования устройства конкретным пользователем.



По своему профилю пользователь сможет судить о том, насколько безопасным (или опасным) для него было прослушивание звуковых материалов через используемое устройство. Предназначенное для этого программное обеспечение суммирует данные по шумовой нагрузке в процентах от допустимого уровня воздействия и на основании этой информации уведомляет пользователя о необходимости принятия мер.

**Функции ограничения громкости.** Персональное аудиоустройство должно обладать функциями, позволяющими пользователю ограничивать максимальный уровень громкости, например: о функцией автоматического снижения громкости, которая уменьшает уровень звука на основании информации, указанной в профиле пользователя. Если пользователь слишком долго прослушивает звуковые материалы при высоком уровне громкости, устройство автоматически снижает громкость; о функцией родительского контроля, с помощью которой родители могут устанавливать громкость на определенном уровне. Выбранная настройка будет защищена паролем [10, 11].

В стандарте ВОЗ–МСЭ «Безопасные для слуха устройства и системы» рекомендуется оснастить персональные аудиоустройства следующими функциями:

- функция «допустимое воздействие шума»: программное обеспечение, отслеживающее уровень шума и продолжительность его воздействия на пользователя в процентах от стандартного значения;
- персонализированный профиль: индивидуальный профиль прослушивания, основанный на истории использования устройства конкретным пользователем, по которому пользователь сможет судить о том, насколько безопасным (или опасным) было для него прослушивание, и получить практические рекомендации на основе этой информации;
- функции ограничения громкости: возможности для ограничения максимального уровня громкости, включая автоматическое снижение громкости и родительский контроль;
- предоставление общей информации: выдача пользователю информации и указаний по выбору безопасных вариантов прослушивания, как через персональные аудиоустройства, так и во время различных досуговых мероприятий.

### **Заключение**

По данным ВОЗ, сегодня практически каждый пятый городской житель на планете имеет проблемы со слухом. При тугоухости начинает страдать и интеллект. Массовое использование молодежью внутриканальных наушников вызвало тревогу сурдологов. Большая часть работ основывалась на жалобах пользователей наушников, однако в последние годы появились исследования, основанные на объективных критериях оценки звуковосприятия. В нашем исследовании использовалась импедансометрия и регистрация задержанной вызванной отоакустической эмиссии (ЗВОАЭ). Результаты показали, что ношение внутриканальных наушников увеличивает частоту такого рода нарушений, что свидетельствует о недопустимости длительного их использования. В 2019 году ООН (ВОЗ) рекомендовала более безопасные наушники как для целей рекреации, так и для работников соответствующих профессий (звукооператоры, диспетчеры, работники колл-центров и т.д.). Все вышеизложенное обосновывает необходимость лучше ознакомить население с рекомендациями ВОЗ. Работники, постоянно использующие наушники (например, диспетчеры) должны быть обеспечены изделиями, соответствующими указанным рекомендациям. Это должно быть отражено в соответствующих нормативных документах в области охраны труда.

Выводы:

1. Длительное ношение внутриканальных наушников оказывает негативное воздействие на функции как периферического, так и центрального отделов слухового анализатора.

2. Внутриканальные наушники могут быть рекомендованы только для эпизодического использования (например, при авиаперелетах), но не для длительного применения.

3. На производстве и в быту нужно содействовать использованию наушников, соответствующих глобальному стандарту ВОЗ-МСЭ для персональных аудиосистем и устройств (WHO/NMH/NVI/19.4), а также инициативе ВОЗ «Не подвергайте свой слух опасности».

### Список литературы

1. Глухота и потеря слуха [Электронный ресурс] // Всемирная организация здравоохранения. 2019. 20 марта. URL: <https://www.who.int/ru/news-room/factsheets/detail/deafness-and-hearing-loss>.

2. Vogel I, Verschuure H, van der Ploeg CP, Brug J, Raat H. Adolescents and MP3 players: too many risks, too few precautions. *Pediatrics*. 2009 Jun;123(6):e953-8. doi: 10.1542/peds.2008-3179.

3. B. Fasanya, J. Strong Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users. Chapter. January 2019 with 90 Reads DOI: 10.1007/978-3-319-94589-7\_51 In book: *Advances in Safety Management and Human Factors*, pp.522-531

4. Gavhed D, Toomingas A. Observed physical working conditions in a sample of call centres in Sweden and their relations to directives, recommendations and operators' comfort and symptoms. *Int J Ind Ergonom*. 2007;37:790–800. [Google Scholar]

5. Charbotel B, Croidieu S, Vohito M, Guerin AC, Renaud L, Jaussaud J, et al. Working conditions in call-centers, the impact on employee health: A transversal study. Part II. *Int Arch Occup Environ Health*. 2009; 82:747–56.

6. M. Pawlaczyk-Łuszczynska, A. Dudarewicz, M. Zamojska-Daniszevska, K. Zaborowski Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators *Noise and Health* 20(96):178-189. September 2018.

7. ITU-T H.870 Guidelines for safe listening devices and systems <https://www.itu.int/rec/T-REC-H.870>

8. Е.А. Левина Адгезивный отит как следствие воспалительных заболеваний носоглотки и среднего уха. - *Consilium Medicum*. 2014. Т. 16. № 11. С. 77-80.

9. Е.А. Левина Сенсоневральная тугоухость – общие принципы медикаментозного подхода.- *Consilium Medicum*. 2013. Т. 15. № 11. С. 64-67.

10. Safe listening devices and systems: a WHO-ITU standard [Электронный ресурс] // Всемирная организация здравоохранения и Международный союз электросвязи. 2019. URL: <https://goo.gl/9qrxX6>.

11. Toolkit for implementation of the WHO-ITU H.870 global standard for safe listening devices and systems [Электронный ресурс] // Всемирная организация здравоохранения и Международный союз электросвязи. 2019. URL: <https://goo.gl/Dw4eqK>.

## References

1. Deafness and hearing loss [Electronic resource] // World Health Organization. 2019. URL: <https://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss>. [in Russian]
2. Vogel I, Verschuure H, van der Ploeg CP, Brug J, Raat H. Adolescents and MP3 players: too many risks, too few precautions. *Pediatrics*. 2009 Jun;123(6):e953-8. doi: 10.1542/peds.2008-3179.
3. B. Fasanya, J. Strong Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users. Chapter. January 2019 with 90 Reads DOI: 10.1007/978-3-319-94589-7\_51 In book: *Advances in Safety Management and Human Factors*, pp.522-531
4. Gavhed D, Toomingas A. Observed physical working conditions in a sample of call centres in Sweden and their relations to directives, recommendations and operators' comfort and symptoms. *Int J Ind Ergonom*. 2007;37:790–800. [Google Scholar]
5. Charbotel B, Croidieu S, Vohito M, Guerin AC, Renaud L, Jaussaud J, et al. Working conditions in call-centers, the impact on employee health: A transversal study. Part II. *Int Arch Occup Environ Health*. 2009;82:747–56.
6. M. Pawlaczyk-Łuszczynska, A. Dudarewicz, M. Zamojska-Daniszevska, K. Zaborowski Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators *Noise and Health* 20(96):178-189. September 2018.
7. ITU-T H.870 Guidelines for safe listening devices and systems <https://www.itu.int/rec/T-REC-H.870>
8. Safe listening devices and systems: a WHO-ITU standard [Electronic resource] // World Health Organization and International Telecommunication Union. 2019. URL: <https://goo.gl/9qrxX6>.
9. Toolkit for implementation of the WHO-ITU H.870 global standard for safe listening devices and systems [Electronic resource] // World Health Organization and International Telecommunication Union. 2019. URL: <https://goo.gl/Dw4eqK>.

УДК: 534.138  
OECD: 01.03.AA

## Ячеечные модели суспензий сферических частиц при разных граничных условиях

Казаков Л.И.<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> К.ф.-м.н., ведущий научный сотрудник, Тихоокеанский океанологический институт им. В.И. Ильичёва ДВО РАН, г. Владивосток

### Аннотация

Приведены акустические характеристики ячейчных моделей монодисперсных суспензий сферических частиц произвольных концентраций для четырех чаще всего используемых граничных условий на поверхности ячейки. Сравнение расчетных и известных экспериментальных данных показало, что наилучшее их совпадение во всех случаях наблюдается при окружении ячейки тонкой невесомой жесткой оболочкой. Такое граничное условие обеспечивает минимум вязкой диссипации звуковой энергии при малых и умеренных значениях отношения диаметра частиц к глубине проникновения вязкой волны в жидкость. При больших значениях этого параметра вязкие потери минимальны при граничном условии Хаппеля и максимальны при жестких оболочках.

**Ключевые слова:** ячейчные модели суспензий, сферические частицы, граничные условия, вязкие потери, минимум диссипации энергии.

### *Cellular models of spherical particle suspensions under different boundary conditions*

*Kazakov L.I.<sup>1\*</sup>*

<sup>1</sup> *K. F.-M. N., leading researcher, Pacific Oceanological Institute named after V. I. Il'ichev FEB RAS, Vladivostok 9*

### **Abstract**

*Acoustic characteristics of cell models of monodisperse suspensions of spherical particles of arbitrary concentrations for the four most commonly used boundary conditions on the cell surface are presented. Comparison of calculated and known experimental data showed that the best coincidence in all cases is observed when the cell is surrounded by a thin weightless rigid shell. This boundary condition provides a minimum viscous dissipation of sound energy at small and moderate values of the ratio of the particle diameter to the depth of penetration of the viscous wave into the liquid. At high values of this parameter, viscous losses are minimal under the Happel boundary condition and maximal under rigid shells.*

**Keywords:** *cellular models of suspensions, spherical particles, boundary conditions, viscous losses, the minimum energy dissipation.*

## Введение

Достоинство ячеечных моделей – возможность их применения для исследования свойств дисперсных сред произвольных концентраций. Но они имеют три существенных недостатка: 1) применимость лишь к монодисперсным средам, когда все включения одинаковы по размерам (радиуса  $R$ ), форме и свойствам; 2) упорядоченность структуры, приводящая иногда к появлению нежелательных резонансов внутри ячейки при гармонических колебаниях; 3) неопределенность требуемых условий на границе ячейки, поскольку механизм гидродинамического взаимодействия включений не вполне ясен и неизвестно как задать эти условия.

В литературе использовались разные граничные условия на поверхности ячейки, основанные на эвристических соображениях (каждому условию ниже присвоен номер  $n$ ):

1.  $n = 0$ : жесткая оболочка ячейки, бесконечно тонкая и легкая [1, с. 152, 518];
2.  $n = 1$ : условие Квашнина  $\partial V_{\Theta} / \partial r = 0$ , т.е. минимум тангенциальной скорости по радиальной координате [2, с.154]; по-видимому, это условие выполняется, по крайней мере, в 12 точках сферической поверхности ячейки – там, где она соприкасается с ближайшими соседними ячейками (при гексагональной плотнейшей упаковке последних);
3.  $n = 2$ : условие Хаппеля, состоящее в требовании, чтобы на границе ячейки обращались в нуль касательные напряжения  $\sigma_{\Theta r}(R_1, \Theta) = 0$  [1, с. 447], [3], где  $R_1$  – радиус ячейки;
4.  $n = 3$ : условие Кувабары постулирует отсутствие завихренности течения на границе ячейки  $\text{rot}\mathbf{V}(R_1, \Theta) = 0$  [1, с. 450], [4].

### 1. Акустические характеристики суспензий

Ячеечные модели эмульсий сферических и цилиндрических капель для гармонических колебаний при четырех вариантах указанных граничных условий на поверхности ячейки изучены в работах [5] и [6]. Но там получены лишь низко- и высокочастотные приближения. В работе [7] представлены полные выражения акустических характеристик ячеечной модели эмульсии с жесткими оболочками ячеек ( $n = 0$ ). В данной статье приведены полные выражения для еще трех вариантов суспензий ( $n = 1, 2, 3$ ).

Если длина звуковой волны в ячеечной дисперсной среде намного превышает размер ячейки, то такую среду считают «микронеоднородной» с эффективными параметрами – плотностью  $\tilde{\rho}$  (кг/м<sup>3</sup>), сжимаемостью  $\tilde{k}$  (Па<sup>-1</sup>), скоростью звука  $\tilde{c}$  (м/с) и другими [8, с. 56,57]. Поскольку при распространении звука в дисперсной среде неизбежны вязкие и тепловые потери, то её параметры суть комплексные частотнозависимые величины:

$$\tilde{\rho}(\omega) = \tilde{\rho}_1(\omega) + i\tilde{\rho}_2(\omega), \quad (1)$$

$$\tilde{k}(\omega) = \tilde{k}_1(\omega) + i\tilde{k}_2(\omega), \quad (2)$$

причем их действительные и мнимые части однозначно связаны дисперсионными соотношениями типа Крамерса-Кронига, выражающими принцип причинности [6, с. 65], [9]. Комплексная скорость звука в среде [8, с. 28]  $\tilde{c} = \frac{1}{\sqrt{\tilde{k}\tilde{\rho}}}$ , (м/с), волновое

число гармонической звуковой волны  $\tilde{k} = \frac{\omega}{\tilde{c}} = \omega\sqrt{\tilde{k}\tilde{\rho}}$ , (м<sup>-1</sup>), где  $\omega$  – круговая частота колебаний. Зависимость переменных от времени  $t$  определим множителем  $e^{-i\omega t}$ , например,

$U(t) = Ue^{-i\omega t}$ , где  $U$  (м/с) – комплексная амплитуда колебательной скорости частицы.

Обычно считают малым относительное убывание за счет поглощения амплитуды звукового давления на длине волны [10, с. 424]. Это означает, что  $\tilde{k}_2 \ll \tilde{k}_1$ ,  $\tilde{\rho}_2 \ll \tilde{\rho}_1$ . В таком случае имеют место приближения:

$$\tilde{\kappa}(\omega) = \tilde{\kappa}_1(\omega) + i\tilde{\kappa}_2(\omega) \approx \frac{\omega}{\tilde{c}_\Phi(\omega)} + i\tilde{\kappa}_2(\omega), \text{ м}^{-1},$$

где

$$\tilde{c}_\Phi(\omega) \approx \frac{1}{\sqrt{\tilde{k}_1(\omega)\tilde{\rho}_1(\omega)}}, \text{ м/с} -$$

фазовая скорость звука в суспензии;

$$\tilde{\kappa}_2(\omega) \approx \frac{\omega}{2\tilde{c}_\Phi(\omega)} \left( \frac{\tilde{k}_2(\omega)}{\tilde{k}_1(\omega)} + \frac{\tilde{\rho}_2(\omega)}{\tilde{\rho}_1(\omega)} \right), \text{ м}^{-1} - \quad (3)$$

амплитудный коэффициент поглощения звука в множителе  $e^{-\tilde{\kappa}_2(\omega)x}$ , характеризующем убывание амплитуды колебаний с расстоянием  $x$ .

В (3) первое слагаемое в скобках определяет тепловые потери, второе – вязкие. Ниже изучим только вязкие потери, считая, что дисперсия сжимаемостей фаз и, соответственно, тепловые потери отсутствуют, т.е. эффективная сжимаемость  $\tilde{k}(\omega)$  (2) является вещественной постоянной величиной [8, с. 57]:

$$\tilde{k} = k'\xi^3 + k(1 - \xi^3),$$

где  $k'$  (Па<sup>-1</sup>) – сжимаемость частицы,  $k$  (Па<sup>-1</sup>) – сжимаемость вмещающей вязкой жидкости,  $\xi = R/R_1$ ,  $\xi^3 = \varepsilon$  – объемная концентрация включений в суспензии. Если необходимо учесть тепловые потери, следует использовать результаты работы [11]. Они кратко изложены в [7].

Комплексная плотность (1) получена в работах [6], [7]:

$$\tilde{\rho}(\omega) = \tilde{\rho}_1(\omega) + i\tilde{\rho}_2(\omega) = \rho + (\rho' - \rho)\xi^3 \frac{U}{V}, \text{ кг/м}^3, \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\rho'$  – плотность включения,  $V$  (м/с) – амплитуда скорости полюсов ячейки. Эта формула выведена для несжимаемой жидкости, каковой её и следует считать в малой относительно длины звуковой волны ячейке суспензии.

Таким образом, согласно (4), все определяет отношение скоростей фаз, а они разные при разных плотностях. За счет этой разности и происходят вязкие звуковые потери. Для одиночной частицы отношение скоростей дает известная формула Кёнига (W.König, 1891г.), являющаяся основой всех акустических теорий вязких потерь в малоконцентрированных суспензиях:

$$\frac{U}{V} = \frac{1 + \frac{3}{\alpha} + i \left( \frac{3}{\alpha} + \frac{6}{\alpha^2} \right)}{\frac{1}{\gamma} + \frac{3}{\alpha} + i \left( \frac{3}{\alpha} + \frac{6}{\alpha^2} \right)}, \quad (5)$$

где

$$\alpha = \sqrt{\frac{\omega\rho}{2\eta}} \cdot 2R = \frac{2R}{\delta_{\text{вязк}}}, \quad (6)$$

$\eta$  (Па·с) – динамическая вязкость жидкости,  $\delta_{\text{вязк}} = (2\eta/\omega\rho)^{1/2}$  (м) – глубина проникновения вязкой волны в жидкость [10, с. 123],

$$\gamma = \frac{3\rho}{2\rho' + \rho}. \quad (7)$$

Полные выражения для отношения скоростей представим в виде:

$$\frac{U}{V} = \frac{1}{1 - iq_n}, \quad n = 0, 1, 2, 3,$$

где  $q_n$  – свое для каждого граничного условия точное выражение.

### 1.1. Жесткая оболочка ячейки, $n = 0$ :

[7], здесь приведено для сравнений:

$$q_0 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{-2z\xi + z(1 + \xi^2)ch[z(1 - \xi)] - \left[1 - \xi + \frac{z^2}{3}(1 - \xi^3)\right] sh[z(1 - \xi)]}{\left[z(1 - \xi) - \frac{z^3}{3}\xi(1 - \xi)\right] ch[z(1 - \xi)] - \left[1 + \frac{z^2}{3}(1 - 3\xi + \xi^2) + \frac{z^4}{9}\xi^2\right] sh[z(1 - \xi)]},$$

где

$$z = i^{\frac{3}{2}} \frac{\alpha}{\sqrt{2\xi}}. \quad (8)$$

Используя разложения для  $ch$  и  $sh$  и сократив числитель и знаменатель на  $z^5$ , получим альтернативное представление:

$$q_0 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \phi'_{0m}(\xi)[z(1 - \xi)]^{2m}}{\sum_{m=0}^{\infty} \Psi'_{0m}(\xi)[z(1 - \xi)]^{2m}},$$

где

$$\phi'_{0m}(\xi) = \frac{5!(m+1)(m+2)}{2(2m+5)!} (1 - \xi)^4 \left(1 + \frac{2m+7}{2m+4}\xi + \xi^2\right),$$

$$\Psi'_{0m}(\xi) = \frac{5!(m+1)(m+2)}{2(2m+5)!} \left[(1 - \xi^5) + 2m\xi(1 - \xi^3) + \frac{m}{3}(4m - 2)\xi^2(1 - \xi)\right].$$

### 1.2. Условие Квашнина, $n = 1$ :

$$q_1 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{-2z\xi + \left[z(1 - \xi + 2\xi^2) + \frac{z^3}{3}(1 - \xi^3)\right] ch[z(1 - \xi)] - \dots}{\left[z(1 - \xi) + \frac{z^3}{3}(1 - \xi)^2 + \frac{z^5}{9}\xi^2\right] ch[z(1 - \xi)] - \dots} \dots$$

$$\dots \frac{- \left[1 - 2\xi + \frac{z^2}{3}(2 + 3\xi^2 - 2\xi^3)\right] sh[z(1 - \xi)]}{- \left[1 + \frac{z^2}{3}(2 - 3\xi + \xi^2) - \frac{z^4}{9}\xi(3 - 2\xi)\right] sh[z(1 - \xi)]}$$

$$q_1 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \phi'_{1m}(\xi)[z(1-\xi)]^{2m}}{\sum_{m=0}^{\infty} \Psi'_{1m}(\xi)[z(1-\xi)]^{2m}},$$

где

$$\phi'_{1m} = \frac{(1-\xi)^3}{(2m+5)!} \left\{ (1-\xi)[(m+2)(1-\xi+2\xi^2)+\xi] + \frac{(m+2)(2m+5)}{3} [(2m+1+2\xi)(1+\xi+\xi^2) - 3\xi^2] \right\},$$

$$\Psi'_{1m}(\xi) = \frac{(m+2)}{(2m+5)!} \left\{ (1-\xi)^5 + \frac{2m+5}{3}(2m+1+\xi)(1-\xi)^4 + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{(2m+2)(2m+3)(2m+5)}{9} \xi [(2m+1)\xi + (1-\xi)(3-2\xi)] \right\}.$$

### 1.3. Условие Хаппеля, $n = 2$ :

$$q_2 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{-2z\xi + \left[ z \left( 1 - \frac{\xi}{2} + \frac{3}{2}\xi^2 \right) + \frac{z^3}{6}(1-\xi^3) \right] ch[z(1-\xi)] - \dots}{\left[ z(1-\xi) + \frac{z^3}{6}(1-3\xi+2\xi^2) + \frac{z^5}{18}\xi^2 \right] ch[z(1-\xi)] - \dots} \dots \\ \frac{- \left[ 1 - \frac{3}{2}\xi + \frac{z^2}{2}(1+\xi^2-\xi^3) \right] sh[z(1-\xi)]}{- \left[ 1 + \frac{z^2}{6}(3-6\xi+2\xi^2) - \frac{z^4}{6}\xi(1-\xi) \right] sh[z(1-\xi)]}; \\ q_2 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \phi'_{2m}(\xi)[z(1-\xi)]^{2m}}{\sum_{m=0}^{\infty} \Psi'_{2m}(\xi)[z(1-\xi)]^{2m}},$$

где

$$\phi'_{2m} = \frac{(1-\xi)^3}{(2m+5)!} \left\{ (1-\xi) \left[ (m+2) \left( 1 - \frac{\xi}{2} + \frac{3}{2}\xi^2 \right) + \xi \right] + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{(m+2)(2m+5)}{6} [(2m+3\xi)(1+\xi+\xi^2) - 3\xi^2] \right\},$$

$$\Psi'_{2m}(\xi) = \frac{(m+2)}{(2m+5)!} \left\{ (1-\xi)^5 + \frac{2m+5}{6} [(2m+3)(1-2\xi) - 3 + 6\xi - 2\xi^2] (1-\xi)^3 + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{(m+1)(2m+3)(2m+5)}{9} \xi [(2m+1)\xi + 3(1-\xi)^2] \right\}.$$



### 1.4. Условие Кувабары, $n = 3$ :

$$q_3 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{3}{z^2} \frac{\left[ -z\xi(1 - \xi) + \frac{z^3}{3}(1 - \xi^3) \right] ch [z(1 - \xi)] - \left[ -\xi + \frac{z^2}{3}(1 + 3\xi^2 - \xi^3) \right] sh [z(1 - \xi)]}{\left[ z(1 - \xi) + \frac{z^3}{3}\xi^2 \right] ch [z(1 - \xi)] - \left[ 1 + \frac{z^2}{3}\xi(\xi - 3) \right] sh [z(1 - \xi)]};$$

$$q_3 = \frac{2(\rho' - \rho)\omega R^2}{9\eta} \cdot \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \phi'_{3m}(\xi) [z(1 - \xi)]^{2m}}{\sum_{m=0}^{\infty} \Psi'_{3m}(\xi) [z(1 - \xi)]^{2m}},$$

$$\phi'_{3m} = \frac{3(m+2)(1-\xi)^3}{(2m+5)!} \left[ -\xi(1-\xi)^2 + \frac{(2m+3)(2m+5)}{3}(1+\xi+\xi^2) - \frac{(2m+5)}{3}(1+3\xi^2-\xi^3) \right],$$

$$\Psi'_{3m}(\xi) = \frac{(m+1)}{(2m+3)!} \left[ (1-\xi)^3 + \frac{(2m+1)(2m+3)}{3}\xi^2 - \frac{(2m+3)}{3}\xi(\xi-3)(1-\xi) \right].$$

При  $\xi \rightarrow 1$  все значения  $q_n \rightarrow 0$ , т.е.  $U/V \rightarrow 1$ , как это и должно быть. При  $\xi \rightarrow 0$  по (8) значение  $z \rightarrow \infty$ ,  $th [z(1 - \xi)] \rightarrow -1$ , что во всех четырех случаях приводит к формуле Кёнига (5) для  $U/V$ .

## 2. Сравнения с экспериментами

Из рассматриваемых четырех вариантов граничных условий физически состоятельны два – жесткая оболочка и условие Хаппеля. Последнее, в принципе, может быть реализовано окружением ячейки тонким слоем идеальной жидкости.

Для стационарного течения принцип минимума вязких потерь в ячейке эмульсии работы [7] диктует необходимость окружения ячейки жесткой оболочкой. Доказательство следующее. Решаем стационарную задачу, как это сделано в книге [12, с. 397...], но с учетом внешней силы  $F$ , действующей на единицу массы жидкости (чего в [12] нет). Коль скоро радиальная скорость ищется в виде  $v_r = f(r) \cos \Theta$ , то известно лишь одно граничное условие на поверхности ячейки:  $f(R_1) = V - U$ , где  $V$  – заданная скорость полюсов ячейки,  $U$  – скорость капли, которую надо найти. Как задать здесь  $v_\Theta = \varphi(r) \sin \Theta$  неизвестно. Записав все граничные условия задачи, получим систему из семи уравнений относительно восьми неизвестных: 6 искомым коэффициентов скоростей, плюс  $U$ , плюс  $V_0$  – скорость жидкостей на экваторе капли.

Используя известное выражение для диссипации энергии в несжимаемой вязкой жидкости [12, с. 16], найдем энергию, диссипируемую в ячейке в единицу времени

$$W = -\frac{2\pi\eta}{3} \left\{ \int_R^{R_1} r^2 \left[ \frac{d(f - 2\varphi)}{dr} \right]^2 dr - 8R_1 [f(R_1) + \varphi(R_1)]^2 + \frac{2\eta + 3\eta'}{2\eta} 8R [f(R) + \varphi(R)]^2 \right\}, \quad (9)$$

где

$$f(r) = \frac{\beta_1}{r^3} + \frac{\beta_2}{r} + \beta_3 + a_1 r^2, \quad \varphi(r) = \frac{\beta_1}{2r^3} - \frac{\beta_2}{2r} - \beta_3 - 2a_1 r^2.$$

Отсюда видно, что  $W$  зависит лишь от трех постоянных  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и  $a_1$ , одна из которых ( $a_1$ ) остается неизвестной. Подставив в (9) найденные значения  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , получим зависимость  $W$  только от этой неизвестной постоянной. Значение последней найдем, минимизируя  $W$ , т.е. из необходимого условия минимума  $\frac{\partial W}{\partial a_1} = 0$ . Убедимся также в выполнении достаточного условия минимума  $\frac{\partial^2(-W)}{\partial a_1^2} > 0$ . Далее из предыдущего уравнения определим критическое значение  $a_1$ . Подставив его в найденные формулы для  $U$  и  $V_0$ , обнаружим, что в них на свои места водворились функции  $\varphi_{00}(\xi)$ ,  $\Psi_{00}(\xi)$ ,  $\varphi'_{00}(\xi)$ ,  $\Psi'_{00}(\xi)$ , характерные для ячеек эмульсии с жесткими оболочками.

Таким образом, для любого стационарного течения доказана необходимость наличия жесткой оболочки для выполнения принципа минимума вязких потерь. Достаточность обеспечена вариационным принципом Гельмгольца [13, с. 415].

Видимо, все это справедливо и для квазистационарного случая, т.е. для достаточно низкочастотного звука (аналогичные результаты получены также для ячейочной модели с цилиндрическими каплями [14]).

Вместе с тем, приведенные ниже расчеты показали, что при жестких оболочках ячеек суспензии потери минимальны в очень широком диапазоне частот, а не только на низких частотах. Также выяснилось, что вязкие потери могут быть минимальными и при выполнении условия Хаппеля ( $n = 2$ ). Критерием осуществления того или иного варианта служит отношение

$$s_2 = \frac{\tilde{\kappa}_{02}}{\tilde{\kappa}_{22}} = \frac{\operatorname{Im} \frac{1}{1 - iq_0}}{\operatorname{Im} \frac{1}{1 - iq_2}} \sqrt{\frac{1 + \zeta \xi^3 \operatorname{Re} \frac{1}{1 - iq_2}}{1 + \zeta \xi^3 \operatorname{Re} \frac{1}{1 - iq_0}}}, \quad (10)$$

где  $\zeta = \rho'/\rho - 1$ ;  $s_n$ ,  $\tilde{\kappa}_{n2}$ ,  $q_n$  суть функции трех аргументов:  $\zeta$ ,  $\xi$ ,  $\alpha$ , причем определяющим фактором является не частота, а значение  $\alpha$  (6). При  $\alpha \ll 1$  и  $\alpha \sim 1$   $s_n < 1$ , т.е. потери минимальны при жесткой оболочке ( $n = 0$ ); в этом случае независимо от значений  $\zeta$  имеем:  $s_{1,2,3} \xrightarrow{\xi \rightarrow 0} 1$ ,  $s_{1,2,3} \xrightarrow{\xi \rightarrow 1} 0,25$  т.е. превышение потерь над случаем  $n = 0$  доходит до 4 раз. При больших значениях  $\alpha$   $s_n > 1$  и потери минимальны при  $n = 2$ , причем  $s_{1,2,3} \xrightarrow{\alpha \rightarrow \infty} 1 + \xi^4$  для любых значений  $\zeta$ . Ниже приведены примеры обоих вариантов.

Далее на рисунках крупными точками (●) обозначены экспериментальные результаты. Соответствие расчетных кривых граничным условиям следующее: — жесткая оболочка ( $n = 0$ );  $\cdots$  — условие Квашнина ( $n = 1$ ); — — — условие Хаппеля ( $n = 2$ ); - · - · - условие Кувабары ( $n = 3$ ).

На рис. 1 показаны результаты измерений Хемптоном (Hampton, 1967) [15] затухания  $A(\varepsilon) = 8,686\tilde{\kappa}_2(\varepsilon)$  звука частотой 100 кГц в полидисперсной суспензии частиц каолинита в воде в зависимости от объемной концентрации частиц  $\varepsilon$ . Параметры суспензии: плотность частиц  $\rho' = 2,71 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, их сжимаемость  $k' = 10^{-11}$  Па<sup>-1</sup>; плотность воды  $\rho = 0,9982 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, вязкость  $\eta = 1,004 \cdot 10^{-3}$  Па·с, сжимаемость  $k = 4,557 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>, скорость звука  $c = 1482,7$  м/с; средний размер частиц  $2R = 2,50 \cdot 10^{-6}$  м = 2,5 мкм;  $\alpha = 1,397$ ;  $\zeta = 1,715$ . Приведены также расчетные кривые затухания  $A_n(\varepsilon)$ . Видно, что для теоретического объяснения экспериментальных данных подходит только нижняя кривая ( $n = 0$ ), дающая наименьшие из четырех вариантов вязкие звуковые потери.

На рис. 2 представлены результаты измерений Уриком (Urick, 1948) [16] затухания звука частотой 1,0 МГц в полидисперсной суспензии частиц каолина в воде при разных

концентрациях частиц. Значения параметров:  $\rho' = 2,71 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ,  $k' = 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$ ,  $\zeta = 1,715$ ,  $\alpha = 1,635$ . Средний диаметр частиц  $2R = 0,925 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,925 \text{ мкм}$ . И здесь минимальные вязкие потери описывает нижняя кривая, полученная для ячеек с жесткими оболочками и наиболее пригодная для интерпретации экспериментальных данных.

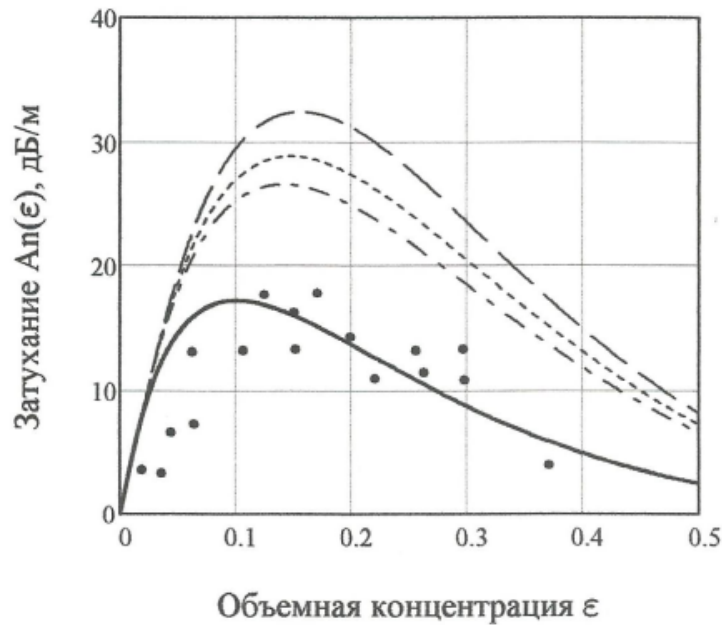


Рис. 1. Затухание звука частотой 100 кГц в полидисперсной суспензии каолинита в воде для разных объемных концентраций  $\epsilon$  частиц средним диаметром  $2R = 2,5 \text{ мкм}$  [15]

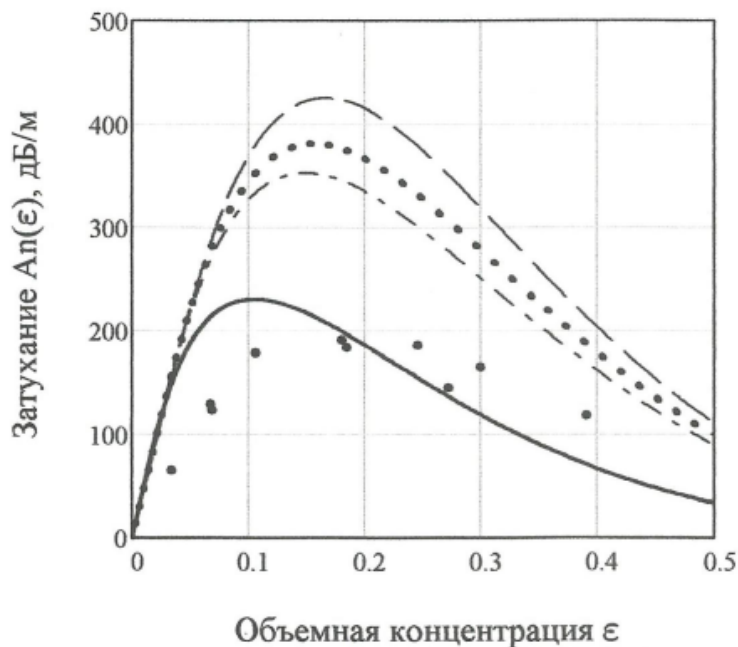


Рис. 2. Затухание звука частотой 1,0 МГц в полидисперсной суспензии каолина в воде для разных объемных концентраций  $\epsilon$  частиц средним диаметром  $2R = 0,925 \text{ мкм}$  [16]

На рисунках 1, 2 вряд ли следует рассчитывать на лучшее совпадение теоретических кривых с результатами измерений, поскольку расчетные кривые для полидисперсных суспензий получены с учетом лишь среднего размера частиц при

широком спектре их размеров, что является грубым приближением. Частицы суспензий заведомо нерегулярной формы в расчетах принимаются сферическими с радиусами, определяемыми седиментационными (т.е. стационарными) измерениями, и остается лишь надеяться, что эти значения радиусов частиц применимы и к описанию вязких звуковых потерь в широком диапазоне частот [15], [16]. Кроме того, не учтены тепловые потери. Неизвестна также точность измерений – не высокая, судя по разбросу точек.

На рис. 3 приведено сравнение расчетных и измеренных в работе [17] значений звуковых потерь в суспензиях частиц рутила ( $\text{TiO}_2$ ) в воде для разных объемных концентраций на частоте 10,3 МГц. Помимо вязких потерь (в дБ/(см·МГц))

$$ВП_n(\varepsilon) = \frac{8,686}{100 \cdot 10,3} \cdot \frac{\omega}{2\tilde{c}_\Phi(\omega)} \cdot \frac{\tilde{\rho}_2(\omega)}{\tilde{\rho}_1(\omega)},$$

для четырех граничных условий при расчете учтены также тепловые потери

$$ТП(\varepsilon) = \frac{8,686}{100 \cdot 10,3} \cdot \frac{\omega}{2\tilde{c}_\Phi(\omega)} \cdot \frac{\tilde{k}_2(\omega)}{\tilde{k}_1(\omega)},$$

не зависящие от гидродинамических граничных условий на поверхности ячейки. Они взяты из статьи [7], где рассчитаны по формулам, дублирующим результаты работы [11]. Параметры суспензии частиц рутила:  $\rho' = 3,92 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $\zeta = 2,929$ . Средний размер частиц согласно [17] зависит от концентрации:  $2R(\varepsilon) = (0,3 + 0,3478\varepsilon)$  мкм. Значения  $\alpha$  – в пределах 1,70 – 2,59.

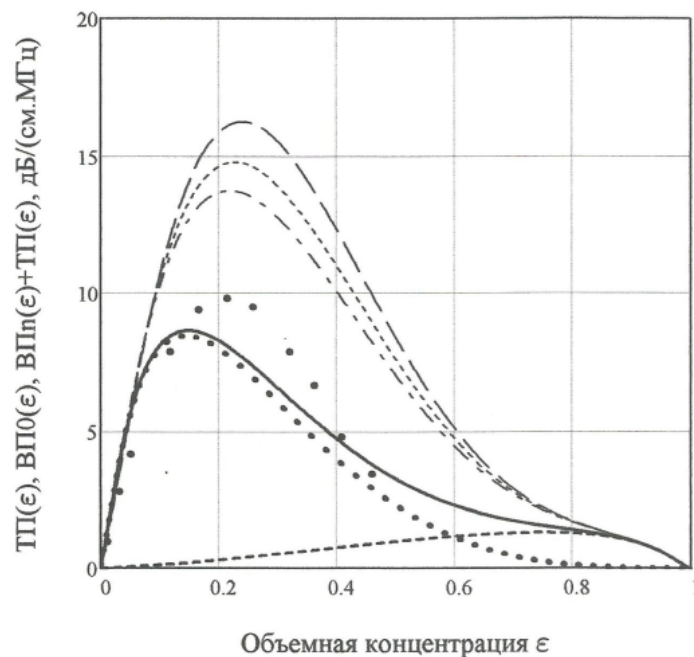


Рис. 3. Затухание звука частотой 10,3 МГц в суспензии рутила ( $\text{TiO}_2$ ) в воде в зависимости от объемной концентрации  $\varepsilon$  частиц средним диаметром  $2R(\varepsilon) = (0,3 + 0,3478\varepsilon)$  мкм [17]:  $\cdots$  – расчет вязких потерь  $ВП_0(\varepsilon)$  для жесткой оболочки;  $- - -$  – расчет тепловых потерь  $ТП(\varepsilon)$ .

Как и в предыдущих случаях, наилучшим приближением к экспериментальным данным служит кривая  $ВП_0(\varepsilon) + ТП(\varepsilon)$ , представляющая минимальные суммарные вязкие и тепловые потери в модели суспензии с жесткими оболочками ячеек. Кривые суммарных потерь для моделей с другими граничными условиями намного превышают результаты измерений.

Работа [18] содержит данные измерений в диапазоне частот 20 - 300 кГц затухания звука в воде, насыщенной с объемной концентрацией  $\varepsilon = 0,635$  стеклянными бусинками среднего диаметра  $2R = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,18 \text{ мм}$ . Иные параметры этой суспензии:  $\rho' = 2,45 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ,  $\zeta = 1,4544$ ,  $\gamma = 0,5077$  (по (7)),  $\alpha = 10,06 \cdot f_{\text{кГц}}^{1/2}$  (по (6)). На рис. 4 точками показаны (в функции от параметра  $\alpha$ ) экспериментальные данные работы [18] и нанесены расчетные кривые.

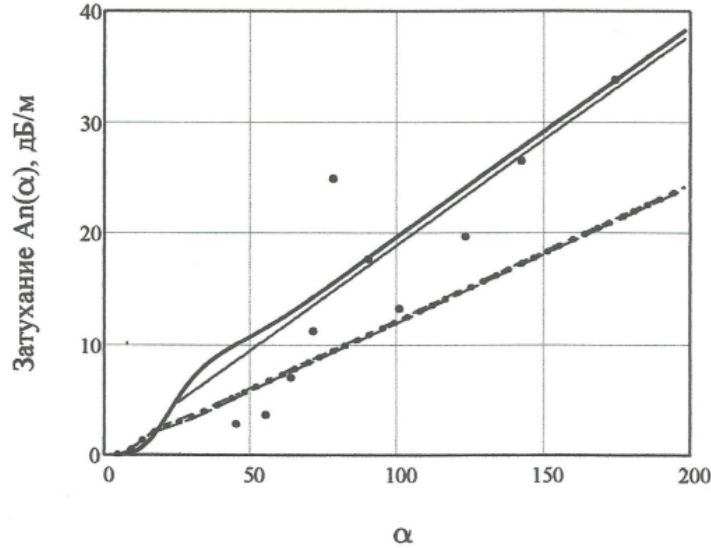


Рис. 4. Частотная зависимость затухания звука в суспензии стеклянных бусинок диаметром  $2R = 0,18 \text{ мм}$  в воде при  $\alpha = 10,06 \cdot f_{\text{кГц}}^{1/2}$  [18]

Верхняя кривая представляет точные расчетные значения в дБ/м затухания при  $n = 0$ . Ниже – высокочастотное приближение для жесткой оболочки

$$A_0 = 8,686 \cdot \tilde{\kappa}_{02} = 1,9057 \sqrt{f_{\text{кГц}}}, \text{ дБ/м},$$

следующее из выражения для амплитудного коэффициента поглощения звука [7, (33)]:

$$\tilde{\kappa}_{02}(\omega) = \frac{9(1 - \gamma)^2 \xi^3 \sqrt{\rho \eta} (1 + \xi^4) \sqrt{\omega}}{4\sqrt{2} [1 - (1 - \gamma)\xi^3]^2 \tilde{\rho}(\infty) \tilde{c}_\Phi(\infty) R}, \text{ м}^{-1},$$

где

$$\tilde{\rho}(\infty) = \rho \left\{ 1 + \frac{3(1 - \gamma)\xi^3}{2[1 - (1 - \gamma)\xi^3]} \right\}, \text{ кг/м}^3,$$

$\tilde{c}(\infty) = 1917,2 \text{ м/с}$  – среднее значение фазовой скорости по измерениям в [18]. Нижние три точные кривые ( $n = 1, 2, 3$ ) практически сливаются. Несмотря на предсказываемые ими минимальные потери, эти кривые не годятся для аппроксимации экспериментальных данных, с чем неплохо справляется (кроме нижних 20, 30, 40 кГц) верхняя кривая, относящаяся к жесткой оболочке ( $n = 0$ ) и описывающая, на этот раз, наибольшие вязкие потери.

Критерии  $s_n = \tilde{\kappa}_{02}/\tilde{\kappa}_{n2}$  представлены на рис. 5. Частотам измерения соответствуют значения параметра  $\alpha$ , охватывающие диапазон от 45 до 174, где всюду  $s_n > 1$ , и минимальные потери обеспечивает граничное условие Хаппеля, а не жесткая оболочка.

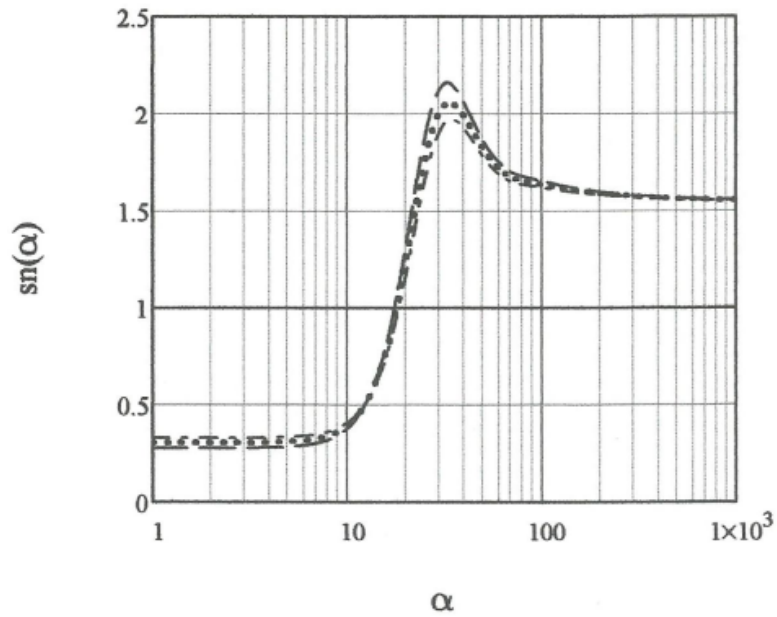


Рис. 5. Критерии  $s_n(\alpha) = \frac{\tilde{\kappa}_{02}(\alpha)}{\tilde{\kappa}_{n2}(\alpha)}$  (10) для данных работы [18]

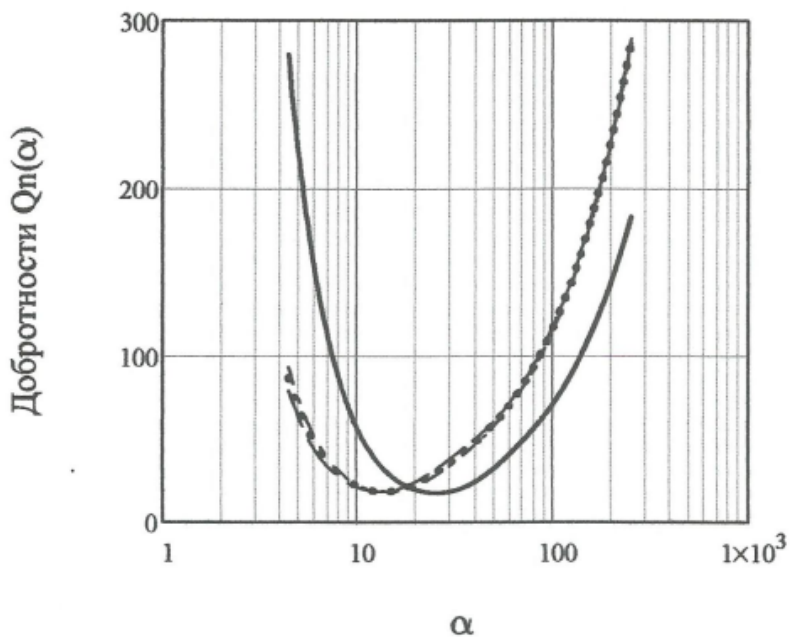


Рис. 6. Добротности  $Q_n(\alpha) = \frac{\tilde{\rho}_{n1}(\alpha)}{\tilde{\rho}_{n2}(\alpha)}$  моделей суспензий при вязких потерях

Информативны также  $\alpha$ -зависимости «добротностей» моделей суспензий при вязких звуковых потерях.

$$Q_n(\alpha) = \frac{\tilde{\rho}_{n1}(\alpha)}{\tilde{\rho}_{n2}(\alpha)} = \frac{1 + \zeta \xi^3 \operatorname{Re} \left( \frac{1}{1 - iq_n(\alpha)} \right)}{\zeta \xi^3 \operatorname{Im} \left( \frac{1}{1 - iq_n(\alpha)} \right)}.$$

Для данных работ [18] они показаны на рис. 6.

## Заключение

Выполненные сравнения показали, что только при использовании граничного условия в виде жесткой оболочки удается хорошо интерпретировать экспериментальные данные, тогда как три других граничных условия для этого не годятся.

Первоначально жесткая оболочка появилась в связи с требованием минимальных потерь, призванным заменить недостающее граничное условие на поверхности ячейки. «Принцип минимума диссипации – это один из важнейших принципов отбора реальных движений из числа виртуальных. ... Природа этим принципом нам демонстрирует удивительную особенность: она допускает не просто те движения, при которых энтропия растет, а только те, при которых рост минимален... Он строго никогда не был обоснован. ... Но, с другой стороны не существует примеров, которые бы ему противоречили» [19 с. 49]. При стационарном течении в ячейке принцип минимума вязких потерь диктует необходимость ограничения ее жесткой оболочкой. Обратное, коль скоро жесткая оболочка на границе ячейки уже имеется, то согласно вариационному принципу Гельмгольца [13, с. 415], действительное медленное стационарное течение вязкой несжимаемой жидкости происходит с наименьшей диссипацией энергии, в отличие от любых допустимых виртуальных течений с тем же распределением скоростей на поверхности ячейки, т.е. со скоростями самой жесткой оболочки. Таким образом, для стационарных течений жесткая оболочка необходима и достаточна для выполнения принципа минимума диссипации.

Но для звуковых колебаний принцип Гельмгольца неприменим. Здесь, как показано выше, звуковые течения суспензии с жесткими оболочками ячеек скорее следуют принципу экстремальных (стационарных) потерь – в зависимости от значения параметра  $\alpha$  ( $\beta$ ) минимальных (чаще) или максимальных в сравнении с течениями при других граничных условиях и других распределениях граничных скоростей. Для более уверенных выводов вопрос требует дальнейших проработок (в том числе применительно к эмульсиям и вязкоупругим дисперсным средам) и сравнений с экспериментами.

Предложенная здесь теория применима к расчету звукогасящих сред. Заменяя в суспензии жидкость воздухом, получим физическую модель зернистого звукопоглощающего материала [20, с. 49]. Его отличительная особенность – большое значение параметра  $\zeta \gg 1$ , как и в случае волокнистых звукопоглотителей [14].

Выполнив во всех формулах здесь (а также в [14]) замену динамической вязкости жидкости  $\eta$  (Па·с) на  $i\mu^*(\omega)/\omega$ , где  $\mu^*(\omega) = \mu(\omega)[1 - i\delta(\omega)]$  (Па) – комплексный модуль сдвига вязкоупругого материала, например, резины, получим средство расчета акустических характеристик резиноподобной среды с твердыми сферическими или цилиндрическими включениями [21].

## Список литературы

1. Хаппель Дж., Бреннер Г. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса / Пер. с англ. под ред. Буевича Ю.А. М.: Мир, 1976. 630 с.
2. Квашнин А.Г. Об одной ячейной модели суспензии сферических частиц // Изв. АН СССР, МЖГ. 1979. № 4. С. 154-157.
3. Happel J. Viscous flow in multiparticle systems: slow motion of fluids relative to beds of spherical particle // A. I. Ch. E. Journal. 1958. V. 4. № 2. P. 197-205.
4. Kuwabara S. The forces experienced by randomly distributed parallel circular cylinders or spheres on a viscous flow at small Reynolds numbers // J. Phys. Soc. Japan. 1959. V. 14. № 4. P. 527-533.

5. Казаков Л.И. Гармонические колебания вязких капель в вязкой жидкости в условиях стесненного обтекания. Владивосток, 1984. 18 с. – Деп. в ВИНТИ 12.09.84 № 6202 – 84 Деп.
6. Казаков Л.И. Динамика капель в электрокапиллярных акустических преобразователях. Дисс. ... к.ф.-м.н. Владивосток, 1985. 114 с.
7. Казаков Л.И. О распространении звука в дисперсных средах // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 3. С. 330-341.
8. Исакович М.А. Общая акустика. Учебное пособие. М.: Наука, 1973. 495 с.
9. Гинзбург В.Л. Об общей связи между поглощением и дисперсией звуковых волн // Акуст. журн. 1955. Т. 1. № 1. С. 31-39.
10. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. 3-е изд. перераб. М.: Наука, 1986. 736 с.
11. Бызова Н.Л., Нестеров В.С. Термическое затухание звука в суспензии высокой концентрации // Акуст. журн. 1959. Т. 5. № 4. С. 408-414.
12. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. 2-е изд. дополн. и перераб. М.: ГИФМЛ, 1959. 699 с.
13. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 7-е изд. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
14. Казаков Л.И. Ячеечные модели суспензий цилиндрических частиц при разных граничных условиях // NOISE Theory and Practice. 2019. Т. 5. № 2. С. 39–48.
15. Hampton L.D. Acoustic Properties of Sediments // J. Acoust. Soc. Amer. 1967. V. 42. № 4. P. 882-890.
16. Urick R.J. The Absorption of Sound in Suspensions of Irregular Particles // J. Acoust. Soc. Amer. 1948. V. 20. № 3. P. 283-289.
17. Dukhin A.S., Goetz P.J. Ultrasound for Characterizing Colloids. Elsevier. 2002. 372 P.
18. Novem J.M., Ingram G.D. Viscous Attenuation of Sound in Saturated Sand // J. Acoust. Soc. Amer. 1979. V. 66. № 6. P. 1807-1812.
19. Моисеев Н.Н. Математика ставит эксперимент. М.: Наука, 1979. 224 с.
20. Шашкеев К.А., Шульдешов Е.М., Попков О.В., Краев И.Д., Юрков Г.Ю. Пористые звукопоглощающие материалы (обзор) // Труды ВИАМ. 2016. № 6 (42). С. 46–56.
21. Викторова Р.Н., Тютюкин В.В. Физические основы создания звукопоглощающих материалов с использованием среды с комплексной плотностью // Акуст. журн. 1998. Т. 44. № 3. С. 331-336.

## References

1. Happel J., Brenner G. Hydrodynamics at Small Reynolds Numbers. Under the editorship of Buevich Y.A. M.: Mir, 1976. 630 P. [in Russian]
2. Kvashnin A.G. On one cell model of suspension of spherical particles. Izv. AN USSR, MZHG. 1979. No. 4. Pp. 154-157. [in Russian]
3. Happel J. Viscous flow in multiparticle systems: slow motion of fluids relative to beds of spherical particle // A. I. Ch. E. Journal. 1958. V. 4. No. 2. P. 197-205.
4. Kuwabara S. The forces experienced by randomly distributed parallel circular cylinders or spheres on a viscous flow at small Reynolds numbers // J. Phys. Soc. Japan. 1959. V. 14. No. 4. P. 527-533.
5. Kazakov L.I. Harmonic oscillations of viscous droplets in viscous liquid under constrained flow conditions. Vladivostok, 1984. 18 p. - DEP. in VINITI 12.09.84 No. 6202 - 84 DEP. [in Russian]



6. Kazakov L.I., Dynamics of droplets in an acoustic electrocapillary converted the stands. Diss. ... Ph. D. Vladivostok, 1985. 114 PP. *[in Russian]*
7. Kazakov L.I. On the propagation of sound in dispersed media. *Acoust. Phys.* 2018. T. 64. No. 3. P. 330-341.
8. Isakovich M. A. General Acoustics. Textbook. M.: Science, 1973. 495 P. *[in Russian]*
9. Ginzburg V.L. On the General Relationship between Absorption and Dispersion of Sound Waves // *Acoust. Phys.* 1955. Vol. 1. No. 1. P. 31-39.
10. Landau L. D., Lifshits E. M. Hydrodynamics. 3 ed., revised. M.: Science, 1986. 736 P. *[in Russian]*
11. Buzova N.L., Nesterov V. S. Thermal Attenuation of Sound in a High Concentrated Suspension. *Acoust. Phys.* 1959. Vol. 5. No. 4. P. 408-414.
12. Levich V.G. Physico-chemical Hydrodynamics. 2 ed., suppl. and revised. M.: GIFML, 1959. 699 P. *[in Russian]*
13. Loitsyansky L.G. Mechanics of Liquid and Gas. 7th ed. M.: Bustard, 2003. 840 P. *[in Russian]*
14. Kazakov L.I. Cell Models of Suspensions of Cylindrical Particles under Different Boundary Conditions // *NOISE Theory and Practice.* 2019. Vol. 5. No. 2. P. 39-48. *[in Russian]*
15. Hampton L.D., Acoustic Properties of Sediments // *J. Acoust. Soc. Amer.* 1967. V. 42. No. 4. P. 882-890.
16. R.J. Urick, The Absorption of Sound in Suspensions of Irregular Particles // *J. Acoust. Soc. Amer.* 1948. V. 20. No. 3. P. 283-289.
17. Dukhin A.S., Goetz, P.J. Ultrasound for Characterizing Colloids. Elsevier.2002. 372 p.
18. Hovem, J.M., Ingram D.G. Viscous Attenuation of Sound in Saturated Sand // *J. Acoust. Soc. Amer.* 1979. V. 66. No. 6. P. 1807-1812.
19. Moiseev N.N. Mathematics puts the Experiment. M.: Science, 1979. 224 P. *[in Russian]*
20. Shashkeev K.A., Shuldeshov E.M., Popkov O.V., Kraev I.D., Yurkov G.Yu. Porous Sound-absorbing Materials (review) // *Proceedings of VIAM.* 2016. No. 6 (42). P. 46-56. *[in Russian]*
21. Viktorova R.N., Tyutekin V.V. Physical Bases of Creation of Sound-absorbing Materials with Use of Environment with Complex Density. *Acoust. Phys.* 1998. T. 44. No. 3. P. 331-336.

УДК: 641.5.06  
OECD: 02.11.JY

## О совершенствовании конструкции кухонных машин для улучшения их шумовой характеристики

Заплетников И.Н.<sup>1</sup>, Пильненко А.К.<sup>2</sup>, Квилинский О.Д.<sup>3</sup>

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

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

<sup>3</sup> аспирант кафедры оборудования пищевых производств

<sup>1,2,3</sup> Донецкий национальный университет экономики и торговли имени  
Михаила Туган-Барановского (ДонНУЭТ), г. Донецк, Украина

### Аннотация

Универсальные кухонные машины (УКМ) имеют широкие возможности обработки пищевых продуктов, а также выполняют различные технологические операции в производственном цеху предприятий питания. Заводом изготовителем для всех типов УКМ является Пермский завод торгового машиностроения, Россия. Большое распространение на предприятиях питания получила машина УКМ типа ПУ-0.6, П-2, УММ-ПР и УКМ. Многолетние исследования ДонНУЭТ шумовых характеристик машин указали на тенденцию на их изменения конструкции в сторону снижения излучаемого шума, т.е. повышения технического уровня машин и их конкурентоспособности. Однако, некоторые модели УКМ показали превышение предельно-допустимых норм по шуму, а именно со сменным механизмом для взбивания и просеивания пищевых продуктов. Предложены рекомендации по усовершенствованию конструкции механизмов.

**Ключевые слова:** шумовая характеристика, универсальная кухонная машина, совершенствование конструкции.

### *Directions and problems of engineering acoustics*

*Zapletnikov I.N.<sup>1</sup>, Pilnenko A.K.<sup>2</sup>, Kvilinskii O.D.<sup>3</sup>*

*<sup>1</sup> Professor*

*<sup>2</sup> Assistant professor*

*<sup>3</sup> Postgraduate*

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

### **Abstract**

*Universal Kitchen Machines (UKM) has ample opportunities for processing food products, as well as performs various technological operations in the production workshop of catering enterprises. By a plant a manufacturer from all types of UKM is the Perm plant of trade engineer, Russia. Long-term researches of DonNUET of noise descriptions of machines specified on a tendency on their changes of construction toward the decline of the radiated noise, i.e. increases of technical level of machines and their competitiveness. UKM models have exceeded the maximum permissible noise standards namely with interchangeable mechanism for whipping and sifting food. Suggestions for design improvements mechanisms.*

**Keywords:** *noise characteristic, universal kitchen machine, design improvement.*

## Введение

Универсальные кухонные машины широко применяются на предприятиях питания благодаря возможности выполнения разнообразных технологических операций: обработки мяса и рыбы, обработки сырых и вареных овощей, взбивания различных жидких пищевых продуктов, перемешивания, просеивания, дробления и очистки пищевого сырья и продуктов. Выполнение этих операций производится путем замены на приводном механизме соответствующих сменных механизмов [1-3]. Комплектность УКМ сменными механизмами различная. Машины выпущены серийно Пермским заводом торгового машиностроения РФ.

Первоначально завод выпускал привод ПУ-0,6, затем привод П-2, в настоящее время выпускаются УКМ. Кроме того, Пермским заводом торгмаш выпущен малогабаритный привод УММ, который устанавливается в малых кухонных помещениях, в вагонах – ресторанах, на судах и др.

УКМ при работе излучает уровень шума, оказывающий вредное воздействие не только на обслуживающий персонал, но и на посетителей предприятий питания. Тем более, что производственные помещения этих предприятий акустически связаны, зачастую, с залами обслуживания.

Пермский завод торгмаш (ПЗТМ) периодически совершенствует конструкцию выпускаемых УКМ для улучшения их эксплуатационных характеристик, в т.ч. шумовых.

В технических информационных источниках сведения о шумовой характеристике (ШХ) исследуемых машин отсутствуют, т.к. они являются одним из показателей их технического уровня и конкурентоспособности.

### 1. Эволюция конструкции универсальных кухонных машин и их шумовых характеристик

Проводимые кафедрой оборудования пищевых производств университета ДонНУЭТ многолетние экспериментальные исследования шумовых характеристик УКМ позволили проследить эволюцию этих характеристик со временем.

Целью работы является научное обоснование направления совершенствования конструкций УКМ для снижения излучаемого шума и, тем самым, улучшения санитарно-гигиенических условий труда работников общественного питания.

Результаты проведенных исследований ШХ УКМ представлены в таблице 1 в виде уровней звуковой мощности по характеристике А [4].

В таблице 1 частота вращения выходного вала 1 соответствует 170 об/мин, а 2 – частоте 330 об/мин.

Таблица 1

Шумовые характеристики универсальных кухонных машин

Технологическая операция	Шумовые характеристики, дБА			
	Тип машины			
	ПУ-0,6	П-2	УКМ	УММ-ПР
Собственно привод				
скорость 1	77	77	74	83
скорость 2	-	82	80	-
Измельчение				
овощей	77	90	82	86
мяса	80	84	79,7	83
Взбивание				
скорость 1	78	88	77	84
скорость 2	82	92	84	86
Перемешивание	83	88	77	-
Дробление сухарей	81	83	-	-
Просеивание	-	98	82	-
Протирание	-	90	-	-
Очистка корнеклубнеплодов	-	-	-	88

Анализ полученных результатов и их графическая интерпретация показывает, что ШХ собственно приводов имеют тенденцию к их снижению, что свидетельствует о повышении качества и технического уровня их конструкции.

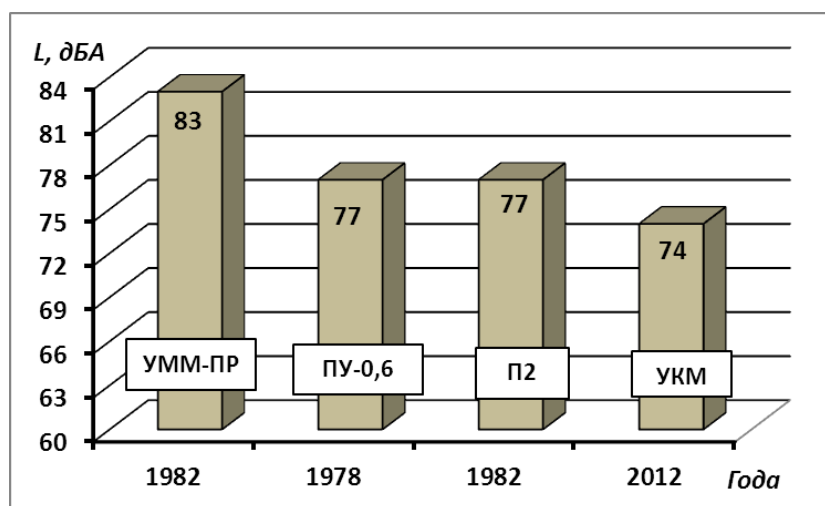


Рис. 1. ШХ универсального привода

Что касается использования машин со сменными механизмами для выполнения отдельных технологических операций, то аналогичная тенденция сохраняется лишь при сравнении ШХ привода П-2 и УКМ. У универсального привода ПУ-0,6 ШХ, выпущенного ранее, оказались ниже, чем у привода П-2, серийно выпущенного ПЗТМ позже, взамен ПУ-0,6. Это связано с увеличением на П-2 установленной мощности электродвигателя с 0,6 кВт до 0,8 кВт и, возможно, снижением массы машины с 48 кг до 41 кг.

ШХ последней модификации УКМ улучшены на 2-8 дБА, по сравнению с приводом П-2 как по характеристике собственно привода, так и при выполнении

отдельных технологических операций. Исключение составляет ШХ при просеивании муки. Величина снижения излучаемого шума уменьшена на 16 дБА за счет реконструкции подшипникового узла, которое привело к снижению биения сита.

Наибольший уровень шума УКМ излучает при работе с просеивающим сменным механизмом – 90 дБА. Основным источником шума в машине является вращающееся сито с частотой 12 с<sup>-1</sup>, посаженное консольно на вал. Поступающий неравномерно из бункера сыпучий продукт в сито создает дополнительную центробежную нагрузку на вал. Балансировка сита, в результате, не дает нужного эффекта. Сито вибрирует и излучает повышенный уровень шума. Корпус просеивателя не снижает излучаемого шума, т.к. питающий бункер акустически связан с производственным помещением. Для дальнейшего снижения излучаемого шума УКМ с просеивателем целесообразно дальнейшее совершенствование конструкции просеивателя в направлении: необходимо разнести подшипниковые опоры. Одну разместить в нижней части сита, а вторую – в верхней части сита, пропустив вал через сито.

Источником повышенного шума во взбивальном механизме является зубчатый планетарный механизм внутреннего зацепления привода взбивателя. К улучшению ШХ механизма приведет замена зубчатого венца внутреннего зацепления на пластмассовое из композитных материалов или капролона. Такое усовершенствование конструкции не только снизит излучение шума УКМ, но и исключит необходимость смазки зацепления и возможность попадания смазки в дежу с продуктом. Другим направлением совершенствования взбивального механизма может быть замена зубчатой передачи на передачу трением.

Высокий уровень излучения шума (84 дБА) последней модели УКМ возникает на большой частоте вращения выходного вала при работе машин на взбивании пищевых продуктов. Однако, проведенные экспериментальные исследования свидетельствуют и о том, что при взбивании смесей на высокой скорости имеет место превышение санитарных норм.

Высокий уровень шума излучается машиной УММ-ПР – 88 дБА при очистке картофеля из-за ударов клубней о стенки рабочей камеры.

Обращает на себя внимание и достаточно высокий уровень шума, излучаемый УКМ при измельчении овощей. Основными источниками шума в машинах является шум, излучаемый собственно приводом, шум конической передачи вращения от привода к валу рабочего органа, шум от взаимодействия ножей рабочего органа с продуктом. Шум конической передачи во многом зависит от качества сборки передачи, прежде всего зазора между зубьями и смазки зубчатой передачи. Улучшение ШХ данной машины возможно путем замены конической передачи на червячную. Эксперименты показали, что при этом уровень звуковой мощности излучения шума снижается на 18-20 дБА. Качество смазки передачи зависит в основном, от периодичности обслуживания. На шум взаимодействия ножей с продуктом существенное влияние оказывает их заострение и усилие на толкателе.

Первый фактор определяется качеством обслуживания машины, а второй – наличием демфирующего элемента и датчиком максимального усилия, отключающего электродвигатель УКМ.

Предельно-допустимая шумовая характеристика (ПДШХ) УКМ по уровню звуковой мощности (характеристика А) составляет 82 дБА. Эта характеристика получена исходя из допустимого уровня звука помещений предприятий общественного питания 70 дБА и ГОСТ 31252-2004 (ИСО 3740:2000) и ГОСТ 30530-97. Сравнение ШХ привода УКМ с ПДШХ показывает, что ШХ собственного привода и привода с рядом сменных механизмов равны или не превышают значение ПДШХ.

## Заключение

Таким образом, дальнейшее совершенствование конструкции универсальных кухонных машин с целью улучшения санитарно-гигиенических условий эксплуатации целесообразно направить на усовершенствование просеивающего, взбивального сменного механизма, а также измельчения овощей в соответствии с апробированными рекомендациями.

## Список литературы

1. Корнюшко Л.М. Механическое оборудование предприятий общественного питания: Учебник. – СПб: ГИОРД, 2006. – 288 с.
2. Оборудование предприятий торговли и общественного питания. Полный курс: Учебник/под ред. проф. В.А. Гуляева. – М: ИНФРА-М, 2002. – 543 с.
3. Дейниченко Г.В., Ефимова В.О., Постнов Г.М. Оборудование предприятий питания: Справочник. – Харьков: ДП Редакция «Мир Техники и Технологии», 2000. – 256 с.
4. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография / И.Н.Заплетников. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2015. – 542 с.

## References

1. Kornyushko L.M. Mehanicheskoe oborudovanie predpriyatij obshestvennogo pitaniya: Uchebnik. – SPb: GIORD, 2006. – 288 pp.
2. Oborudovanie predpriyatij trgovli i obshestvennogo pitaniya. Polnyj kurs: Uchebnik / under the editorship of prof. V.A. Gulyaev. - M: INFRA-M, 2002. – 543 p.
3. Deinichenko G.V., Efimova V.O., Postnov G.M. Oborudovanie predpriyatij pitaniya: Spravochnik. - Kharkov: DP Editorial Office "World of Engineering and Technology", 2000.- 256 p.
4. Zapletnikov I.N. Vibroakustika oborudovaniya pischevyih proizvodstv: monografh. – Kharkov: Publishing House of NTMT, 2015. – 542 p.

УДК: 534

OECD: 01.03.AA ACOUSTICS

## Потери акустической энергии при прохождении звуковой волны через пористо-волокнистый материал

Герасимов А.И.<sup>1</sup>, Васильев М.Д.<sup>2\*</sup>, Светлоруссова А.М.<sup>3</sup><sup>1</sup> Доцент, к.т.н, МГСУ, Москва, Россия<sup>2</sup> Студент-магистр, МГСУ, Москва, Россия<sup>3</sup> Студент-магистр, МГСУ, Москва, Россия

### Аннотация

В настоящей статье рассматривает вопрос наличия и учет потерь звуковой энергии волны при ее прохождении в пористо-волокнистых материалах, рассматривается роль динамической вязкости материала в данном процессе. Рассматривается сопротивление вязкого трения в зависимости от размера пор. Вывод формулы потери акустической энергии при прохождении звуковой волны через пористо-волокнистый материал, а, следовательно, поглощение акустической энергии, вызванные вязкостью (коэффициент вязкости – коэффициент потерь) и теплопроводностью (коэффициент теплопроводности) материала.

**Ключевые слова:** потери акустической энергии, пористо-волокнистые материалы, акустические материалы.

### *Loss of Acoustic Energy During the Passage of a Sound Wave Through a Porous Fibrous Material*

Gerasimov A.I.<sup>1</sup>, Vasilyev M.D.<sup>2\*</sup>, Svetlorussova A.M.<sup>2</sup><sup>1</sup> PhD, Associate Professor, Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia<sup>2</sup> Master's student, Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia<sup>3</sup> Master's student, Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia

### Abstract

We consider the issue of the presence and accounting of the losses of sound energy of a wave during its passage in porous-fibrous materials; the role of the dynamic viscosity of the material in this process is considered. Viscous friction resistance is considered depending on the pore size. The derivation of the formula for the loss of acoustic energy during the passage of a sound wave through a porous fibrous material, and, consequently, the absorption of acoustic energy caused by the viscosity (viscosity coefficient - loss coefficient) and thermal conductivity (thermal conductivity) of the material.

**Keywords:** loss of acoustic energy, porous fibrous materials, acoustic materials.

### Введение

Как известно [1,4], по своим механическим характеристикам акустические материалы из минерального и стеклянного волокна, относятся к упруго-вязким и

---

\*E-mail: mick03vasil@mail.ru (Васильев М.Д.)

материалам, механические свойства которых определяются главным образом модулем упругости и вязкостью. При распространении звука в атмосфере на значительные расстояния существенную роль играет поглощение звука – часть энергии звуковой волны превращается в тепло. Эти потери энергии пропорциональны полной энергии волны, т.е. на каждой единице длины пути распространения рассеивается одна и та же относительная доля всей энергии волны. При поглощении поток звуковой энергии переходит в тепловой поток, а при рассеянии остается звуковым, но уходит из направленно распространяющегося пучка. Поглощение звука обуславливается внутренним трением и теплопроводностью среды. Для одной и той же среды поглощение поперечных волн меньше, чем продольных, так как они не связаны с адиабатическими изменениями объема, при которых появляются потери на теплопроводность [2,4].

### 1. Вывод формулы потери акустической энергии при прохождении звуковой волны через пористо-волокнистый материал

Ранее было изучено [4,5], что акустическая эффективность данных пористо-волокнистых материалов в значительной степени определяется их физико-механическими и волновыми параметрами, характеризующих их свойства: динамический модуль упругости, коэффициент потерь, постоянная распространения и волновое сопротивление в теории линейной вязкоупругости по аналогии с Законом Гука ( $\sigma = E \cdot \varepsilon$ ), принято считать функцию  $E_{(iw)}^*$  – комплексным динамическим модулем упругости.

$$E_{(iw)}^* = R_e \cdot E_{(iw)}^* + I_m \cdot E_{(iw)}^*, \quad (1)$$

где:  $R_e \cdot E_{(iw)}^* = E_{\Delta}(\omega)$  – действительная часть – динамический модуль упругости;

$I_m \cdot E_{(iw)}^* = E\eta(\omega)$  – мнимая часть – модуль потерь;

$\eta$  – коэффициент потерь при колебаниях в результате внутренних потерь в материале.

Как известно, процесс прохождения звука через слой пористо-волокнистого материала сопровождается затуханием и поглощением энергии звуковых волн в порах материала, вызванной механической вязкостью (трением) и динамической теплопроводностью [1].

В акустических системах, которые представляют собой пористо-волокнистые материалы, звуковая энергия превращается в тепловую в результате вязкого сопротивления за счет передачи звуковых волн через поры (узкие каналы) [2,3].

Поры – узкие каналы, являются примерами акустических сопротивлений. Кроме активного сопротивления имеется также реактивное сопротивление: отношение этих двух составляющих сопротивление, является функцией размеров. Данный факт виден из уравнения акустического импеданса узкого канала (щели) [1]:

$$Z_A = \frac{\mu \cdot l}{h^3 \cdot b} + j \frac{6\rho \cdot l \cdot \omega}{5b \cdot h}, \quad (2)$$

где:  $\mu$  – коэффициент вязкости, равный для воздуха  $1,86 \cdot 10^{-4}$  г/см<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность материала, г/см<sup>3</sup>;

$l$  – длина щели в направлении потока, см;

$b$  – ширина щели в направлении потока, см;

$h$  – высота щели в направлении потока, см;

$\omega = 2\pi f$  – угловая частота, рад/с.

Рассмотрим процесс поглощения, обусловленный вязкостью. Уравнение распространения плоской звуковой волны в пористой среде с учетом сопротивления,



которое представляет влияние вязкости [4]:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + R \cdot v \quad (3)$$

Если поры (каналы) очень малы, – сопротивление вязкого трения значительно превосходит инерционное и уравнение (3) принимает вид:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial x} = R \cdot v \quad (4)$$

Введем смещение, и получим следующий вид:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial x} = R \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad (5)$$

Воздушное сопротивление  $R$  (активное) прямо пропорционально динамической вязкости  $\mu$  и обратно пропорционально квадрату радиуса канала (в соответствии с моделью Рэлея):

$$R = \frac{8\mu}{a^2} \quad (6)$$

С другой стороны с учетом уравнения непрерывности (непосредственные вычисления изменения давления  $\rho$  в зависимости от сжатия воздуха в порах материала) имеет вид:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{S} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (7)$$

где  $S$  – динамическая жесткость воздуха.

Из уравнений (2) и (6) получим:

$$\frac{1}{S} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = R \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad (8)$$

В соответствии с [4], в узких порах (каналах) контакт с поверхностью значителен и это приводит к тому, что теплообмен совершается мгновенно и процесс протекает скорее изотермически, чем адиабатически, при этом:

$$\frac{\partial \rho}{\rho} + \frac{\partial V}{V} = 0; pV = const, \quad (9)$$

где  $V$  – объем пор, заполненных воздухом.

$$S = -\frac{\partial V}{V \partial \rho} = \frac{1}{\rho}. \quad (10)$$

Для скорости распространения звука в вязкой среде [5]:

$$c_1^2 = \frac{1}{\rho_0 S} = \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{c^2}{b}, \quad (11)$$

где  $b$  – отношение удельных теплот при постоянном давлении и постоянном объеме.

Откуда:  $\frac{1}{S} = \frac{\rho_0 \cdot c_0^2}{b}$ .

С учётом выражения (11) и уравнения (8) запишем в виде:

$$\frac{\rho_0 \cdot c_0^2}{b} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = R \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad (12)$$

или

$$c^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{b \cdot R}{\rho} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad (13)$$

Решением уравнения может быть:

$$P(x) = \rho_0 \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{-\gamma x}, \quad (14)$$

$$\bar{V}(x) = V_0 \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{-\gamma x}, \quad (15)$$

где  $p_0$  и  $V_0$  – амплитуды избыточного звукового давления и колебательной скорости;

$\gamma$  – постоянная распространения 1/см;

$\omega$  – круговая частота,  $\omega = 2\pi f$ , Гц.

$\gamma = \alpha + i\beta$ , где  $\alpha$  – коэффициент затухания амплитуды давления плоской звуковой волны в порах материала.

$$\beta = \frac{2\pi f}{c_0} = \frac{\omega}{c_0} - \text{фазовая постоянная.}$$

Фазовая постоянная воздуха в порах материала равно волновому числу  $k = \frac{2\pi f}{c_0}$ .

Комплексное волновое число состоит из действительной и мнимой составляющих:

$$\bar{k} = \frac{\omega}{c_0} + \frac{i\bar{\mu}}{2\rho_0 c_0} \quad (16)$$

Коэффициент вязкости  $\mu$  можно определить через структурный фактор  $Q$  (структурная характеристика волокнистого материала) [4], по формуле:

$$Q = \frac{q + q_0}{\sqrt{k \cdot d_0}}, \quad (17)$$

где  $q = 0,01\rho_1/\rho_0$  – приведенная плотность, пропорциональная отношению плотности материала  $\rho_1$ , кг/м<sup>3</sup> и воздуха  $\rho_0$ , кг/м<sup>3</sup>, при  $t = 20^\circ\text{C}$ , тогда:  $q = p/123$ ,

$k$  – волновое число воздуха;  $k = \frac{2\pi f}{c_0}$ ;

$d_0$  – диаметр волокна, мкм.

Отсюда  $q_0 = (10q^2 + 0,5q^{-1} + 0,5 \cdot k^2 \cdot d^4 \cdot h^{-2})^{-1}$  – величина, учитывающая влияние податливости скелета волокнистой среды на ее акустические свойства, где  $h$  – длина волокна, см.

При прохождении звуковой волны процесс сжатия воздуха в порах (каналах) сопровождается теплообменом между воздухом и поверхностью пор.

Распространение и поглощение звука (звуковой волны, звуковой энергии) в пористом материале с учетом вязкости, вызывающей переход звуковой энергии в тепловую, описывается дифференциальным уравнением [4,5]:

$$\frac{d\rho}{dx} = \frac{Q}{\pi} \cdot \rho_0 \cdot \frac{dV}{dt} + rv, \quad (18)$$

где:  $v$  – скорость колебаний, м/с;

$r$  – удельное сопротивление продуванию, Па·с/м.

Исходя из [4], поглощение акустической энергии, вызванной вязким сопротивлением описывается формулой:

$$\alpha_1 = \frac{8\pi^2\mu}{3\lambda^2\rho_0c_0}, \quad (19)$$

где  $\lambda$  – длина волны, м.

Рассмотрим механизм затухания, обусловленный теплопроводностью (без учета вязкого сопротивления) [5]. В этом случае в систему уравнений, описывающих распространение плоской звуковой волны в порах материала, добавляем уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho_0\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (20.1)$$

Отсюда преобразуем:

$$\rho_0\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \quad (20.2)$$

Преобразуем вышеописанные формулы в систему:

$$\begin{cases} \rho_0 \cdot c_0 \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial\rho}{\partial t} \\ P = \rho \cdot \bar{R} \cdot T \end{cases} \quad (21)$$

где  $\bar{R}$  – газовая постоянная, Дж/(моль·К);

$T$  – абсолютная температура, К.

При постоянном давлении уравнение теплопроводности имеет однородный вид:

$$Q = A_1 \cdot e^{i\gamma x} + A_2 \cdot e^{-i\gamma x}, \quad (22)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  – амплитуды бегущей (либо стоящей) волны и экспоненциально затухающих волн соответственно, м.

После ряда преобразований получаем дисперсное соотношение:

$$k = \pm \frac{\omega}{c_0} \sqrt{0,7(1 + \frac{i \cdot C_p \cdot \rho_0}{\lambda \cdot \omega}) \pm \sqrt{0,49(1 + \frac{i \cdot C_p \cdot \rho_0}{\lambda \cdot \omega} - 1,4 \frac{i \cdot C_p \cdot \rho_0}{\lambda \omega})}}, \quad (23)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении,  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности.

Знак «+» (плюс) под корнем дает характеристику акустической волны, а знак «-» (минус) – тепловой.

Потери акустической энергии, вызванные теплопроводностью можно оценить коэффициентом поглощения  $\alpha_2$ .

$$\alpha_2 = \frac{2\pi^2 \cdot f^2}{c_0^2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \cdot \frac{\lambda}{c_p} \cdot (\frac{c_p}{c_v} - 1) \quad (24)$$

Поскольку показатель адиабаты для воздуха  $\frac{c_p}{c_v} = 1,4$ , выражение (24) запишем в виде:

$$\alpha_2 = \frac{2\omega^2}{c_0^2 \cdot W_1} \cdot \frac{0,4 \cdot \lambda}{c_p} \quad (25)$$

где  $W_1$  – волновое сопротивление воздуха.

Суммарные потери, а, следовательно, поглощение акустической энергии, вызванные вязкостью (коэффициент вязкости – коэффициент потерь) и теплопроводностью (коэффициент теплопроводности) материала, получим в виде:

$$\alpha_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \mu}{c_0^2 \cdot W_1} + \frac{2\omega^2}{c_0^2 \cdot W_1} \cdot \frac{0,4\lambda}{c_p} \quad (26)$$

### Заклучение

Как показали исследования [2,4,5], наиболее существенную роль в процессе потери звуковой энергии в пористо-волокнистых материалах играет динамическая вязкость ( $\mu = \eta$ ), потери, вызванные теплопроводностью, составляют не более 10% от величины  $\mu$ .

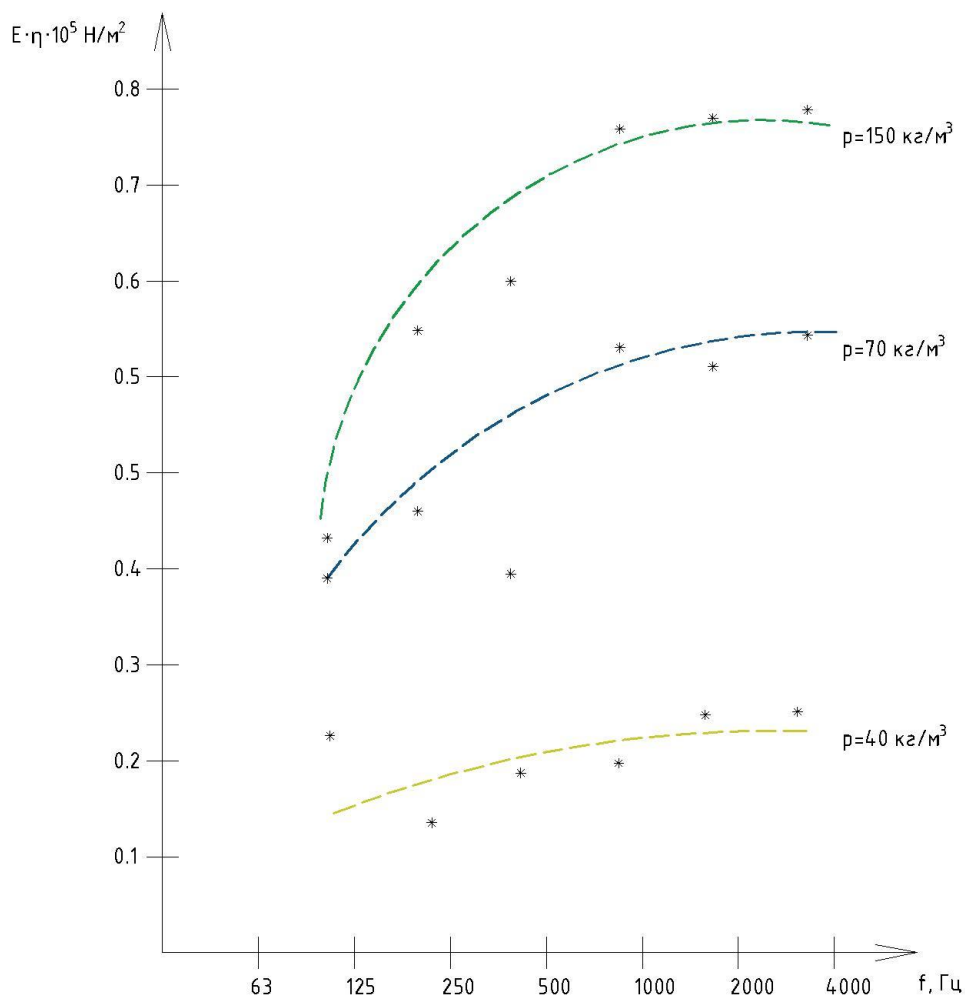


Рис. 1. Частотные характеристики динамического модуля потерь минераловатных материалов ISOVER толщиной 50 мм.

На рис. 1, в качестве примера, представлены экспериментальные частотные

характеристики динамического модуля потерь для минераловатных материалов ISOVER, толщиной 50 мм и плотностью  $\rho = 40, 70$  и  $150 \text{ кг/м}^3$ .

Таким образом, потери, вызванные динамической вязкостью, в основном определяют и сопровождают процесс поглощения звуковой энергии в пористо-волокнистом материале. Для данного типа материалов величина коэффициента потерь может быть определена с помощью метода передаточной функции [5], либо по формуле (17) через волновые и структурные характеристики материала.

### Список литературы

1. Цвиккер К., Костен К. Звукопоглощающие материалы, - М: ИЛ, 1952.
2. Герасимов А.И., Никонова Е.В. Звукоизоляция многослойных перегородок с учетом волновых параметров звукопоглощающего материала из минерального волокна ISOVER // Научное обозрение. - 2013. - № 9. - С. 142-145.
3. Мехелс Ф. Звукопоглощающие материалы и их назначение. Снижение шума в зданиях и жилых районах, - М: Стройиздат, 1987.
4. Иноземцев, А.А. Сопротивление упруго-вязких материалов, - Л.: Стройиздат, 1966. - 168 с.
5. Воронина Н.Н. Эмпирические выражения для расчета волновых параметров волокнистых звукоизоляционных материалов по их структурной характеристике // Труды НИИСФ (строительная акустика), выпуск 15, - М., 1976.

### References

1. Zwicker K., Kosten K. Sound-absorbing materials, - M: IL, 1952.
2. Gerasimov A.I., Nikonova E.V. Sound insulation of multilayer partitions taking into account the wave parameters of sound-absorbing material from mineral fiber ISOVER // Scientific Review. - 2013. - No. 9. - S. 142-145.
3. Mechels F. Sound-absorbing materials and their purpose. Noise reduction in buildings and residential areas, - M: Stroyizdat, 1987.
4. Inozemtsev, A.A. Resistance of elastic-viscous materials, - L.: Stroyizdat, 1966. - 168 p.
5. Voronina N.N. Empirical expressions for calculating the wave parameters of fibrous soundproof materials according to their structural characteristics // Transactions of NIISF (building acoustics), edition 15, - M., 1976.



## Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" занимается разработкой шумозащитных мероприятий более 10 лет.

Организационная структура предприятия:

- отдел акустики;
- отдел проектирования;
- испытательная лаборатория, аккредитованная на измерения физических факторов;
- отдел строительства;
- отдел научных исследований и разработок;
- отдел внедрения;
- планово-экономический отдел.

За годы работы организацией запроектировано большое количество шумозащитных конструкций в различных регионах России (на скоростных автомагистралях, мостах, железных дорогах, эстакадах), в том числе и на таких масштабных объектах, как Кольцевая автодорога и Западный Скоростной диаметр в Санкт-Петербурге, объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, реконструкции федеральных автодорог М-8 "Холмогоры", М-4 "Дон" и др. Организацией выполняются проектно-изыскательские работы по проектированию шумозащиты на первой в России Высокоскоростной железнодорожной магистрали "Москва-Казань". Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны. Производство, организованное на базе предприятия, позволяет выпускать любые шумозащитные конструкции, отвечающие всем требованиям государственных стандартов, а опытный персонал в кратчайшие сроки производит сборку и монтаж.

*"Наша компания обладает мощными научным и проектным подразделениями с современными технической и интеллектуальной базой, позволяющими выполнять проекты по шумозащите любой сложности от идеи до воплощения. В своей деятельности мы опираемся на лучшие традиции, сочетая их с передовыми технологиями и стараемся сделать наш окружающий мир тише."*

**Александр Шашурин**  
Генеральный директор

# Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



## **Главная цель**

Главная цель сетевого научного Журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики (наука о шуме и вибрации).

## **Основные задачи**

Основными задачами Журнала являются:

- отражение последних достижений в теории и практике борьбы с шумом и вибрацией;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, и выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

## **Научное цитирование Журнала**

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей в режиме on-line и представлен в открытом доступе с возможностью сохранения в формате pdf.

Материалы Журнала индексируют в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, Figshare, CiteFactor, ROAD.

ООО"ИАК"  
г. Санкт-Петербург  
2019